

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ  
ИНСТИТУТ  
(ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

А.М. Петренко, А.Т. Звеков

ГРУЗОВЫЕ МАНИПУЛЯТОРЫ СПЕЦИАЛЬНЫХ  
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Учебное пособие

Утверждено в качестве учебного  
пособия редсоветом МАДИ(ГТУ)

МОСКВА 2009

УДК 629.7.083:621.86.032-236.58  
ББК 39.335.4

**Петренко А.М. Грузовые манипуляторы специальных транспортных средств: учебное пособие / А.М. Петренко; А.Т. Звеков МАДИ(ГТУ), – М., 2009. – 90 с.**

Рецензенты:

зав. кафедрой ГП и ГПА, канд.техн.наук., доц. Домогаров А.Ю.,  
Главный конструктор ФГУП КБ «Мотор» Беляков С.Б.

В учебном пособии изложены основы проектирования и расчета различных конструкций манипуляторов, установленных на специальных транспортных средствах и применяемых для выполнения технологических и рабочих операций с различными грузами. В основном представлены материалы по конструкции грузовых манипуляторов транспортных агрегатов, применяемых для транспортировки специальных грузов и выполнения стыковочных операций с изделиями, расположенными в шахте. В учебном пособии представлен также материал по специальным машинам (эвакуаторам), предназначенным для эвакуации транспортной техники, потерпевшей аварию, и ее транспортировки.

Рассмотрены вопросы выбора и определения характеристик элементов привода, необходимых для разработки исполнительных силовых узлов и систем управления работой манипулятора. Представлен также анализ конструкций манипуляторов различного исполнения в зависимости от назначения и характера выполняемых рабочих операций по перемещению груза.

Учебное пособие предназначено для студентов конструкторско-механического факультета специальности «Многоцелевые гусеничные и колесные машины», а также может быть использовано для студентов кафедры «Транспортные установки» и других родственных специальностей МАДИ.

УДК 629. 7.083:621.86.032-236.58  
ББК 39.335.4

© Петренко А.М.

© Московский автомобильно-дорожный институт  
(государственный технический университет), 2009

## **Введение**

Головные части ракет транспортируют отдельно от несущей конструкции. Это обусловлено специфическими требованиями к хранению, транспортировке и подготовке к работе таких грузов. Стыковочная операция головной части с носителем осуществляется на стартовой позиции. Стыковка проводится специальными манипуляторами, установленными на подвижном транспортном средстве, обеспечивающем транспортировку и сохранность груза [3].

Подвижные транспортные машины, предназначенные для транспортировки и работы со специальными грузами, представляют особую группу специальных машин, позволяющих перевозить груз в определенных условиях окружающей среды. Особенностью конструкции таких машин является их высокая мобильность, плавность хода, автономное энергообеспечение, работа с перевозимым грузом без вспомогательных внешних грузоподъемных и грузоперемещающих устройств, сохранность груза при транспортировке и работа с ним в различных температурных условиях и при атмосферных осадках, скрытность от внешних наблюдателей и возможность наибольшей автоматизации проводимых операций.

Основой транспортно-стыковочного агрегата является шасси колесной или гусеничной машины требуемых габаритов и грузоподъемности. На шасси монтируется специальный термостатируемый контейнер для размещения груза и манипулятор, обеспечивающий проведение необходимых рабочих операций с грузом. Такие специальные мобильные машины (агрегаты) получили название изотермических транспортно-стыковочных (ИТСМ).

Наиболее широкое распространение в нашей стране получили транспортно-стыковочные агрегаты, использующие шасси колесных автомашин ЗИЛ, КамАЗ, МАЗ, УРАЛ, Брянского и Курганского автозаводов. Конструкции манипуляторов, монтируемых на этих машинах, различны и зависят как от массы груза, так и от назначения, обусловленного требованиями к работе с грузом. В основном применяются конструкции манипуляторов порталного и стрелового типов. Портальные манипуляторы позволяют обеспечить наибольшую скрытность и автоматизацию рабочих операций с грузом, а стреловые – имеют широкие возможности по выполнению грузовых операций без строгой ориентации положения груза относительно машины.

Учитывая широкое применение манипуляторов для различных работ, связанных не только со специальными грузами, рассмотрены и машины - эвакуаторы. Эвакуаторы являются самоходными специальными транспортными средствами, оборудованными манипулятором и предназначенными для оказания необходимой помощи дорожной транспортной технике, находящейся в аварийной ситуации.

## 1. АВТОМОБИЛЬНЫЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И САМОПОГРУЗЧИКИ

Прототипами ИТСМ можно считать различные машины авто-тракторной техники, используемой в народном хозяйстве, оборудованные стационарными или навесными грузоподъемными устройствами, имеющими механический, электрический или гидравлический привод. Наиболее широко используется гидропривод, отличающийся простотой конструкции, малыми габаритами и массой. При этом гидравлические устройства обладают меньшей инерцией, чем электрические, имеют высокую приемистость и малое время запаздывания при обработке командных сигналов. Маховые массы гидравлических двигателей и насосов вращательного действия не превышают 10% масс электродвигателя той же мощности. Следует отметить, что для разгона электродвигателя средней мощности требуется время от одной до нескольких секунд в зависимости от его размеров и конструкции, тогда как время разгона гидродвигателя той же мощности составляет не более 0,1 с. Большим преимуществом гидравлических систем является возможность бесступенчатого регулирования выходной скорости и осуществление высокой степени ее редукции, плавности, устойчивости, а также обеспечение равномерности движения исполнительных силовых механизмов. Гидравлические двигатели отличаются от электрических жесткостью характеристик под нагрузкой и допускают неограниченную по времени работу при максимально возможных низких скоростях, сохраняя при этом постоянство заданных характеристик (зависимость скорости от нагрузки).

Гидравлические системы обладают высокой надежностью и долговечностью в эксплуатации. Электрические системы имеют также высокую надежность и долговечность, но применяются на грузоподъемных машинах в большинстве случаев для энергообеспечения.

Широкое использование имеют автокраны, которые выполняют с одной или двумя энергетическими установками (одна – для передвижения машины, другая – для привода рабочих органов крана). Однако большинство автокранов используют для привода рабочих органов основной двигатель машины, отбирая часть его мощности через коробку (редуктор) отбора мощности. Этот привод может быть механическим, электрическим и гидравлическим.

Основными показателями развития конструкций автокранов являются: грузоподъемность; транспортная скорость; скорость выполнения рабочих операций; время приведения крана в рабочее и транспортное положение; специальные устройства и контрольные приборы, обеспечивающие безаварийную работу; транспортные га-

бариты; маневренность; проходимость; конструкция и материалы для несущих и силовых узлов.

Наиболее рациональным является применение гидравлических устройств для привода крановых механизмов. Гидропривод обеспечивает плавное, бесступенчатое регулирование скоростей рабочих операций и более компактную компоновку всей машины.

Элементарная конструкция автокрана с поворотным и переменным вылетом грузовой стрелы состоит из двух частей: неповоротной, монтируемой на шасси автомобиля, и поворотной. К неповоротной части крана относится силовая рама, дополнительные опорные домкраты, круг катания поворотной части, привод отбора мощности. К поворотной части относится поворотная платформа, распределительная коробка с реверсом, механизм вращения крана, лебедка для подъема груза и стрелы, стрела с крюком, шарнирно установленная в проушинах поворотной платформы, портал, кабина крановщика и органы управления краном. Крутящий момент от коробки отбора мощности (раздаточная коробка) через карданную передачу и редуктор передается на вал центральной опоры и распределительную коробку с реверсом. Поворотная платформа через три пары роликов опирается на круг катания, закрепленный на неповоротной раме. Реверс обеспечивает изменение направления вращения стрелы крана со всеми механизмами. Для включения в работу барабана лебедки и механизма вращения крана в распределительной коробке имеются кулачковые муфты. От распределительной коробки через карданные валы вращение передается на червячные редукторы и барабаны лебедок подъема груза и стрелы. Червячные редукторы имеют постоянно замкнутые ленточные тормоза с храповыми механизмами, позволяющими производить подъем груза и стрелы и препятствующие вращению редукторов в обратном направлении. При опускании груза или стрелы соответствующий червячный редуктор вращается двигателем, преодолевающим сопротивление тормоза. Поворот крана осуществляется передачей крутящего момента на вертикальный вал редуктора вращения крана с шестерней, находящейся в постоянном зацеплении с большим зубчатым венцом, закрепленным на неподвижном круге катания. Шестерня обкатывается вокруг венца, обеспечивая поворот крана в одном или другом направлении. Редуктор вращения крана имеет конусную предохранительную муфту, пробуксовывающую при перегрузке механизма. Остановка поворотной платформы и фиксация ее от произвольного поворота осуществляются постоянно замкнутым ленточным тормозом редуктора вращения. Управление краном производится из кабины крановщика.

Устойчивость автокрана в рабочем положении и разгрузка шин осуществляется выносными опорами и устройством блокировки рессор (рис.1). Блокировка рессор производится с помощью рычаж-

но-винтовых стабилизаторов. Двуплечий рычаг 4 шарнирно закреплен на неповоротной раме. Левый конец рычага соединен серьгой 2 с подушкой рессоры 1, а правый опирается своей пятой на конец винта 6, ввернутого в гайку 5. Гайка приварена к пластине, которая шарнирно закреплена на неповоротной раме. При подготовке крана к движению стабилизаторы выключаются перемещением гаек назад. При работе крана гайки поворачиваются на шарнирах в вертикальное положение, винты 6 вворачиваются до соприкосновения с пятой двуплечих рычагов 4 и затягиваются, обеспечивая жесткую связь колес с рамой автокрана. Простейшая конструкция механического привода лебедки перемещения груза показана на рис.2.

Рис.1. Блокировка рессор автокрана:

1-рессора; 2-серьга; 3-палец; 4-рычаг; 5-гайка; 6-винт

Автокраны указанной конструкции имеют вылет стрелы до 5,5 м и грузоподъемность до 3 т. Скорость подъема груза – до 12 м/мин, скорость вращения стрелы крана – 3,1 об/мин. Высота автокрана в транспортном положении до 3,4 м, с поднятой на максимальный вылет стрелой – 8,2 м, максимальная высота подъема крюка – 6,6 м. Отношение массы поднимаемого груза к собственной массе автокрана – 0,44.

Рис.2. Кинематическая схема механического привода лебедки:

1-раздаточная коробка; 2-коробка отбора мощности; 3-цепная передача с промежуточными звездочками; 4-червячный редуктор; 5-лебедка; 6-тяговый трос

Автокран не имеет свободной платформы, расположенной на шасси автомобиля, на которой можно перевозить груз. Поэтому для работы со специальными грузами, проводимой в различных местах, в том числе и в труднодоступной местности, применяются автомобили – самопогрузчики (рис.3), выполняющие работу по транспортировке, погрузке и выгрузке грузов. Для выполнения погрузочно-разгрузочных операций они оборудуются легкими кранами, тельферами, порталами, специальными лебедками и другими грузоподъемными и грузоперемещающими устройствами.

Большое распространение получили грузовые автомашины с установленными на раме стреловыми манипуляторами. Манипуляторами называются механизмы, предназначенные для перемещения грузов или деталей на определенное место и установки их в строго ориентированном положении. Манипуляторы, применяемые на автомашинах, устанавливаются либо в передней части машины за кабиной водителя, либо в задней части кузова автомашины. Свободное же пространство кузова машины может использоваться для перевозки грузов. Общий вид автомашины с манипулятором показан на рис. 3.

Манипулятор имеет гидравлический привод, пропорциональный гидрораспределитель и аппаратуру для обеспечения необходимой плавности работы при перемещении грузов.

Рис.3. Общий вид самопогрузчика с манипулятором:  
1-автомашина; 2-манипулятор с секционной стрелой; 3-двухсекционный удлинитель

Угол поворота стрелы  $415^{\circ}$ . Стрела - складывающаяся трехсекционная, имеющая двухсекционный удлинитель последней секции стрелы, что обеспечивает вылет до 11,8 м. Максимальный грузовой момент – 10,35 тм, грузоподъемность при вылете до 2 м – 5,0 т, при вылете (с удлинителем) 11,8 м – 0,6 т. Максимальная глубина опускания крюка от рамы автомобиля: с основной стрелой – 5,5 м; с ос-

новой стрелой и удлинителем – 9,5 м. Рабочее давление гидросистемы – 20 МПа. Управление манипулятором осуществляется со стационарных пультов, расположенных по обе стороны машины. Для обеспечения безопасности работ на манипуляторе имеется реле давления, автоматически отключающее привод при перегрузке, а также предусмотрена защита при обрыве провода гидросистемы. В транспортном положении манипулятор разворачивается и компактно укладывается поперек платформы автомобиля за кабиной водителя, что позволяет эффективно использовать площадь кузова для перевозки грузов.

Аналогичная конструкция транспортно-перегрузочного агрегата на базовом шасси «Урал» - 4320 показана на рис.4. Машина предназначена для перевозки и работы со специальным оборудованием, для чего оборудована манипулятором и большой погрузочной площадью.

Манипулятор имеет грузовой момент 140 кНм, наибольший вылет стрелы – 7,3 м, наибольший угол поворота в горизонтальной плоскости –  $420^{\circ}$ , момент поворота в горизонтальной плоскости 17,6 кНм, высота машины в транспортном положении – 3,75 м, длина машины в транспортном положении – 10,435 м. Манипулятор, смонтированный в задней части платформы, предназначен для работы со специальным оборудованием шахты, расположенным на глубине до 45 м. Грузоподъемные операции совершаются с помощью лебедки, установленной на основании стрелы манипулятора с промежуточными поддерживающими от провисания каната блоками, расположенными внутри и на металлоконструкции стрелы.

Рис.4. Общий вид транспортно-перегрузочной машины на базовом шасси «Урал» - 4320:

1-шасси автомашины; 2- манипулятор в транспортном положении; 3-поворотная колонна; 4 – стрела; 5-удлинитель



Манипулятор (рис.5) представляет собой сварную коробчатую конструкцию, состоящую из стрелы 1, поворотной колонны 2 и опорно-поворотного устройства 3. Внутри стрелы расположен удлинитель, позволяющий изменять длину вылета стрелы и выдвигаемый гидроцилиндром, расположенным внутри удлинителя. Удлинитель опирается и движется по текстолитовым направляющим. По мере износа текстолитовых направляющих их поджимают специальными вкручиваемыми в технологические отверстия в стреле пробками. Поворотная колонна нижней частью посажена на цилиндр опорно-поворотного устройства, с помощью которого осуществляется поворот колонны в горизонтальной плоскости. К верхней части колонны шарнирно крепится стрела, угловые повороты которой в вертикальной плоскости обеспечиваются гидроцилиндром 4.

Конец стрелы имеет шарнирно соединенную с ней и удлиняющую стрелу, часть 7, в которой располагается удлинитель 5 с гидроцилиндром. Концевая часть стрелы может поворачиваться в вертикальной плоскости с помощью гидроцилиндра 8. Нагрузка от колонны воспринимается стаканом опорно-поворотного устройства и передается через сферический шарнир и бронзовую втулку на корпус, соединенный с рамой автомашины. Поворот колонны со стрелой обеспечивается двумя гидроцилиндрами через зубчатую рейку и шестерню, выполненную совместно со стаканом.

Рис.5. Конструкция манипулятора:

1-стрела; 2-поворотная колонна; 3-опорно-поворотное устройство; 4 – гидроцилиндр наклона стрелы; 5-удлинитель; 6- блок, поддерживающий трос; 7 – шарнирный удлинитель конца стрелы; 8-гидроцилиндр

При транспортном положении манипулятор размещается продольно на грузовой платформе, что позволяет транспортировать

грузы только небольших габаритов, располагаемых по бортам автомашины.

Важной задачей при проектировании специальной машины с манипулятором является обеспечение наибольшей площади в кузове автомашины для размещения груза при его транспортировании. На рис.6 показана конструкция манипулятора специальной автомашины, перевод которого в транспортное положение может осуществляться в любой точке по длине платформы кузова. На машинах этой конструкции можно перевозить грузы различных габаритов и конфигурации, а манипулятор после работы с грузом располагать в наиболее удобном месте грузовой платформы.

Рис.6. Конструкция складного манипулятора:

а – конструкция манипулятора; б-манипулятор в транспортном положении; 1-подвижное основание манипулятора; 2-основание стрелы; 3-двухсекционная стрела; 4, 5 – гидроцилиндры соответственно изменения положения концевой части стрелы и подъема стрелы; 6-ролики продольного перемещения; 7-механизм поворота манипулятора

Отличительной особенностью такой конструкции автомашины с манипулятором является возможность манипулятора перемещаться по длине погрузочной площади. Продольное перемещение манипулятора осуществляется по направляющим с помощью цепной передачи. Поворот колонны со стрелой обеспечивается двумя гидроци-

линдрами через зубчатую рейку и шестерню, выполненную совместно со стаканом опорно-поворотного устройства манипулятора. Электрогидравлический привод изменения положения стрелы расположен на основании стрелы. Подвод электропитания осуществляется кабелем через катушку с пружинным устройством, позволяющим поддерживать кабель постоянно в следящем натянутом положении при перемещении манипулятора. Подъем и опускание груза относительно стрелы осуществляется с помощью гидроцилиндра и полиспастной системы, расположенных внутри металлоконструкции стрелы.

Помимо самопогрузчиков со стреловыми манипуляторами определенное распространение получили транспортно – погрузочные автомашины с манипуляторами порталного типа. Простейшая конструкция автомобиля – самопогрузчика с манипулятором порталного типа, нашедшего широкое применение в народном хозяйстве, показана на рис.6. Представленная конструкция погрузчика позволяет сравнительно просто провести анализ и оценить работу манипулятора порталного типа.

Рис.6. Схема автомобиля-самопогрузчика с порталом:  
 а – самопогрузчик; 1-шасси автомобиля; 2-шарнир портала; 3-портал; 4-гидроцилиндр; 5-дополнительная опора;  
 б – схема гидропривода портала самопогрузчика; 1-маслобак; 2-гидронасос; 3-перепускной клапан; 4-гидрораспределитель; 5-гидроцилиндры

Портал шарнирно закреплен на силовой раме, которая установлена на шасси автомобиля. Угловое перемещение портала осуществляется гидроцилиндрами, соединенными шарнирно с вертикальными стойками портала. Применение двух гидроцилиндров исключает деформацию скручивания портала в поперечном направлении. Применяемые два гидроцилиндра, соединенные с вертикальными стойками портала, работают синхронно.

Для работы с грузом (погрузка на машину или разгрузка) портал может быть оборудован грузоподъемной системой, закрепленной либо на поперечине, либо на одной из вертикальных стоек портала. Лебедка с полиспастным устройством может иметь механический, электро - или гидропривод, энергообеспечение которого осуществляется через коробку отбора мощности от двигателя автомашины.

## **2. ИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ ТРАНСПОРТНО-СТЫКОВОЧНЫЕ МАШИНЫ**

Назначением изотермических транспортно-стыковочных машин (в дальнейшем по тексту – ИТСМ) является транспортировка и хранение специального груза в различных климатических условиях с соблюдением требуемого температурного режима и влажности, а также проведение необходимых грузоперемещающих операций. С помощью грузоподъемного устройства (манипулятора) осуществляется работа по установке и стыковке с определенной точностью различных перевозимых грузов с другими машинами и устройствами, в том числе и расположенными ниже поверхности дороги (заглубленными или расположенными в специальных шахтах на глубине 10 м и более).

ИТСМ оборудуются манипуляторами, устройствами и механизмами, создающими ориентацию в пространстве специальных грузов с обеспечением всех необходимых степеней свободы при их перемещении и с надежной фиксацией в заданном положении (транспортировка и положение груза при перемещении).

Система термостатирования обеспечивает в окружающем груз замкнутом пространстве стабильную температуру и влажность независимо от климатических условий, в которых должна работать машина. Основными устройствами, обеспечивающими требуемый температурный и влажностный режим при термостатировании, являются обогревательная и вентиляционная системы с аппаратурой контроля и автоматического поддержания заданного требуемого климатического режима. Работа устройств системы термостатирования осуществляется как от автономного, так и внешнего энергетического источников. При автономном источнике питания используются специальные станции с двигателями внутреннего сгорания, работающие на том же топливе, что и двигатель транспортной ма-

шины, а при электрообогреве – от генератора, установленного на валу отбора мощности от основного двигателя транспортного средства. Для обеспечения необходимого климатического режима при транспортировке специальный груз размещается в переносном герметичном теплоизолированном отдельном контейнере или стационарном отсеке, установленном на раме транспортного средства. На внешней стороне контейнера или отсека размещаются (или подключаются теплопроводы) устройства обеспечения требуемого температурного режима и контроля. В ряде случаев могут использоваться мягкие тенты или чехлы из теплоизолирующих материалов с системой подвода теплого воздуха.

Шасси транспортного средства выбираются в зависимости от массы перевозимого груза и системы, смонтированной на машине для обеспечения необходимых технологических и рабочих операций с грузом: Урал – 375, ЗИЛ – 131, КамАЗ – 5410, МАЗ – 543 и 547 и др., а также могут использоваться различные гусеничные машины соответствующей грузоподъемности и габаритов грузовой платформы.

### **Конструкция ИТСМ на специальном шасси**

Для транспортировки и работы с головными частями ракет небольшой массы применяются специальные автомашины. Особенностью машины являются шасси специальной конструкции, разработанной вместо штатного базового шасси. Груз перевозится в вертикальном положении в жестком кузове-отсеке, закрепленном на раме - шасси машины (рис.7).

Рис.7. ИТСМ на специальном шасси:

1-оголовок шахты; 2-носитель; 3-головная часть; 4-траверса; 5-вертикальный шарнир; 6-блоки полиспастной системы; 7-тележки; 8-балки поперечные; 9-лебедка; 10-тележка; 11-балка продольная; 12-шарнир; 13-кузов

Автомашина устанавливается над шахтой, в которой расположен носитель. В днище машины между лонжеронами рамы имеется люк, через который осуществляется стыковка головной части с носителем.

Перемещение груза производится манипулятором, состоящим из навесного устройства 4, вертикального шарнира 5, лебедки, тележек 7 и 10, продольной и поперечной балок 11 и 8. Вертикальное перемещение осуществляется с помощью лебедки, а горизонтальные перемещения в двух взаимно перпендикулярных направлениях – с помощью тележек 7 и 10, передвигающихся по балкам 8 и 11. Кузов имеет люки и двери для технического обслуживания и работы с грузом. При транспортировке груза и работе с ним внутренний объем кузова термостатируется, для чего в передней части кузова расположен обогревательный прибор с вентилятором, который с помощью коробов с отверстиями, проложенных на внутренней поверхности кузова, создает необходимый климатический режим, вокруг перевозимого груза. Контроль температуры и влажности осуществляется датчиками, размещенными вблизи транспортируемого груза. Система термостатирования работает от генератора, установленного на валу отбора мощности двигателя автомашины, а также может работать и от автономного внешнего источника энергии. Лебедка вертикального перемещения груза работает от ручного цепного привода, обеспечивающего работу оператора на малых подачах перемещения груза при стыковочной операции. Момент передается через редуктор на барабан с тросом. Фиксация положения груза осуществляется нормально замкнутым ленточным тормозом.

### **ИТСМ в виде автопоезда со стреловым манипулятором**

Особенностью конструкции ИТСМ является размещение перевозимого груза и грузового манипулятора на полуприцепе (рис.8).

Рис. 8. Общий вид ИТСМ в виде автопоезда:  
1-автомобиль-тягач; 2-полуприцеп; 3- кузов; 4- крышка; 5-колесный ход; 6-механизм раскрытия крышки

Полуприцеп представляет собой жесткий герметичный кузов, закрепленный на платформе и установленный на колесном ходу. Кузов состоит из двух частей, верхняя часть которой является крышкой. Двухосный колесный ход имеет независимую подвеску с поперечными рычагами направляющего устройства и пневмогидравлическим телескопическим упругим элементом. Герметичность между двумя частями кузова обеспечивается резиновым уплотнителем, закрепленным по периметру крышки. Обе части кузова соединяются эксцентриковыми замками.

Рис.9. Механизм раскрытия крышки:

а – схема раскрытия крышки; б – привод раскрытия крышки;  
1-крышка кузова; 2, 3-рычаги четырехзвенника; 4-привод; 5-зубчатое колесо; 6-вал; 7-гидроцилиндр; 8-шток с зубчатой рейкой

Для работы с грузом полуприцеп вывешивается на домкратах и с помощью гидромеханического привода осуществляется раскрытие крышки. После раскрытия крышки начинает работать с грузом стреловой манипулятор. Для раскрытия крышки (рис.9) применен рычажный механизм в виде четырехзвенника, приводом перемещения рычагов которого является зубчатый механизм с гидроцилиндрами.

Привод состоит из двух гидроцилиндров, штоки которых выполнены совместно с зубчатыми рейками. Зубчатые рейки находятся в зацеплении с зубчатыми колесами, расположенными на валу. На концах вала закреплены рычаги, шарнирно соединенные с крышкой. При перемещении штоков цилиндров с зубчатыми рейками начинают вращаться зубчатые колеса и вал с рычагами. Рычаги, поворачиваясь, тянут крышку кузова, смещая ее в сторону кабины тягача с одновременным раскрытием кузова. Крышка поднимается и разворачивается в вертикальной плоскости на определенный угол. Угол поворота (раскрытия) крышки определяется величиной вертикальной зоны необходимой для работы стрелы манипулятора при подъеме и перемещении груза относительно платформы.

Рис.10. Стреловой манипулятор:  
а-общий вид манипулятора; б-поперечина с грузовой цепью;  
в- схема запасовки цепи подъема (опускания) груза;  
1-подвеска; 2-стрела; 3,4-гидроцилиндры стабилизации положения груза и стрелы; 5-гидроцилиндр подъема (опускания) стрелы; 6-основание стрелы; 7-тележка; 8-механизм поворота стрелы; 9-гидроцилиндр подъема (опускания) груза



Работа с грузом осуществляется манипулятором стрелового типа (рис.10). Манипулятор представляет собой металлоконструкцию коробчатого сечения в виде изогнутой стрелы, шарнирно соединенной с вертикальной колонной, установленной на подшипниках в стакане на платформе. В нижней части колонны установлена шестерня, входящая в зацепление с зубчатыми рейками гидроцилиндров поворота колонны. Вся конструкция основания манипулятора (колонна, стакан, привод поворота стрелы) представляет собой тележку, которая может перемещаться в продольном направлении по направляющим, закрепленным на платформе. Перемещение тележки по направляющим проводится с помощью гидроцилиндра.

Гидравлическая система поворота стрелы манипулятора и продольного перемещения тележки обеспечивает работу гидропривода на большой и малой скорости.

Манипулятор состоит из тележки с колонной, на которой установлена стрела; гидроцилиндра подъема стрелы; гидроцилиндров стабилизации положения стрелы и груза; механизма поворота стрелы с приводом и механизма опускания и подъема груза.

Перемещение стрелы в вертикальной плоскости относительно колонны осуществляется гидроцилиндром. Опускание и подъем груза относительно стрелы проводится с помощью цепного устройства (пластинчатой цепи) и гидроцилиндра. Гидравлический привод системы опускания и подъема груза обеспечивает перемещение груза на большой и малой скорости. Опускание груза осуществляется за счет силы тяжести самого груза.

Механизм подъема и опускания груза представляет собой подвижную систему с поперечиной, перемещающихся внутри стрелы с помощью гидроцилиндра (см. рис.10). На поперечине закреплена пластинчатая грузовая цепь с подвеской, соединяющей всю систему через траверсу с грузом.

Гидроцилиндр перемещения груза установлен внутри стрелы. Один конец гидроцилиндра крепится шарнирно к стреле, второй – соединен через вилку с подвижным роликом, который расположен в промежуточном звене – поперечине. Грузовая (пластинчатая) цепь одним концом соединена с вилкой на промежуточном звене. Далее цепь огибает ролик, установленный в носовой части стрелы, затем огибает подвижный подпружиненный ролик, расположенный в поперечине, и через промежуточное звено - соединяется с роликом направляющей траверсы, т.е. с грузом. Запасовка цепи показана на рис. 10,в. Грузовая цепь огибает ролик, расположенный на вильчатой оси, закрепленной на поперечине и имеющей возможность свободного продольного перемещения относительно поперечины. На втором конце вильчатой оси устанавливается пакет тарельчатых пружин, амортизирующих осевое перемещение вилки с роликом и цепью. Тарельчатые пружины предназначены для снижения нагруз-

ки на систему перемещения груза при его опускании и подъеме. Устройство стабилизации положения стрелы и груза состоит из гидроцилиндров, соединенных по схеме «сообщающихся сосудов».

Рис.11. Общий вид ИТСМ на моношасси:  
а-общий вид агрегата; б- компоновка гидропривода поворота стрелы; 1-автомобиль; 2-грузовая платформа; 3-стрела; 4, 6-гидроцилиндры стабилизации положения соответственно груза и стрелы; 5- гидроцилиндр опускания (подъема) груза; 7-гидроцилиндр подъема стрелы; 8-основание стрелы; 9-тележка; 10-гидромотор ГМ-35; 11-редуктор; 12-поворотное основание стрелы

Работа системы стабилизации положения стрелы и груза происходит следующим образом. При перемещении стрелы манипулятора вверх поршень нижнего гидроцилиндра 4 вытесняет рабочую жидкость в полость верхнего гидроцилиндра 3. Поршень гидроци-

линдра 3 перемещается на одну и ту же величину, что и поршень цилиндра 4 (диаметры гидроцилиндров равны). При перемещении стрелы манипулятора вниз происходит обратная картина. Таким образом, любому перемещению поршня нижнего гидроцилиндра соответствует равное по величине перемещение поршня верхнего гидроцилиндра.

В гидросистеме стабилизации установлены обратные клапаны, которые препятствуют свободному перетеканию жидкости в одноименные полости гидроцилиндров. Обратные клапаны соединены с термическим клапаном, выполняющим функции предохранительного клапана, перепускающего рабочую жидкость в бак при превышении давления в системе (более 16 МПа).

### **ИТСМ со стреловым манипулятором на моношасси А. ИТСМ на базовом шасси «Урал»**

В отличие от ИТСМ, транспортирующей груз в составе автопоезда, конструкция данной ИТСМ разработана для перевозки груза на моношасси. Отличительной особенностью такого агрегата является то, что перевозка груза осуществляется в специальном термостатируемом контейнере, который устанавливается на грузовой платформе автомобиля. Конструкция стрелы манипулятора показана на рис.12. Отличается манипулятор системой поворота стрелы. Поворот стрелы осуществляется двухступенчатым червячно-цилиндрическим редуктором с приводом от гидромотора ГМ-35 (см. рис.11,б). Тележка 9 представляет собой сварную раму из двух лонжеронов и поперечин. На лонжеронах закреплены основание стрелы 8 и редуктор 11. Для перемещения тележки по направляющим платформы 2 на лонжеронах установлены балансирно ролики. Продольное перемещение тележки 9 стрелы относительно платформы осуществляется гидроцилиндром.

### **Б. ИТСМ на базовом шасси МАЗ-543**

ИТСМ разработан в двух вариантах, в которых используется колесное шасси МАЗ -543М. Шасси доработано для размещения специального оборудования и системы перевозки и работы с грузом. На шасси установлено: привод генератора (редуктор отбора мощности), генератор и система электрооборудования, система вентиляции, гидропривод, пульт управления и контроля, система термостатирования, а также два передних и два задних опорных домкрата.

В одном варианте груз перевозится в специальном термостатируемом контейнере, для чего на шасси установлена платформа с крышкой, закрывающей контейнер с грузом, и механизмом ее рас-

крытия. Манипулятор располагается на платформе отдельно от термостатируемого контейнера. Контейнер с грузом и манипулятор закрываются тентом, устанавливаемым на каркасе и закрывающим всю машину.

Во втором варианте груз перевозится в термостатируемом отсеке цельнометаллического кузова.

Рис.12. Манипулятор ИТСМ на шасси «Урал»:  
1-стрела; 2-гидроцилиндр подъема стрелы; 3-основание стрелы с поворотной колонной; 4-тележка; 5-механизм поворота стрелы; 6-гидроцилиндр перемещения груза; 7-грузовая цепь

Система термостатирования обеспечивает поддержание температурного режима в зоне расположения груза в пределах от + 5 до + 25<sup>0</sup>С при температуре окружающего агрегат воздуха до минус 40<sup>0</sup>С и более + 25<sup>0</sup>С. Система термостатирования работает как в процессе транспортирования груза, так и при работе с ним. На стоянке система термостатирования может работать от внешнего источника электроэнергии.

Рис.13. Конструкция платформы:  
1-платформа; 2-опора установки и крепления груза

Платформа (рис.13) состоит из основания, термостатируемого стакана, в котором перевозится груз, и опоры в стакане, куда устанавливается груз. Подвод теплого воздуха к стакану осуществляется по патрубкам. Основание платформы представляет собой несущую стальную конструкцию, состоящую из лонжеронов, балок, подкосов, и имеет откидные борта. На основании установлены: стакан, имеющий восьмигранную форму, и опора, на которой крепится груз. Для ориентировки установки груза на опоре имеются метки.

Стакан имеет открывающуюся крышку (тоже восьмигранной формы), которая совместно со стаканом создает герметичный теплоизолированный отсек. Для доступа к грузу в процессе его транспортировки на крышке имеется люк. Раскрытие (закрытие) отсека с грузом (перемещение крышки) осуществляется механизмом раскрытия. Для раскрытия крышки используются два гидроцилиндра, расположенные параллельно по обеим сторонам крышки, и соединяющиеся одним концом с рамой крышки, вторым - с платформой.

Проведение погрузочно-разгрузочных операций с грузом осуществляется с помощью манипулятора (рис.14).

Рис.14. Манипулятор:

1-основание с поворотной колонной; 2,4 – стабилизаторы положения стрелы и груза; 3- стрела; 5-стабилизатор груза; 6-гидроцилиндр подъема стрелы; 7-тележка; 8-механизм поворота стрелы; 9- гидроцилиндр перемещения груза; 10-полиспастная система перемещения груза

Манипулятор состоит из стрелы 3, установленной на основании 1 с колонной в тележке 7, гидроцилиндров: подъема и опускания стрелы 6; гидроцилиндра 9, опускания и подъема груза (расположенного внутри стрелы 3); гидроцилиндров поворота колонны со стрелой 3, установленной на тележке 7, и гидроцилиндров: стабилизации положения груза 2, соединенного со стабилизатором 1, и стабилизатора стрелы 4. Гидроцилиндры 2 и 4 соединены между собой по принципу «сообщающихся сосудов».

Рис.15. Общий вид ИТСМ с жестким кузовом:  
а-транспортное положение; б-схема рабочего положения машины;  
1-шасси автомашины; 2-платформа; 3- механизм раскрытия крышки;  
4-кузов; 5-крышка; 6-термостатируемый грузовой отсек; 7- отсек манипулятора; 8-манипулятор

Тележка состоит из рамы (две продольные балки с поперечной), где установлен стакан с колонной, к которой крепится стрела 4. Колонна расположена в стакане на подшипниках и имеет в нижней части шестерню, входящей в зацепление с зубчатыми рейками двух гидроцилиндров поворота колонны (гидроцилиндры работают в противофазе). Стрела с помощью гидроцилиндров может совершать поворот – вращение относительно вертикальной оси до  $270^{\circ}$ .

Тележка 7 оборудована балансирными роликами и обеспечивает продольное (по оси машины) по направляющим платформы перемещение. Продольное перемещение тележки со стрелой осуществляется с помощью гидроцилиндра продольного перемещения или червячно-винтовым приводом вручную.

Второй вариант ИТСМ представляет собой цельнометаллический кузов, расположенный на шасси МАЗ-543М, и состоящий из двух отсеков: в одном термостатируемом отсеке размещается груз, во втором – манипулятор. Оба отсека закрываются единой крышкой. Общий вид ИТСМ и схема рабочего положения машины представлены на рис.15.

Рис.16. Механизм раскрытия крышки:  
1- платформа; 2 -крышка; 3 - кузов; 4-упор; 5- силовая поворотная рама; 6-гидроцилиндр; 7, 8-кронштейны

Механизм раскрытия крышки (рис.16) представляет собой систему из силовой рамы 5, гидроцилиндра раскрытия 6 и упора 4. Раскрытие крышки происходит поворотом рамы, шарнирно соединенной с крышкой через кронштейн 7, относительно оси, закрепленной на платформе кузова (кронштейн 8). Поворот рамы осуществляется силовым гидроцилиндром. Угол поворота крышки при раскрытии ограничивается упором, шарнирно связанным с рамой и платформой 1.

### **ИТСМ с манипуляторами порталного типа**

Манипуляторы порталного типа нашли применение и на специальных автомашинах с системами термостатирования грузового отсека. Использование порталных манипуляторов позволяет обеспечить максимальную автоматизацию всех операций проводимых с грузом. При этом достаточно просто решаются вопросы маскировки при проведении работ и исключается возможность всестороннего внешнего постороннего наблюдения за выполняемыми работами со специальными грузами. К недостаткам машин с порталными манипуляторами относится требование определенного положения груза по отношению к машине при его погрузке.

### **ИТСМ с порталным манипулятором и мягким термочехлом**

Машина предназначена для перевозки специальных грузов по различным дорогам, бескрановой погрузки и перегрузки груза, поддержания температурного режима под изотермическим чехлом в диапазоне  $+ 5...+ 35^{\circ} \text{C}$ , проведения с грузом различных технологических и пристыковочных к носителю операций. Груз при перевозке расположен в горизонтальном положении, а все необходимые работы по перемещению груза проводятся с помощью манипулятора. Манипулятор смонтирован на удлиненном шасси трехосного автомобиля Урал – 375 и имеет грузоподъемность 3 т (рис.17).

Транспортировка груза осуществляется под тентом, закрепляемым на дугах, установленных в гнездах по краю платформы, и термочехлом, закрывающим портал и груз. Термочехол располагается на специальных съемных кронштейнах – брусках, исключаящих касание термочехла с металлоконструкцией, и крепится к настилу платформы на шасси. Все необходимые работы с грузом проводятся с помощью манипулятора (рис.18). Для обеспечения устойчивости машины при работе с грузом в задней части машины на удлиненной части рамы установлены два опорных винтовых домкрата.

Габариты машины с грузом 8000х3100х3500 мм; дорожный просвет – 400 мм; высота портала при перемещении груза – 5000 мм; вылет портала – 2800 мм.



Поддержание температурного режима при транспортировке осуществляется автономным бензонагревателем. При работе на стоянке температурный режим может поддерживаться электронагревателем, работающим от внешнего источника.

Рис.17. ИТСМ порталного типа с мягким термочехлом:  
1-автомашина Урал-375; 2-тент; 3-портал манипулятора; 4-стойка крепления портала; 5-дуги установки тента; 6-замок крепления портала; 7-термочехол; 8-термопрокладка; 9-ложемент; 10-катушка с кабелем; 11-полиспастная система портала; 12-гидроцилиндры подъема груза; 13-шатун кулисы; 14-кронштейн крепления портала; 15-гидроцилиндр поворота портала; 16-винтовой домкрат; 17-электронагреватель; 18-бензонагреватель; 19-огнетушитель

Система термостатирования обеспечивает при отключении нагревательной установки поддержание в течение 2,5 ч. Температуры под термочехлом от +35 до +5<sup>0</sup>С при температуре окружающего воздуха – минус 40<sup>0</sup>С. Для термоизоляции пола платформы используется специальное утепляющее покрытие (мипора).

Манипулятор (рис.18 ) состоит из портала 3 с кулисным механизмом 13 и кареткой, четырех гидроцилиндров вертикального пе-

ремещения груза и поворота портала 12 и 13, гидроцилиндра горизонтального перемещения каретки, двух шестикратных полиспаств 11 грузоподъемной системы и электрооборудования. На платформе имеются рельсы и ложементы 9 для установки груза и опоры портала. Основой манипулятора является портал (см. рис.18), представляющий П-образную коробчатую конструкцию из стали 10ХСНД, на которой на боковых стойках установлены гидроцилиндры подъема груза с полиспастной системой и кулисно-шатунным механизмом. Ползун 6, перемещающийся в пазу кулисного механизма, соединен с качающимся рычагом 7, одна ось 8 которого установлена на боковой стойке 1, вторая – соединена с гидроцилиндром 3 вертикального перемещения груза. Гидроцилиндр 3 соединен с подвижной обоймой 4 шестикратного полиспаства. На гидроцилиндре 3 установлен бандаж - хомут 10 с пальцами – роликами, имеющими возможность двигаться по дугообразному пазу дугового сектора 9, закрепленного на стойке.

Рис.18. Конструкция портала:

1-стойка; 2-поперечина; 3-гидроцилиндр; 4-подвижная обойма шестикратного полиспаства; 5-шатун; 6-ползун в кулисе; 7-рычаг; 8-ось рычага в кронштейне; 9-дуговой сектор с пазом; 10-хомут с роликом; 11-грузовая обойма с блоком; 12-ось поворота портала; 13-ось гидроцилиндров поворота портала; 14- каретка; 15-скалка; 16-гидро цилиндр каретки; 17-кронштейн; 18-блоки каретки; 19-направляющие блоки полиспаства; 20-направляющие грузовые блоки

При повороте портала вокруг оси 12 груз, подвешенный на специальной траверсе и грузовой обойме 11, будет двигаться параллельно полу автомашины (т.е. горизонтально) на одной высоте благодаря работе кулисно-шатунного механизма.

Кулисно-шатунный механизм работает следующим образом. При повороте портала шатун 5 перемещает ползун 6 вверх и поворачивает рычаг 7, конец которого соединен с гидроцилиндром 3, передвигая гидроцилиндр на высоту  $H/m$  (где  $m$  – кратность полиспаста), стабилизируя этим положение груза на заданной высоте  $H$ . Для исключения качания гидроцилиндра 3 подъема груза при его перемещении рычагом и обеспечения параллельного движения относительно стойки портала, предусмотрен дуговой сектор 9 с пазом, по которому движется палец-ролик хомута, закрепленного на передней части гидроцилиндра 3. Радиус окружности дугообразного паза дугового сектора равен длине качающегося рычага кулисы. Таким образом осуществляется горизонтальное перемещение груза на фиксированной высоте независимо от угла положения портала.

Для поперечного перемещения груза на поперечине 2 портала установлена каретка 14, передвигающаяся на скалках 15 с помощью гидроцилиндра 16 (каретка может перемещаться в одну и другую стороны от центра на величину 300 мм). Поперечное передвижение каретки приводит к перематыванию канатов по направляющим блокам 18 и 19 с неподвижных блоков 20 на блок 11, на котором висит груз, без изменения высоты положения груза.

При работе гидроцилиндров подъема груза за счет разницы в силах сопротивления может быть несинхронное выдвигание штоков цилиндров (разница может достигать величины 100 мм).

Для выравнивания длины штоков перед началом работы портал устанавливается в вертикальное положение и в этом положении удерживается до тех пор пока не произойдет втягивание штоков, а затем вновь включают штоки на выдвигание.

Гидравлическая система манипулятора состоит из насоса 419Ф150 (давление 15 МПа при частоте вращения 1800 об/мин, производительность 18 л/мин), установленного на валу отбора мощности автомобиля через редуктор, ручного насоса, исполнительных гидроцилиндров, распределительного и контрольного гидрооборудования. Ручной насос применяется для проведения технологических операций с гидросистемой, а в случае выхода из строя основного двигателя автомобиля – как аварийный источник энергообеспечения работы гидропривода. Гидросистема работает на масле АМГ-10 ГОСТ 6794-73.

## **ИТСМ с порталным манипулятором и штанговым механизмом загрузки (выгрузки)**

Рис.19. Общий вид ИТСМ с порталным манипулятором и штанговым механизмом:

а – ИТСМ в транспортном положении; б- положение опускания груза в сооружение; в-грузоподъемник; 1-шасси автомашины; 2-грузоподъемник; 3-штанга; 4-гидроцилиндр подъема портала; 5-ограничитель; 6-обойма; 7-гидроцилиндр; 8-подвеска; 9-траверса

ИТСМ представляет собой самоходный агрегат на базовом шасси МАЗ-543, имеющий специальное оборудование, позволяющее проводить бескрановую загрузку (выгрузку) специального груза, его транспортировку и стыковку с носителем в сооружении. Загрузка (выгрузка) груза на агрегат осуществляется с помощью штангового механизма, а перемещение груза и работа с ним в сооружении проводится с помощью грузоподъемника. Общий вид ИТСМ в транспортном и рабочем положении показан на рис.19.

Загрузка ИТСМ осуществляется путем перегрузки груза с платформы на агрегат с помощью штангового механизма по направляющим. Для осуществления перегрузки ИТСМ с помощью домкратов горизонтируют и обеспечивают совмещение направляющих ИТСМ с направляющими платформы с грузом. Штанги выдвигаются и закрепляются на грузе специальными захватами. Затем штанги с грузом перемещают по направляющим на агрегат и закрепляют. После транспортировки груза к сооружению агрегат вывешивают на домкратах, заземляют и горизонтируют с обеспечением соосности с сооружением. С помощью механизма подъема портал (стрелу) поднимают вертикально, включается механизм перемещения штанг, концы которых вводятся в ловушки сооружения и груз опускается с помощью грузоподъемника. При опускании груз своими захватами скользит по штангам.

Механизм подъема портала в вертикальное положение состоит из гидроцилиндра подъема (рис.19,б), обоймы гидроцилиндра и гидросистемы. Корпус гидроцилиндра крепится к задней балке автомобиля с помощью обоймы, обеспечивающей поворот гидроцилиндра в продольном направлении (по отношению к агрегату) при подъеме портала в вертикальное положение.

Грузоподъемник (рис.19,в) расположен в верхней (передней) части портала и выполнен по схеме сдвоенного восьмикратного полиспада с приводом от гидроцилиндра.

Грузоподъемник имеет два ограничителя, гидроцилиндр, обойму и траверсу с подвесками. Обойма движется по направляющим, закрепленным на вертикальных балках портала, и с помощью своих вилок удерживается от разворота при перемещении. Обойма является подвижной частью полиспада и соединена с гидроцилиндром. Концы канатов полиспада закреплены на кронштейнах рамы портала зажимами. При выдвигении штока гидроцилиндра обойма перемещается и в полиспадной системе начинают высвобождаться канаты,двигающиеся по блокам вместе с траверсой и грузом. Опускание траверсы с грузом осуществляется только при вертикальном положении портала.

Для фиксации положения канатов в канавках блоков, при возможном ослаблении канатов, предусмотрены поддерживающие ролики. Ограничители (рис.20) служат для отключения грузоподъемни-

ка при зависании траверсы, а также при выполнении стыковочной операции.

В верхней части корпуса 8 (между корпусом и вилкой ролика) установлены концевые выключатели. В зависимости от положения ролика 1 относительно корпуса (траверса нагружена или разгружена) работает один или второй выключатель. При ненагруженной траверсе ролик через вилку 2 и ось 7 давит под действием пружины 4 на канат и один из выключателей – электрическая цепь замыкается.

Рис.20. Ограничитель;

1-ролик; 2-вилка; 3-стакан; 4,10 -пружины; 5-гайка; 6-регулятор высоты пружины 4; 7-ось; 8-корпус; 9 – регулятор высоты пружины 10; 11-крепежный кронштейн

При ослаблении каната пружина 4 разжимается и электрическая цепь размыкается. При нагруженной траверсе под действием ролика перемещается ось 7, которая своим буртиком воздействует на стакан 3 и сжимает пружину 10. Одновременно включается второй выключатель – электроцепь замыкается. При ослаблении каната пружина 10 разжимается, второй выключатель размыкает цепь.

На транспортном агрегате для проведения перегрузочных операций и как направляющая для груза используется штанговый механизм. Штанговые механизмы применяются двух типов: с приводом вращательного и возвратно-поступательного движения [7].

Штанговый механизм представляет собой жесткие трубы (штанги), перемещающиеся в направляющих втулках вдоль продольных балок портала. На штангах с приводом вращательного движения закреплены зубчатые рейки. Для перемещения штанг используются два двухступенчатых редуктора, одна ступень которых представляет самотормозящую пару с приводом от гидромотора. Внешняя шестерня редуктора находится в зацеплении с рейкой. Штанги могут совершать возвратно-поступательное движение, но работают толь-

ко при растягивающей нагрузке от груза. Для предотвращения самопроизвольного перемещения штанг при вертикальном положении портала редуктор, дополнительно к червячной паре, снабжен грузопорным тормозом. Штанговый механизм с приводом вращательного движения применяется для работы с грузами небольшой длины и массы.

При применении конструкции штангового механизма для работы с грузами большой длины и массы, где штанги работают при сжимающей и растягивающей нагрузках, основным критерием для анализа работы штанги является ее устойчивость при сжатии. Величина критической нагрузки выражается формулой

$$P_{кр} = \pi^2 EJ / (\mu \ell)^2 = \eta EJ / \ell^2 = 20,2 EJ / \ell^2,$$

где  $\eta = (\pi/\mu)^2$  – коэффициент критической нагрузки;  $E$  – модуль упругости;  $J$  – центральный момент инерции сечения стержня штанги;  $\ell$  – длина штанги (стержня);  $\mu = 0,7$  и  $\eta = 20,2$  – зависят от способа крепления торца штанги.

Штанговый механизм с возвратно-поступательным движением имеет каретку с собачковым механизмом, переключающимся в зависимости от направления движения штанг. Приводом перемещения штанг являются силовые гидроцилиндры. От провисания штанги поддерживаются роликами. Собачковый механизм (рис.21) состоит из четырех рычагов (собачек) 1, свободно вращающихся на своих осях; подвижной фигурной планки 2; пальцев 3, закрепленных на рычагах (собачках), каждая пара которых подпружинена.

При перемещении планки 2, в зависимости от положения ее сколов, давящих на пальцы 3, собачки 1 пальцами раздвигаются или сжимаются. Позиция при перемещении планки определяет рабочую пару собачек или их нейтральное положение. Штанга имеет цилиндрические проточки, в которые могут входить собачки. В зависимости от направления движения штанги (загрузка агрегата или выгрузка) собачки либо входят в проточки штанги, либо раздвинуты.

Рис.21. Собачковый механизм:  
1-собачки; 2-фигурная планка; 3-палец; 4-пружина; 5-штанга; 6-каретка; 7-корпус

Каретка (корпус) 6 собачкового механизма «связана» с грузом. В зависимости от направления движения груза работает только одна пара собачек. Гидроцилиндры перемещают штангу, при этом собачки упираются в проточку и перемещают каретку 6 с грузом на один шаг равный длине хода штоков гидроцилиндров. Затем штанга перемещается гидроцилиндрами в обратном направлении. При этом собачки, упиравшиеся в проточку, раздвигаются и скользят по штанге, пока не западут в следующую проточку. Затем штанга перемещается гидроцилиндрами в первоначальном направлении и собачки, упирающиеся в проточку штанги, движут каретку с грузом в этом направлении. Таким образом, периодическим движением штанги в прямом и обратном направлении собачковым механизмом осуществляется перемещение каретки с грузом.

Рис.22. Общий вид ИТСМ с выдвигной рамой:  
а- транспортное положение; б –рабочее положение;  
1-шасси автомашины; 2-силовая рама модуля; 3-портал; 4-груз; 5-механизм подъема и горизонтирования выдвигной рамы; 6-гидроцилиндр подъема портала; 7-лебедка вертикального перемещения груза; 8-механизм перемещения портала; 9-домкраты



## **ИТСМ с порталным манипулятором и выдвижной рамой**

Назначение агрегата аналогично назначению предыдущей машины. Отличительной особенностью агрегата является модуль грузоперемещающего и грузоподъемного манипулятора порталного типа, что позволяет монтировать его на любом транспортном средстве соответствующей грузоподъемности. На рис.22 показана ИТСМ на базовом шасси КамАЗ – 43118. Габаритные размеры по длине: в транспортном положении – 8,424 м; в рабочем положении (с выдвинутой выдвижной рамой) – 12,284 м. Высота в транспортном положении – 4,190 м; в рабочем – 5,150 м. Масса машины с грузом не превышает 21 т.

Манипулятор (рис. 23) выполнен в составе: силовая рама 2, монтируемая на шасси автомашины 1; портал 3; выдвижная рама 4 с винтовыми домкратами; гидроцилиндры 5 подъема портала в рабочее положение; система перемещения портала с грузом, вертикального перемещения груза и перемещения выдвижной рамы; система гидроцилиндров 6 и рычагов 7 обеспечения горизонтирования выдвижной рамы и ее фиксации в одной плоскости с силовой рамой для возможности перемещения портала с грузом; сдвоенная траверса 8 для транспортировки груза на портале; система энергообеспечения.

Рис.23. Компоновка манипулятора на шасси автомашины:  
1-шасси автомашины; 2-силовая рама; 3-портал; 4-выдвижная рама;  
5-гидроцилиндр подъема портала; 6-гидроцилиндры приподъема  
выдвижной рамы; 7-рычажная система приподъема выдвижной рамы

Механизм передвижения выдвижной рамы – реечный с электроприводом возвратно-поступательного движения. Зубчатые рейки установлены с внутренней стороны на обеих продольных балках выдвижной рамы. Зацепление зубчатых реек с червячными редукторами осуществляется через окна в неподвижной силовой раме. Вращение на червячные редукторы передается через карданную передачу от мотор-редуктора с электроприводом.

Рис. 24. Общий вид портала и выдвижной рамы в рабочем положении:

а-портал; б-силовая и выдвижная рамы; 1-силовая рама портала; 2-траверса; 3-гидроцилиндр подъема портала; 4-гидроприводы подъема портала и перемещения портала; 5-лебедка; 6-силовая рама; 7-механизм перемещения выдвижной рамы; 8-выдвижная рама

Подвижная рама выдвигается до упоров, включающих в работу гидроцилиндры приподъема подвижной рамы, которые с помощью поворотных и опорных рычагов приподнимают подвижную раму до упора в верхний лист неподвижной силовой рамы и обеспечивают единую опорную поверхность для перемещения портала в рабочее положение. Для удержания выдвинутой рамы при ее перемещении от углового смещения опорные рычаги имеют собачковый механизм.

Положение подвижной рамы относительно неподвижной фиксируется стопорными пальцами. Величина выдвигания рамы – 4,1 м, максимальная скорость выдвигания рамы – 4,7 м/мин, минимальное время выдвигания – 53 с. На поперечной балке подвижной рамы имеются винтовые домкраты, опускаемые (и поднимаемые в транспортное положение) в рабочее положение до начала выдвигания рамы с помощью ручной лебедки. После выдвигания рамы ее положение фиксируется винтовыми домкратами.

Портал из транспортного положения в рабочее (и обратно) переводится с помощью двух гидроцилиндров с ходом 360 мм. Перемещение портала по направляющим рамы осуществляется на колесах-роликах с балансирным подвесом, одна пара колес - ведущая с электромеханическим приводом и червячным мотор-редуктором. Максимальная скорость передвижения портала с грузом – 8,6 м/мин, минимальное время перемещения портала- 45 с. Скорость перемещения портала переменная: на расстоянии 1 м от упора конечного положения скорость начинает плавно снижаться до величины 0,01 м/мин при подходе к упору фиксации рабочего положения портала.

Вертикальное перемещение (подъем и опускание) груза осуществляется с помощью лебедки с электрическим приводом. Высота опускания (подъема) груза – 10 м, скорость опускания (подъема) – 1,6 м/мин. Привод лебедки позволяет изменять скорость опускания (подъема) груза до 0,1 м/мин. Грузоподъемность лебедки – 5,4 т.

Все системы, обеспечивающие перемещение портала и груза, располагаются непосредственно на подвижной раме портала.

Груз перевозится в контейнере, устанавливаемом на опорном кольце в районе транспортного положения портала. Система термостатирования смонтирована на силовой раме манипулятора и гибкими рукавами подсоединяется к контейнеру с грузом. Датчики контроля режима работы системы термостатирования устанавливаются на входе в контейнер с грузом. Система работает как в автономном режиме с приводом от основного двигателя автомашины через коробку отбора мощности, так и от внешнего электроэнергетического источника при работе на стоянках.

### **3. АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ (ЭВАКУАТОРЫ)**

Аварийно-спасательные агрегаты (АСА) представляют собой группу специальных автомашин, предназначенных для проведения эвакуационных работ различных транспортных средств, находящихся в аварийной ситуации.

Рис. 25. Общий вид эвакуационных автомашин в зависимости от их грузоподъемности

АСА оборудованы специальными манипуляторами с грузоподъемными, грузоперемещающими устройствами, траверсами и другими механизмами, необходимыми для проведения работ по подъему, вытаскиванию из кювета потерпевшего аварию транспортного средства и его последующей транспортировки. Общая схема таких машин, классифицируемых по грузоподъемности, показана на рис. 25.

Наибольшее распространение получили АСА системы Wrecker, разработанные в Швеции и монтируемые на шасси автомобилей «СКАНИЯ». На рис. 26 показан общий вид АСА для эвакуации тяжелых транспортных средств, потерпевших аварию на дороге.

Максимальная грузоподъемность такой машины 25 т, высота подъема манипулятором груза 4,5 м, максимальная вертикальная нагрузка на вилочное буксирное устройство при транспортировке аварийной автомашины 10 т.

Транспортировка аварийной машины осуществляется при поднятой ее передней или задней части специальной траверсой, подведенной либо под кронштейны рессор, либо крепящейся к осям колес или поперечине собственной рамы аварийной машины.

Главная лебедка (рис.26, поз.9) оборудована стальным тросом длиной 40 м, диаметром 25 мм и имеет наибольшее тяговое усилие 340 кН и две тяговые скорости вращения барабана: 20 и 2,3 об/мин. Переход с одной скорости на другую (малую) осуществляется автоматически после достижения усилия величиной 38 кН.

Для расцепления барабана и свободного вытравливания каната (троса) привод лебедки имеет пневмоприводную муфту, а манипулятор оснащен направляющим роликовым приспособлением для каната лебедки. При особо тяжелых режимах работы лебедки, требующих удвоенного тягового режима, машина оборудована полиспасной системой. На АСА предусмотрена дополнительная лебедка, монтируемая на стреле, имеющая длину троса 40 м и тяговое усилие 100 кН. Направляющие ролики дополнительной лебедки позволяют затягивать канат с грузом под углом до  $90^{\circ}$  относительно оси АСА. Лобовая лебедка установлена на усиленном толкающем бампере, имеет тяговое усилие 70 кН и диаметр каната 16 мм при длине 40 м.

Грузоподъемные и грузоперемещающие устройства АСА имеют гидравлический привод, работающий от поршневого насоса, приводимого в действие от механизма отбора мощности через карданный вал. Работу манипулятора обслуживают два гидроцилиндра двухстороннего действия. Работа главной лебедки, стрелы манипулятора и дополнительной лебедки может осуществляться от выносного пульта управления на расстоянии до 20 м. Одна из схем транспортировки эвакуируемой машины после аварии представлена на рис.27

Рис.26. Аварийно - спасательный агрегат (АСА):  
1-шасси автомашины; 2-лобовая тяговая лебедка; 3-дополнительная лебедка; 4- манипулятор с выносным звеном; 5-подъемно-опорная траверса; 6-жесткие опоры (стабилизаторы); 7-гидроцилиндры подъема стрелы; 8-блок управления; 9-главная лебедка

Рис.27. Схема буксировки аварийной автомашины:  
1-грузоподъемная телескопическая выносная стрела манипулятора;  
2-траверса; 3-шасси АСА

#### **4. МЕХАНИЗМЫ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ И ГРУЗОПЕРЕМЕЩАЮЩИХ МАШИН**

##### **Механизмы поворота колонны стрелы манипулятора**

###### *1. Гидровинтовой механизм поворота с винтовым штоком*

Поворот осуществляется гидроцилиндром двухстороннего действия. Его поршень имеет два хвостовика. Винтовой хвостовик сопряжен с бронзовой гайкой, жестко связанной с колонной, а шлицевой - со втулкой, запрессованной в неподвижную стойку опоры. Поршень удерживается от вращения этой втулкой, но может перемещаться поступательно. При нагнетании масла в одну из полостей цилиндра поршень с хвостовиками перемещается вверх или вниз. Благодаря наличию винтовой пары поступательное перемещение поршня преобразуется во вращательное движение гайки, а с ней и колонны (в одну или другую сторону). Полный ход поршня соответствует повороту колонны на  $200^{\circ}$ .

###### *2. Механизм поворота с помощью гидромотора*

Простейший механизм поворота опоры стрелового манипулятора показан на рис.28. Поворот осуществляется от аксиально-поршневого или радиально-поршневого гидромотора.

Крутящий момент передается через соединительную муфту, червячный редуктор, цилиндрическую зубчатую пару с вертикальным валом, на конце которого закреплена шестерня, обкатываемая вокруг неподвижного зубчатого венца 3 опорно-поворотного устройства. Для обеспечения фиксации положения опоры стрелы

между гидромотором и червячным редуктором установлен колодочный тормоз 1 с гидротолкателем.

Рис. 28. Кинематическая схема поворотного устройства:  
1-колодочный тормоз; 2-гидродвигатель; 3-зубчатый венец опорно-поворотного устройства

Более сложная конструкция поворотного устройства стрелы манипулятора с приводом от гидромотора показана на рис.29.

Основание стрелы представляет собой колонну 1, на которой установлен поворотный корпус 3. На корпусе имеются кронштейны с втулками типа ШС для крепления стрелы 6, гидроцилиндра подъема (опускания) стрелы 4 и гидроцилиндра стабилизации положения стрелы 5. Поворот стрелы ограничивается упором. Подшипники, которые установлены на колонне закрыты крышками, а в нижней части - кольцом с уплотнением. Подшипники смазываются масленками, расположенными на корпусе основания стрелы.

Поворот основания осуществляется редуктором. Редуктор двухступенчатый червячно-цилиндрический. Первая ступень – прямозубая передача, состоящая из двух шестерен, одна из которых имеет внутренние шлицы для соединения с валом гидромотора. Вторая шестерня установлена на хвостовике червяка на шпонке.

Вторая ступень редуктора представляет собой червячную передачу с передаточным числом, в 17 раз большим, чем передача первой ступени. Червяк 11 входит в зацепление с червячным колесом 12, состоящим из ступицы и напрессованного на нее бронзового венца. Червячное колесо соединено с валом 14 шпонкой. Нижней и верхней опорой вала являются радиально-упорные роликовые подшипники 17 и 18. Червячное зацепление и величина зазора в подшипниках регулируется с помощью прокладок.

Подшипники смазываются консистентной смазкой. Внутри вала имеются каналы, по которым подводится смазка к опорам вала. В корпус редуктора 3 заливается масло, для чего в корпусе предусмотрена пробка со щупом 19. В нижней части корпуса имеется



пробка для слива масла из редуктора. Все шарнирные соединения манипулятора смазываются консистентной смазкой через масленки.

Рис.29. Поворотное устройство основания стрелы манипулятора: а- основание стрелы; б-редуктор поворота; 1-колонна стрелы; 2-шестерня поворота колонны; 3-корпус основания стрелы; 4-шарнир гидроцилиндра подъема стрелы; 5-шарнир гидроцилиндра стабилизации положения стрелы; 6-шарнир подъема стрелы; 7,8,9 – подшипники; 10-корпус редуктора; 11-червяк; 12-червячное колесо; 13-шестерня; 14-вал; 15,16-шпонки; 17,18 – подшипники; 19- пробка со щупом

Рис. 30. Зубчато-реечное поворотное устройство:  
 а- конструкция поворотного устройства; б- гидроцилиндр;  
 1-гидроцилиндр; 2-зубчатая рейка (шток гидроцилиндра);  
 3-шестерня колонны; 4-вал; 5-гайка; 6-крышка; 7-поршень гидроцилиндра; 8-направляющее кольцо; 9-уплотнительный узел; 10-рейка

*3.Механизм поворота с помощью зубчато-реечного устройства и силового гидроцилиндра (рис.30).* Опорная часть стрелового манипулятора состоит из колонны, к которой шарнирно крепится стрела, стакан, в котором на подшипниках установлена колонна. На конце колонны на шлицах закреплена шестерня, входящая в зацепление с зубчатыми рейками, выполненными совместно со штоками гидроцилиндров.

Расчет силового гидроцилиндра на прочность проводится в зависимости от усилия, необходимого для поворота стрелы, и рабочего давления в гидросистеме. Внутренний диаметр гидроцилиндра принимается по определяемой ширине зубчатой рейки-штока, которая рассчитывается в зависимости от принятой конструкции зубчатого соединения.

По расчетной величине ширины зубчатой рейки и принятой величине ширины зубчатого колеса принимается диаметр цилиндра с учетом свободного прохождения рейки внутри цилиндра. Напряжение в стенках гидроцилиндра определяется по формуле

$$\sigma = p_H R / \delta,$$

где  $p_H$  – давление в системе [МПа];  $R$  – средний радиус гидроцилиндра [м];  $\delta$  – толщина стенки гидроцилиндра [м].

Как правило, материал гидроцилиндра – сталь 40Х, следовательно, с учетом принятых коэффициентов и запаса прочности определяется допустимое напряжение в стенках гидроцилиндра.

### **Грузоподъемные лебедки.**

Конструкция всех грузоподъемных лебедок построена по одной принципиальной схеме: барабан, на который навивается канат с подвешенным на нем грузом, и привод вращения барабана. Сила веса груза  $Q$ , ориентировочно равная натяжению каната  $S_0$ , создает на валу барабана диаметром  $D_0$  грузовой момент  $M_{ГР} = S_0 D_0 / 2 = Q D_0 / 2$ . Грузовой момент при всех условиях работы должен уравновешиваться моментом  $M_P$  приводного двигателя или редуктора с передаточным числом  $i = M_{ГР} / M_P \eta$ , (где  $\eta$  – общий КПД механизма). Для обеспечения минимального момента на валу барабана в приводе между грузом и барабаном вводится полиспастная система с определенным передаточным отношением (кратностью). В этом случае натяжение набегающей на барабан ветви каната будет равно  $S_{0П} = Q / i_P \eta_P$  и грузовой момент  $M_{ГР П} = S_{0П} D_0 / 2$ , где  $i_P$  и  $\eta_P$  – соответственно кратность и КПД полиспаста.

Наличие полиспастной системы в передаче позволяет уменьшить натяжение набегающей ветви каната на барабан и соответственно – габариты лебедки. При выборе полиспастной системы следует иметь в виду, что полиспасты с нечетной кратностью могут вызвать перекося подвески груза, поэтому более предпочтительны полиспасты с четной кратностью. При большой высоте опускания (подъема) груза и наличия полиспастов значительно увеличивается длина каната, навиваемого на барабан, поэтому применяют механизмы с двойной навивкой каната на барабан или сдвоенные барабаны. Одним из больших недостатков применения лебедки, особенно при большой высоте опускания (подъема) груза, является возможность его раскачивания и вращения. Устранение этих явлений требует значительного усложнения конструкции грузоподъемного и грузоприемного устройств (введения направляющих движения траверсы с подвешенным грузом, специальных демпферов, ограничителей и компенсаторов, а также применения составных канатов – тросов с противоположной навивкой).

В приводе лебедки обязательным элементом является тормозной механизм. Как правило, при электрическом приводе применяются автоматические замкнутые тормоза. Место расположения тормоза определяется величиной тормозного момента и конструкцией кинематической связи между барабаном и тормозным устройством. Для уменьшения величины тормозного момента целесообразно

тормоз располагать на наиболее быстроходном валу, где момент наименьший. При этом между барабаном и тормозом должна быть жесткая кинематическая связь. При работе с грузами, к которым предъявляются специальные требования по транспортированию, подъемные механизмы оборудуются двумя тормозными устройствами, каждый из которых должен удерживать на весу полный груз с коэффициентом запаса 1,25. Второй тормоз обычно размещают на консольном валу редуктора или на заднем конце вала приводного двигателя. Основным требованием является наличие жесткого соединения с валом барабана или редуктора. Согласно правилу Гостехнадзора конструкция механизма перемещения груза должна обеспечивать подъем и опускание груза только двигателем. Механизмы оборудованные приспособлениями для изменения скоростей перемещения груза должны исключать возможность самопроизвольного включения или разъединения привода.

В общем случае расчет барабанных лебедок с гидро-или электроприводом заключается в следующем: по величине (весу) груза, заданной скорости подъема (опускания) и высоте подъема (опускания) проводится подбор каната и определение основных размеров барабана; определение потребной мощности двигателя и его выбор; определение передаточного числа редуктора и его поверочный расчет; выбор и расчет тормозной системы.

Передаточное число редуктора определяется по формуле

$$i = n_{дв} / n_{б},$$

где  $n_{дв}$  – число оборотов вала двигателя [об/мин];  $n_{б}$  – число оборотов барабана [об/мин]:

$$n_{б} = 60V_{к}/\pi[D_{б} + d_{к}(2m - 1)], \quad [\text{об/мин}]$$

где  $V_{к}$  – скорость каната, навиваемого на барабан, м/с;  $D_{б}$  – диаметр барабана ( $D_{б} > 18d_{к}$ ), м;  $d_{к}$  – диаметр каната, м;  $m$  – число слоев навивки каната на барабан.

Далее по усилию в канате и его скорости определяется мощность на валу барабана  $N_{б}$  и валу двигателя  $N_{дв} = N_{б}/\eta$ , где  $\eta = 0,8$ . Затем по таблицам подбирается двигатель.

Примечание. Длина барабана  $L_{б}$  и его толщина  $\delta$  определяются по зависимостям:

$$L_{б} = L_{к}d_{к}/\pi m(md_{к} + D_{б}) \text{ и } \delta = P_{к}/d_{к}\sigma_{сж}; \quad \delta > [0,02 D_{б} + (0,6 \dots 1,0)],$$

где  $L_{к}$  – длина каната, м;  $P_{к}$  – усилие в канате.

Лебедки с гидроприводом обеспечивают плавную работу и бесступенчатое регулирование скорости. Барабанные лебедки могут выполняться с приводом от высокомоментного низкооборотного или низкомоментного высокооборотного гидромотора.

В манипуляторах стрелового или порталного типов целесообразно применять безбарабанные лебедки с приводом от гидроцилиндра, который может находиться как внутри металлоконструкции, так и на ее наружной поверхности. Безбарабанные лебедки приме-

няются с полиспастами обратного действия (мультипликаторами), обеспечивающими при небольшом ходе штока гидроцилиндра сравнительно большое перемещение груза (рис.31).

Для расчета механизма подъема (опускания) груза должны быть известны: схема механизма с кинематическими и конструктивными параметрами; сила тяжести поднимаемого (опускаемого) груза  $Q$ ; высота  $H$  опускания (подъема) груза, скорость движения  $V_{ГР}$  и режим работы механизма.

Статическая мощность приводного двигателя барабанной лебедки

$$N = QV_{ГР}/k\eta_0,$$

где  $k$  – коэффициент размерности в системе СИ;  $\eta_0$  – КПД всего подъемного механизма (произведение КПД полиспастной системы, направляющих блоков, барабана и передаточного механизма).

Рис. 31. Схема безбарабанной лебедки с полиспастом кратностью  $i = 4$ .

Момент, развиваемый двигателем при установившемся движении груза  $M_{СТ}$  и при тормозном спуске  $M_{СП}$ ,

$$M_{СТ} = QD_B / 2i_{П} i_{Р} \eta_0, \quad M_{СП} = QD_B \eta_0 / 2i_{П} i_{Р},$$

Где  $Q$  – вес груза;  $D_B$  – диаметр барабана лебедки, измеренный по центру канавки;  $i_{П}$  и  $i_{Р}$  – соответственно кратность полиспаста и передаточное число редуктора.

Принимая установившийся режим движения груза, время работы механизма будет равно  $t = H/V$ .

### Стальной канат

Стреловой (грузовой) канат рассчитывается на растяжение по наибольшему допускаемому натяжению в ветви каната. Разрывное усилие  $P_{раз}$  определяется по формуле

$$P_{раз} = kP_K [Н],$$

где  $P_k$  – усилие, растягивающее канат [Н];  $k$  – коэффициент запаса прочности (для грузоподъемных машин принимается  $k = 4,5 \dots 6$ , меньшая величина для ручного привода и легкого режима работы) .

Усилие, растягивающее канат, равно  $P_k = Q/I_n \eta_n$ ,  
где  $Q$  – вес поднимаемого груза;  $I_n$  – кратность полиспаста;  $\eta_n$  – КПД полиспаста ( $\eta_n = \eta^n$ ;  $\eta$  – КПД одного блока;  $n$  – число блоков в полиспастной системе;  $\eta = 0,96 \dots 0,99$ )

По разрывному усилию по таблице подбирается канат. Длина выбранного каната должна быть несколько больше расчетной на длину 2...3 дополнительных витков. Увеличение длины каната требуется для уменьшения нагрузки на узел крепления каната на барабане лебедки. Крепление стального каната осуществляется конической или клиновой втулками, а так же зажимами.

### **Колебания (динамика) грузоподъемных устройств**

Наличие упругих элементов в системе подъема (опускания) и перемещения груза и упругих связей в грузоперемещающей системе может вызвать колебания системы. Наиболее характерными устройствами, конструкция которых может вызвать колебания, являются стрела (портал) и груз, подвешенный на упругом канате. При этом возникающие динамические нагрузки будут пропорциональны жесткости элементов, составляющих систему. Простейшая колебательная система может быть представлена в следующем виде: упругая стрела с массой груза на конце; упругая стрела и подвешенный груз на упругом канате; груз, подвешенный на упругом канате. То есть упругую систему в первом приближении можно считать одномассовой, имеющей в одном случае одну упругую связь, в другом - две последовательно соединенные упругие связи разной жесткости. Рассмотрим второй случай. Для расчета колебаний дифференциальное уравнение движения системы может быть составлено по принципу Даламбера, по второму закону Ньютона или при использовании и уравнения Лагранжа 2-го рода.

При последовательном соединении упругих элементов формула для определения приведенной жесткости системы будет

$$C_0 = C_1 C_2 / (C_1 + C_2),$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – жесткость последовательно соединенных упругих элементов стрелы и каната (троса).

Учитывая, что стрела является консольной балкой, то ее жесткость можно представить в следующем виде (при поперечной силе, действующей на конце балки):

$$C_1 = 3EJ / l^3,$$

где  $l$  - длина вылета стрелы;  $J$  – экваториальный момент инерции сечения.

Учитывая, что основной нагрузкой при движении груза является сила инерции  $F$ , то

$$F = C_0 z_0 = C_0 V t,$$

где  $C_0$  – приведенная жесткость;  $z_0$  – деформация (прогиб металлоконструкции и растяжение каната), отсчитываемая от положения равновесия;  $V$  – установившаяся скорость опускания (подъема) груза;  $t$  – время движения груза.

Уравнение движения системы будет

$$m(d^2 z_0 / dt^2) + C_0 z_0 = F,$$

где  $m$  – масса груза (масса стрелы не учитывается, а учитывается только ее упругость).

Анализ уравнения движения и его решение показывают, что максимальная динамическая нагрузка  $F_{\max}$ , действующая на систему, будет суммой статической и динамической составляющих

$$F_{\max} = Q[1 + (V/g)\sqrt{(C_0/m)}],$$

где  $Q$  – вес груза;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\sqrt{(C_0/m)} = \omega_0$  – собственная частота колебаний системы стрела-канат с грузом  $m$ .

При прочностных расчетах возникает необходимость знания перегрузки при свободном падении груза на канате и аварийной его остановке. Определение ускорения основывается на анализе полной работы падающего груза и его резкой остановке. Принимая, что вся работа при падении будет затрачена на деформацию упругой системы стрела-подвес, перегрузка при резкой остановке груза будет равна

$$n_J = J/g = \sqrt{2HC_0/Q},$$

где  $H$  – высота падения груза;  $C_0$  – жесткость системы стрела-трос;  $Q$  – вес груза;  $J$  – ускорение при равноускоренном падении груза.

Длительность воздействия груза на систему при его резкой остановке будет

$$t = \sqrt{Q/gC_0}$$

### **Предохранительные и тормозные устройства**

Для обеспечения безопасной работы грузоперемещающих устройств и механизмов манипуляторы оборудуются автоматически действующими приборами безопасности. Такие приборы должны обеспечивать изменение скоростного режима перемещения устройств при подходе к предельным (заданным) положениям; выключать работу механизмов в предельных (конечных) положениях манипулятора и груза; исключать возможность работы с грузом, масса которого превышает допустимую; обеспечивать стабилизацию положения груза при перемещении, снижая или исключая возможные колебания силовой системы при работе с грузом.

Управление работой устройств безопасности осуществляется с помощью концевых выключателей, устанавливаемых в опреде-

ленных зонах работы исполнительных органов, и предохранительных клапанов, включаемых в электрогидравлическую схему работы того или иного механизма.

Особое значение имеет тормозной момент на валу тормозного механизма перемещения груза.

В случае применения лебедки тормозной момент определяется из условия удержания неподвижно висящего груза

$$M_T = K_T \eta_0 Q D_B / 2i_n i_p,$$

где  $K_T$  – коэффициент запаса;  $\eta_0$  – суммарный КПД всего подъемного механизма;  $Q$  – вес груза;  $D_B$  – диаметр барабана лебедки, измеренный по центру канавки;  $i_n$  и  $i_p$  – соответственно кратность полиспаста и передаточное число редуктора.

По нормам Гостехнадзора  $K_T$  принимается равным: для легкого режима (ручной привод) – 1,5; для среднего и тяжелого режимов работы (механический привод) соответственно 1,75...2. При применении нескольких тормозных устройств коэффициент запаса задается в предположении, что груз удерживается только одним тормозом.

У механизмов перемещения (подъема) с ручным приводом допускается использовать самотормозящие устройства (например, червячную передачу с КПД механизма  $\leq 0,5$ ).

Выбранный (разработанный) тормозной привод проверяется по времени торможения при опускании груза

$$t_T = J_T \omega_H / (M_T - M_C^T),$$

где  $J_T$  – момент инерции механизма в тормозном режиме ( $J_T = GD^2/4g$ , где  $GD^2$  – маховой момент, определяемый конструкцией вращающихся масс);  $\omega_H$  – номинальная угловая скорость приводного двигателя ( $\omega_H = \pi n_{дв}/30$ , где  $n_{дв}$  – частота вращения приводного двигателя);  $M_T$  – тормозной момент;  $M_C^T$  – момент сопротивления при торможении, приведенный к валу двигателя ( $M_C^T = \eta_M \eta_{п} Q D_B / 2i_n i_p$ , где  $\eta_M$  – КПД части механизма от барабана до вала, на котором установлен тормоз;  $\eta_{п}$  – КПД полиспаста).

Ограничители грузоподъемности применяются различных конструктивных вариантов, в том числе в гидравлических схемах устанавливаются перепускные – предохранительные от перегрузки клапаны. Обычные ограничители грузоподъемности, устанавливаемые на кранах, состоят из датчика силы и исполнительного (отключающего) устройства. Датчики, воспринимающие действующее усилие, могут быть пружинными, торсионными и электрическими (тензометрические). Усилие на датчик передается от натяжения или давления каната на рычажный механизм, скручивающий торсион или сжимающий упругий элемент.

Различают следующие виды тормозных устройств: храповые, фрикционные роликовые, колодочные, ленточные и дисковые. Рас-



смотрим только два вида тормозных устройств: храповой и фрикционный роликовый.

*Храповое устройство* состоит из храпового колеса и собачки (рис.32). Форма зубьев храпового колеса нормализована. Шаг зубьев считается по окружности выступов зубьев. Число зубьев храпового колеса принимается в пределах от 8 до 30. Храповые колеса могут быть с внешним и внутренним зацеплением.

Рис.32. Храповое устройство:  
а – общий вид храпового устройства; б-построение профиля зубьев храповика

Примечание. При построении профиля зубьев храпового колеса (рис.32 с внешним зацеплением) описывают окружности: наружную (выступов) и внутреннюю (впадин) по расчетным размерам. На окружности выступов отмечают дуги равные шагу  $t$ . От одной из точек откладывается хорда  $AB = s$ . Относительно хорды  $BC$  при точке  $C$  внутри окружности строится угол  $30^\circ$ . В середине хорды  $BC$  восстанавливается перпендикуляр до пересечения со стороной угла в точке  $O$ . Из точки  $O$  радиусом  $OC$  описывается дуга до пересечения с окружностью впадин зубьев в точке  $E$ . Линиями  $ABEC$  очерчивается контур зуба. Подобные точки отмечают и для других зубьев. По размерам  $a_1$  и  $h_1$  проводится построение части собачки, контактирующей с храповиком.

Ось собачки располагается на касательной к наружной окружности.

Размеры храпового колеса зависят от числа зубьев и величины модуля. Наружный диаметр  $D_H = mz$ ;  $D_{BH} = D_H - 2h$ , где  $m$  – модуль;  $z$  – число зубьев;  $h$  – высота зуба.

Расчет храповика сводится к определению модуля из условия прочности на смятие и изгиб по крутящему моменту на валу.

Поперечные размеры собачки проверяются на сжатие и изгиб. Длина собачки принимается равной  $2t$ , где  $t$  – шаг зубьев.

*Роликовый тормоз* ( может применяться в конструкции как обгонная муфта) обеспечивает стопорение вращающегося элемента при защемлении роликов (шариков) 3 между вращающимся диском 1, закрепленным на валу, и неподвижным наружным кольцом 2 (рис.33).

При неподвижном наружном кольце диск с валом может вращаться только в одном направлении. При этом ролики смещаются в широкую сторону клинового зазора. Торможение диска достигается при условии  $\mu > \alpha$ , где  $\mu$  – угол трения между поверхностями кольца, диска и роликов;  $\alpha$  – угол клинового зазора.

$$\cos\alpha = (H + d_p)/(D-d_p).$$

При проектировании принимают  $D = 8d_p$ ; длину роликов  $l_p = 1,5d_p$ ;  $H = (2...3) d_p$ , где  $d_p$  – диаметр вала;  $\alpha = 9...11^\circ$ ;  $\mu = 0,14...0,15$  (сталь по стали).

Рис.33. Роликовый тормоз (обгонная муфта):

1-храповой диск; 2-неподвижное наружное кольцо; 3-ролики

Контактные напряжения между элементами  $\sigma = 0,418\sqrt{(NE/l_p d_p)}$  [ $\text{кг/см}^2 = 0,1\text{МПа}$ ; при  $l_p, d_p, D$  - см,  $E$  –  $\text{кг/см}^2$ ;  $N$  и  $P$  – кг;  $M_{кр}$  -  $\text{кгсм}$ ], где  $N$  – нормальное давление на один ролик,  $N = P/z\mu$ ,  $P$ -окружное усилие  $P = 2M_{кр}/D$ , где  $M_{кр}$  – крутящий момент на валу;  $E$  – модуль упругости;  $z$  – число роликов.

## Исполнительные силовые винтовые механизмы

В качестве различных силовых исполнительных устройств на транспортных средствах могут использоваться обычные (винтовые, реечные и гидравлические) и специальные винтовые механизмы поступательного перемещения.

*Соосная передача винт-гайка скольжения.* Обычные винтовые передачи являются соосными, т.е. продольные оси винта и гайки совмещены. При работе передачи между винтом и гайкой создается трение скольжения. Резьба винта может быть трапецеидальной, упорной или прямоугольной. Отличительной особенностью обычных винтовых передач является возможность, благодаря трению скольжения, сделать передачу самотормозящей. Это достигается при условии, что угол подъема винтовой линии будет меньше угла трения между материалами винта и гайки, равного  $2^{\circ}30' \dots 6^{\circ}30'$ .

Широко используемая передача винт-гайка скольжения является простейшим механизмом, отличающимся простотой конструкции и изготовления, прочностью при ударных нагрузках, возможностью самоторможения и высокой кинематической точностью. Однако такая передача имеет большие потери на трение, низкий КПД, высокую изнашиваемость и отсутствие плавности движения на малых скоростях. Поэтому такие винтовые передачи используются в силовых установках, к которым не предъявляются высокие требования к динамике привода и энергопотерям. Основным недостатком такой передачи определяется характером сопряжения винтовых поверхностей винта и гайки при их относительном движении. Для исключения трения скольжения в конструкцию винт-гайка вводят между витками тела вращения (шарики или ролики), а также обеспечивают специальный подвод смазки к трущимся поверхностям. Однако передачи, с вводимыми в сопряжение винт и гайка телами вращения сложны в изготовлении, имеют жесткие требования к соосности винта и гайки и подбору размеров тел качения.

Момент сил трения во всех передачах винт-гайка равен

$$M_{\text{ТР}} = P_n f_{\text{ГР}} L,$$

где  $P_n$  – нормальная составляющая сил, действующих в сопряжении;  $f_{\text{ГР}}$  – приведенный коэффициент трения;  $L$  – плечо сил трения (для соосных передач винт-гайка принимается равным среднему радиусу резьбы).

Следовательно, уменьшить момент трения можно либо за счет снижения коэффициента трения, либо за счет уменьшения плеча трения. Уменьшить плечо трения можно за счет изменения направления скорости и силы трения относительного движения витков резьбы винта и гайки. Это возможно при несоосности сопрягаемых поверхностей винта и гайки. То есть когда одно из звеньев передачи будет совершать планетарное движение относительно вращающе-

гося другого. При этом не потребуется вводить смазку или тела вращения между витками для снижения момента трения.

*Несоосная винтовая передача.* В отличие от соосных винтовых передач винт-гайка скольжения к специальным винтовым механизмам относятся несоосные винтовые передачи с частичной заменой силы трения скольжения трением качения: планетарные зубчато-винтовые передачи, волновые передачи и др. Специальные винтовые передачи позволяют обеспечить: высокое быстродействие и точность обработки заданного закона движения; большой диапазон регулирования скорости выходного звена; высокую плавность поступательного движения больших масс на микроскоростях и минимальные по величине энергопотери.

Несоосная винтовая передача состоит из винта и несоосной с ним гайки. Резьбы на винте и гайке имеют одинаковый шаг, но разные диаметры, обеспечивающие их сопряжение в одной точке или по контактной линии каждого витка. При вращении винта гайка под действием сил трения в контакте резьб также приходит во вращение, но с угловой скоростью, меньшей, чем у винта. Вследствие этого осевое перемещение точки контакта по резьбе гайки будет меньше, чем по резьбе винта, а их разность составит величину поступательного перемещения вращающейся гайки. Это одновременное вращение приводит к отклонению сил трения от направления окружных скоростей вращения винта и гайки и, соответственно, уменьшению плеча силы трения и снижению момента трения по сравнению с обычной (сосной) передачей винт-гайка. Расчеты и эксперименты показывают, что при углах подъема резьб  $4...5^{\circ}$  КПД передачи достигает 80%. Снижение скорости скольжения позволяет в передаче для винта и гайки использовать конструкционные и легированные стали.

При сопряжении с винтом нескольких смещенных в осевом направлении гаек или путем применения передач с наружным сопряжением резьб винта и гайки, образуется планетарный винтовой механизм. Т.е. роль гайки выполняют несколько расположенных по периферии винта резьбовых роликов. При введении в передачу дополнительной гайки, охватывающей снаружи резьбовые ролики и играющей для них роль подшипника (см. рис. 34), образуется многозвенный планетарно-винтовой механизм, способный перемещать грузы на различных скоростях массой более сотни тонн. Наиболее эффективной является несоосная винтовая передача поступательного перемещения в виде четырехзвенного механизма, образующего винтовую пару, вращательную и поступательную. Несоосность винтовых поверхностей винта и гайки позволяет у одной из них иметь угол подъема равный нулю (резьба представляет собой кольцевую нарезку) или с противоположным в области контакта знаком. При нулевой заходности резьбы на гайке сопрягаемый с нею винт

может иметь переменный шаг. Одним из недостатков несоосных винтовых передач является возможность проскальзывания винта относительно гайки. Устранение проскальзывания осуществляется введением в передачу между ведомым и ведущим звеном зубчатого зацепления, обеспечивающего синхронизацию вращения ведомого звена с ведущим. В такой зубчато-резьбовой передаче характер контакта между витками резьбы остается прежним, но выходная скорость определяется обычными для зубчатых передач зависимостями.

Зубчато-винтовой механизм (рис.34) состоит из ходового винта 1, гайки 2 с запрессованными на ее концах зубчатыми венцами 4 и винтовых роликов 3 с нарезанными на их концах мелко модульными зубьями. Ролики помещены в сепаратор 5 и входят одновременно в сопряжение с резьбами винта и гайки, а их зубья в зацепление с зубчатым венцом гайки. При вращении винта ролики под действием фрикционных сил в контакте приходят во вращение и совершают относительно винта планетарное движение, обкатываясь по резьбе гайки и ее зубчатым венцам. При этом гайка совершает совместно с роликами относительно винта поступательное перемещение. КПД такого механизма в зависимости от качества технологии изготовления деталей может достигать величины 90%.

Как видно из рис.33, планетарная винтовая передача является фрикционной планетарной передачей, в которой винт - солнечное колесо, резьбовые ролики – сателлиты, гайка – эпицикл. Следовательно, для кинематического расчета можно использовать зависимости для расчета планетарных передач.

Рис.34. Схема планетарного зубчато-винтового механизма:  
1-винт; 2-гайка; 3-ролик; 4-зубчатый венец; 5-сепаратор; 6-стопорное кольцо

При вращении винта с угловой скоростью  $\omega$ , угловая скорость радиуса-вектора оси ролика будет равна

$$\omega_1 = \omega d_B / 2d = \omega d_B / 2(d_B + d_P) = \omega k / 2(k+1),$$

где  $d$  – диаметр окружности центров роликов;  $d_B$  – основной диаметр резьбы винта;  $d_P$  – основной диаметр резьбы ролика;  $k = d_B / d_P$  – параметр передачи.

Угловая скорость вращения ролика вокруг своей оси будет равна

$$\omega_P = \omega d_B d_G / d d_P = \omega k(k+2) / 2(k+1),$$

где  $d_G$  – основной диаметр резьбы гайки.

Число заходов резьбы гайки  $n_G$  при условии, что ролики в процессе работы не будут выкатываться из гайки равно  $n_G = k+2$  ( $n_G > 3$ ).

Перемещение гайки относительно винта за один оборот винта, равное сумме осевого перемещения роликов относительно гайки и осевого перемещения роликов относительно винта, равно

$$H = t[kn \pm (k+2)n] / 2(k+1),$$

где  $t$  – шаг резьбы ролика;  $n = n_B = n_G$ .

Знак  $+$  соответствует одинаковому направлению резьбы винта, гайки и ролика, знак  $-$  противоположному направлению резьбы винта по отношению к резьбе гайки и ролика.

При нормальном исполнении передачи перемещение гайки за один оборот винта равно ходу винта и не зависит ни от случайного проскальзывания в передаче, ни от величины основных диаметров. При этом  $H = tn$ . При противоположном направлении резьб винта по отношению к гайке и ролику исполнение передачи называется дифференциальным.

Передаточное число передачи равно отношению хода винтовой линии гайки к перемещению ее за один оборот винта

$$i = nt / H = 2nt(k+1) / t(k+2)(k \pm n),$$

где  $+$  винт и гайка с правой резьбой; минус  $(-)$  винт с левой резьбой, а гайка – с правой.

Дальнейшие расчеты геометрических размеров элементов зубчато-винтового механизма следует вести в соответствии с рекомендациями в учебном пособии [6].

Одной из разновидностей винтовой передачи является волновая. *Волновая передача* преобразует вращательное движение входного звена – генератора волн в поступательное движение винта (или гайки) за счет упругой волновой деформации сопряженной с ним гайки (или винта). При этом резьбы винта и гайки находятся в локальном контакте одна с другой: каждый виток резьбы имеет количество областей контакта равное количеству «волн» генератора. Волновая передача винт-гайка является одной из разновидностей планетарных винтовых механизмов, так как в процессе работы области контакта на витках гайки совершают планетарное движение относительно витков резьбы винта. При таком движении витки гайки как бы накатываются на витки резьбы винта. При этом вектор скорости их относительного движения направлен не по касательной к винтовой линии резьбы винта (как в передаче винт-гайка скольже-

ния), а под некоторым углом к ней. В этом случае угол подъема относительного скольжения витков резьбы винта и гайки оказывается больше угла подъема витков резьбы, что обеспечивает повышение КПД. Особенностью волновых передач является возможность преобразования вращения генератора волн (входное звено) в поступательное перемещение винта (выходное звено) без вращения гайки. Недостатком волновой передачи является возникновение в материале гайки знакопеременных напряжений, что ограничивает долговечность передачи, а также при применении мелкой резьбы требуется высокая точность изготовления и монтажа.

## **5. ОСНОВЫ ВЫБОРА ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОСИСТЕМЫ МАНИПУЛЯТОРОВ**

### **Состав и характеристика гидропривода, основы выбора гидравлических устройств и их расчета**

Для привода рабочих органов грузоподъемных и грузоперемещающих машин применяются объемные гидроприводы непосредственного действия, в которых гидронасос (лопастной, шестеренчатый, плунжерный) создает давление жидкости, передаваемое непосредственно к исполнительному органу – гидроцилиндру или гидромотору.

Широкое применение объемных гидроприводов обусловлено их способностью преобразовывать вращательное движение в поступательное, независимым расположением друг от друга узлов гидропривода, простотой регулирования рабочих скоростей исполнительных устройств, простотой реверсирования направления движения рабочих органов, способностью реализовывать большие передаточные числа, а также удобством установки контрольных и предохранительных приборов обеспечения безопасности выполнения рабочих операций.

Используемый объемный гидропривод состоит из следующих основных узлов: энергообеспечивающего (насосы постоянной или переменной производительности); управляющего или контрольно-распределительного (распределители золотникового и других типов, краны управления, редукционные и предохранительные клапаны, автоматические реле и др.); силового или рабочего (гидродвигатели вращательного движения - гидромоторы и гидродвигатели возвратно-поступательного движения – гидроцилиндры). В составе гидропривода обязательными элементами системы являются масляные баки, фильтры, соединительные трубопроводы и шланги. В зависимости от назначения гидропривода в его состав могут входить пневмогидроаккумуляторы, синхронизаторы перемещения исполнительных механизмов, следящие устройства и др.

Простейшая гидравлическая схема гидропривода непосредственного действия представлена на рис. 35.

Золотниковый гидрораспределитель позволяет обеспечивать как одновременное действие силовых гидроцилиндров, так и раздельное. Для поддержания заданного рабочего давления в ряде случаев в гидросистему включают не один, например – предохранительный, а два клапана - перепускной и предохранительный. Перепускной клапан позволяет сливать в бак излишек масла в системе при любом режиме работы, а предохранительный – работает только при достижении максимального давления и при условии, что перепускной клапан не в состоянии пропустить необходимое количество излишнего масла.

Насосы, применяемые для питания гидропривода, работают от первичных источников питания, которыми являются электродвигатели постоянного или переменного тока, а также двигатели внутреннего сгорания. Монтируемые гидравлические системы грузопеременных устройств на автотранспорте могут получать питание как от автономного источника, так и через коробку отбора мощности - от основного двигателя автомашины.

Рис.35. Элементарная схема гидропривода непосредственного действия:

1-масляный бак; 2-гидронасос; 3-перепускной клапан; 4-золотниковый гидрораспределитель; 5-исполнительные гидроцилиндры

Расчет гидропривода грузовых манипуляторов проводится на стадии разработки конструкторской документации и заключается в определении параметров гидропривода, обеспечивающих работу исполнительных устройств в соответствии с техническим заданием и работоспособность привода в течение требуемого срока эксплуатации.

Исходными данными для расчета являются: мощность, крутящий момент, номинальная угловая скорость вращения и угловое ускорение исполнительного механизма, приведенные к передаточному устройству. Расчет проводится поэтапно: вначале выбираются



основные элементы гидропривода (энергообеспечивающие и силовые рабочие узлы, распределительная и регулирующая аппаратура); затем проводится проверка на работоспособность выбранных элементов и входящих в гидросистему. При определении работоспособности гидропривода необходимо учитывать характер связи между элементами, составляющими гидросхему.

После определения мощности и типа исполнительных устройств (гидромотора, гидроцилиндра) выбирается способ регулирования гидропривода, затем подбирается насос, номинальное давление которого должно быть не ниже требуемого для выполнения рабочих операций, а производительность должна обеспечивать заданную скорость исполнительных устройств (вращение выходного вала гидромотора или перемещение штока гидроцилиндра). В случае применения для вращения насоса электродвигателя, следует руководствоваться характером работы. Если гидропривод позволяет работать электродвигателю на начальном этапе без нагрузки при небольших массах, приведенных к его валу, то предпочтительным будет использование электродвигателей переменного тока (например, асинхронных короткозамкнутых).

Основными оценочными показателями работоспособности гидропривода являются:

номинальное давление в гидросистеме при установившемся движении механизма с номинальной скоростью и нагрузкой (не должно превышать или быть ниже допустимого для гидромеханизмов);

максимальное давление в гидросистеме при неустановившемся движении механизма (не должно превышать допустимое давление для гидромеханизмов, составляющих схему);

максимальный момент на валу насоса при неустановившемся движении механизма (не должен превышать максимальный допустимый момент на выходном валу электродвигателя или на выходном валу раздаточной коробки).

Усилие, развиваемое силовыми исполнительными органами:

для гидроцилиндров  $P = (p\pi R^2 + \Sigma F)$ ,

для гидромотора  $M_{ГМ} = M_M / i\eta_P$ ,

где  $p$  – давление, развиваемое насосом, Па;  $R$  – радиус исполнительного гидроцилиндра, м;  $\Sigma F$  – сумма всех сил сопротивления (в том числе и трения) в системе, Н;  $M_{ГМ}$  – момент на валу гидромотора, Н.м;  $M_M$  – момент на валу подъемного или поворотного механизма с учетом сопротивлений, Н.м;  $i$  – передаточное число промежуточного редуктора;  $\eta_P$  – КПД промежуточного передаточного устройства.

Скорость перемещения рабочих органов зависит от скорости движения исполнительных гидроцилиндров, обусловленной количеством жидкости, нагнетаемой в единицу времени в исполнительный

цилиндр, т.е. от производительности насоса. Производительность насоса  $Q$  должна быть не меньше, чем величина объема жидкости, который освобождается поршнем или плунжером в единицу времени

$$Q = V\pi D^2/400 \text{ л/мин,}$$

где  $V$  – скорость перемещения поршня или плунжера, м/мин;  $D$  – диаметр поршня или плунжера, см.

В общем случае алгоритм проектирования манипулятора с силовым гидроприводом будет иметь следующий вид.

1. Определение исходных данных (суммарный момент от внешней нагрузки, время или скорость движения исполнительных силовых устройств под нагрузкой и без нее, ускорение перемещения груза или допустимая перегрузка и т.п.) в соответствии с ТЗ на агрегат.

2. Выбор кинематической и силовой схемы грузового манипулятора в зависимости от назначения и характера выполняемых рабочих операций, проведение компоновки манипулятора на машине и предварительных (проверочных) прочностных и кинематических расчетов.

3. Проведение графоаналитического расчета, определяющего расположение силовых исполнительных устройств (например, для силовых гидроцилиндров: компоновка гидроцилиндра подъема стрелы или поворота портала, точки крепления, начальная и максимальная длина, величина рабочего хода, плечо относительно оси поворота грузовой стрелы или портала, количество силовых гидроцилиндров, характер изменения внешней нагрузки на гидроцилиндр в процессе его рабочего хода, выбор конструкции гидроцилиндра и числа его ступеней и т.д.).

4. Выбор силовых исполнительных устройств для обеспечения выполнения манипулятором заданных операций с грузом. Разработка системы перемещения (подъем, опускание) груза; а при необходимости - перемещения манипулятора (стрелы, портала) и прочих операций, связанных с транспортным и рабочим положением груза и манипулятора.

5. Разработка принципиальной схемы гидро-и электропривода, выбор элементов управления и контроля.

6. Расчет рабочих давлений в силовых устройствах.

7. Определение необходимой производительности насоса из условий обеспечения требуемой скорости гидродвигателя (гидромотор, гидроцилиндр, привод лебедки и т.п.) и времени выполнения операций по перемещению грузовой стрелы (грузового портала) и груза.

8. Определение длины и диаметра соединительных трубопроводов с ориентировочной оценкой гидравлических сопротивлений.

9. Определение потребного давления гидронасоса с учетом потерь давления в магистралях и выбор насоса.

10. Расчет потребной энергии (мощности) для привода насоса. При питании насоса от вала отбора мощности основного двигателя автомашины необходимо разработать конструкцию редуктора отбора мощности. При питании от электропривода необходимо выбрать генератор и приводной электродвигатель.

11. Определение объема рабочей жидкости и размеров маслобака, разработка конструкции резервуаров и их компоновки на машине.

12. Разработка окончательной конструкции манипулятора, уточнение компоновки энергетических, силовых устройств, а также элементов управления и контроля гидравлической системы на автомашине; выбор (разработка) предохранительных устройств; проведение рабочего проектирования и окончательных прочностных расчетов.

### Рабочие жидкости гидроприводов

Жидкость является рабочим телом любой гидропередачи, свойствами которой определяется рабочий процесс. Из физико-химических свойств жидкости наиболее важными являются: вязкость, сжимаемость, химическая и механическая стойкость.

Примечание. Свойство жидкостей сопротивляться деформации сдвига или скольжению слоев называется вязкостью. Различаются динамическая и кинематическая вязкость.

*Динамическая вязкость* определяется силой внутреннего трения, возникающего в жидкости при перемещении пластинки параллельно плоской стенке. Единицей динамической вязкости в системе СИ является *паскаль-секунда* ( $\text{Пас} = \text{Нс}/\text{м}^2 = \text{кг}/\text{мс}$ ). Динамическая вязкость жидкостей резко уменьшается с повышением температуры, а газов – увеличивается.

*Кинематическая вязкость* определяется отношением динамической вязкости к плотности среды. Единица кинематической вязкости –  $\text{м}^2/\text{с}$ . ( До 1980 года использовалась единица кинематической вязкости – стокс (Ст) и сантистокс (сСт). Соотношение между единицами кинематической вязкости:  $1\text{Ст} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ ;  $1\text{сСт} = 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$  ).

В гидравлических передачах целесообразно применять жидкости, имеющие более стабильную в различных температурных условиях вязкость. Помимо температуры вязкость зависит от величины давления, увеличиваясь с повышением давления.

Жидкость, применяемая в гидравлических передачах, является также средством смазки гидромеханизмов. Поэтому особое значение имеют смазывающие свойства рабочих жидкостей, определяемые способностью на трущихся поверхностях деталей образовывать защитную пленку. Если пленка жидкости недостаточно прочна

при различных рабочих давлениях, то будет наблюдаться быстрый износ металлических поверхностей и соответственно увеличиваются потери на трение.

Минеральные масла и их смеси, применяемые в гидроприводах, в процессе длительной эксплуатации теряют свои свойства. Ухудшение качества жидкостей происходит в основном вследствие сжимаемости («мятия») жидкости в процессе работы при высоких давлениях, окисления при контакте с воздухом, эмульсирования и вспенивания при растворении в жидкости воздуха, а также наличия воды.

Важным свойством рабочих жидкостей является химическая стабильность или стойкость к окислению. В результате окисления происходит выпадение смол, загрязняющих гидросистему, и снижается вязкость. При повышении температуры интенсивность процесса окисления масла увеличивается. Одновременно с понижением вязкости ухудшаются и смазывающие свойства жидких масел.

Рабочие масла, как и все жидкости, обладают способностью образовывать механические смеси (суспензии) с воздухом. Такие суспензии ухудшают работу всей гидросистемы: нарушается плавность движения приводимых узлов, понижается производительность насосов и гидромоторов, ухудшается смазка, и наблюдается сжимаемость жидкости. При попадании в масло воды при работе образуется пена, способствующая интенсивному окислению и понижению смазывающих свойств.

Повышение упругости жидкости вследствие растворения в ней воздуха вызывает понижение жесткости всей гидropередачи, приводящей к «просадке» выходного звена гидромеханизма, а также приводит к запаздыванию действия элементов гидросистемы и потере устойчивости.

Большое значение имеют методы фильтрации масел. Применение фильтров позволяет устранить загрязнение масел как различными механическими частицами, так и другой природы. Необходимо следить за чистотой всех фильтров в гидросистеме и осуществлять их периодическую очистку.

Таким образом, рабочие жидкости, применяемые в гидросистеме, должны отвечать следующим требованиям:

- иметь близкую к стабильности вязкость в пределах температур, при которых работает гидросистема;
- иметь хорошую смазывающую способность;
- иметь низкую кислотность и быть устойчивыми против окисления в процессе работы;
- не вызывать коррозии металлических деталей гидропривода и быть нейтральными по отношению к материалу уплотнений;
- не иметь механических примесей и воды;

· должна отсутствовать (или быть минимальной) растворимость воздуха и других газов.

Поскольку подобрать рабочие жидкости, удовлетворяющие всем этим требованиям, довольно сложно, то в настоящее время рекомендуется применять следующие масла.

При работе в условиях внешних температур от  $-20$  до  $+25^{\circ}\text{C}$  - индустриальное масло № 12; при температуре до  $+40^{\circ}\text{C}$  - индустриальное № 20 или турбинное № 22; при отрицательных температурах до минус  $40^{\circ}\text{C}$  - трансформаторное. В ряде случаев можно применять в зимнее время веретенное масло № 2, а летом - веретенное масло № 3. В авиации и гидросистемах специальных транспортных машин, работающих в условиях температур в диапазоне  $\pm 50^{\circ}\text{C}$ , применяются масляные смеси типа АМГ (АМГ-10) или МГЕ и ГМ-50.

### Выбор гидромотора.

Гидромоторы, применяемые для создания вращательного движения грузоперемещающих устройств, могут быть высокомоментные (низкоскоростные) и низкомоментные (высокоскоростные). Высокомоментные гидромоторы позволяют создавать безредукторные механизмы. Регулирование частоты вращения вала гидромотора достигается либо изменением расхода жидкости (применяются насосы переменной производительности), либо путем изменения рабочего объема гидромотора или дросселированием (изменение величины потока рабочей жидкости, подводимой к гидродвигателю). При необходимости можно обеспечить передачу, у которой отношение минимальной частоты вращения гидромотора к максимальной будет составлять 1: 1500.

Основными параметрами гидромотора являются: рабочий объем  $V_M$ , номинальное давление  $p_{НОМ}$  и номинальная частота вращения  $n_{НОМ}$ . Производными параметрами являются расход рабочей жидкости  $Q_M$  и крутящий момент  $M_M$ .

Расход жидкости и крутящий момент определяются по следующим формулам

$$Q_M = V_M n_M / 10^3 \eta_V;$$

$$M_M = V_M \Delta p \eta_{ГМ} / 2\pi,$$

где  $Q_M$  - [л/мин];  $V_M$  - [см<sup>3</sup>];  $n_M$  - [об/мин];  $M_M$  - [Нм];  $\Delta p$  - [МПа] - перепад давлений на входе и выходе гидромотора;  $\eta_V$  - объемный КПД, учитывающий внутренние перетечки жидкости;  $\eta_{ГМ}$  - гидромеханический КПД., учитывающий гидравлические потери.

Полезная  $N_M$  и потребляемая  $N_{M ПОТР}$  мощность гидромотора определяется по формулам:

$$N_M = M_M n_M / 9740 = Q_M \Delta p \eta_M / 60;$$

$$N_{M ПОТР} = N_M / \eta_M = Q_M \Delta p / 60,$$

где  $N_M$  и  $N_{M ПОТР}$  - [кВт];  $\eta_M = \eta_V \eta_{ГМ}$  - полный КПД гидромотора.

Основой выбора гидромотора являются данные о нагрузке:

- статический момент нагрузки  $M_{СТ}$ ;
- частота вращения вала нагрузки  $n_H$ .

При учете динамики привода необходимо иметь данные о максимально допустимом ускорении вала нагрузки  $\varepsilon_H$  и моменте инерции нагрузки  $J_H$ .

А. Выбор гидромотора по статической нагрузке.

При выборе гидромотора большое значение имеет давление в проектируемой гидросистеме. При большом давлении система более компактная. Однако наибольшее распространение получила гидроаппаратура, работающая на давлении до 25 МПа.

По характеристике нагрузки определяется необходимая мощность

$$N_{СТ} = M_{СТ}n_H/k,$$

где  $M_{СТ}$  – статический момент нагрузки;  $n_H$  – частота вращения вала нагрузки;  $k$  – коэффициент, обусловленный выбором системы единиц.

По необходимой мощности или моменту с учетом давления в гидросистеме по таблицам справочной литературы выбирается гидромотор. При этом должно соблюдаться условие  $N \geq (1,2 \dots 2,5) N_{СТ}$ .

Примечание. В случае отсутствия в справочной литературе величины мощности гидромотора, она определяется по формуле

$$N = M_{НОМ}n_{МАКС}/k,$$

где  $M_{НОМ}$  – номинальный крутящий момент гидромотора;  $n_{МАКС}$  – максимальная частота вращения гидромотора;  $k$  – коэффициент, определяемый выбранной системой единиц.

Далее определяется ориентировочное передаточное отношение

$$i^* = n_{ГМ}/n_H, \text{ где } n_{ГМ} = (0,4 \dots 0,8) n_{МАКС}.$$

Принимается величина КПД -  $\eta_{РЕД}$ , и с учетом  $i^*$  проводится проверка гидромотора по крутящему моменту (можно принять для приближенных расчетов -  $\eta_{РЕД} = 0,45 \dots 0,5$ )

$$M \leq M_{НОМ}; M = M_{СТ}/i^* \eta_{РЕД}.$$

Далее определяется рабочее передаточное отношение и рабочая частота вращения гидромотора

$$i = M_{СТ}/M_{НОМ} \eta_{РЕД} \text{ при условии } M = M_{НОМ};$$

$$n_{РАБ} = n_H i.$$

Если к нагрузке предъявляются требования по частоте вращения, то осуществляется проверка на максимальную и минимальную частоту

$$n_{МАКС} \geq n_{H \text{ МАКС}} i,$$

$$n_{H \text{ МИН}} i \geq n_{МИН},$$

где  $n_{МАКС}$  – максимальная частота вращения вала гидромотора;  $n_{H \text{ МАКС}}$  – максимальная частота вращения вала нагрузки;  $n_{H \text{ МИН}}$  – минимальная частота вращения вала нагрузки;  $n_{МИН}$  – минимальная частота вращения гидромотора (для приближенных расчетов принимается  $n_{МИН} = 2$ ).

Если выбранный гидромотор не удовлетворяет требованиям проведенной расчетной проверки, то выбирается другой гидромотор и проводится повторная проверка.

Б. Выбор гидромотора по динамической нагрузке

Проводится расчет динамического момента, и проверяется гидромотор по максимальному моменту

$$M_{\text{ДИН}} = J_H \epsilon_H;$$

$$M_{\text{МАКС}} \geq (M_{\text{СТ}} + M_{\text{ДИН}}) / i \eta_{\text{РЕД}}$$

Пример. Выбрать гидромотор для лебедки с диаметром барабана  $D$ , поднимающей груз массой  $m$  со скоростью  $V$ .

1. Определяются параметры нагрузки

$$M_{\text{СТ}} = mgD/2; \quad n_H = V/\pi D; \quad N_{\text{СТ}} = M_{\text{СТ}} n_H / k.$$

2. Принимается давление в гидросистеме  $p$  и ориентировочно выбирается гидромотор с мощностью  $N^* = 1,8 N_{\text{СТ}}$ .

3. По справочной литературе выбирается гидромотор с данными:

$$N_M; \quad n_{\text{ММАКС}}; \quad M_M; \quad M_{\text{ММАКС}}$$

4. Проводится проверка гидромотора по крутящему моменту

$$M_M = M_{\text{СТ}} / i^* \eta_{\text{РЕД}}; \quad M_M \text{ должно быть меньше } M_{\text{НОМ}} (M_M \leq M_{\text{НОМ}}).$$

Если  $M_M \geq M_{\text{НОМ}}$ , то выбирается более мощный гидромотор.

Предположим, что у вновь выбранного гидромотора давление  $p_{1\text{НОМ}} \geq p_{\text{НОМ}}$ , где  $p_{\text{НОМ}}$  - выбранное давление проектируемой гидросистемы.

Рассчитывается момент и мощность пропорциональные давлению:

$$M_1 = 0,1 M_{\text{ТАБЛ}} / p_{1\text{НОМ}} \text{ (при } M, \text{ измеряемом в Н.м, а } p \text{ – в МПа);}$$

$$N_1 = 0,1 N_{\text{ТАБЛ}} / p_{1\text{НОМ}}.$$

Выбранный вторично гидромотор имеет частоту вращения равную  $n_{\text{ТМАКС}}$ , следовательно,  $n_M = 0,8 n_{\text{ТМАКС}}$ .  $i_1^* = n_M / n_H = \pi D n_M / V$ .

$$\text{Откуда } M_M = M_{\text{СТ}} / i_1^* \eta_{\text{РЕД}}.$$

При  $M_M \leq M_1$  считается, что гидромотор выбран в соответствии с заданными требованиями.

Далее определяется рабочее передаточное отношение при условии  $M_M = M_1$  и рабочая частота вращения

$$i_M = M_{\text{СТ}} / M_1 \eta_{\text{РЕД}}; \quad n_{\text{РАБ}} = n_H i_M.$$

Следует отметить, что использование высокооборотного гидромотора требует применения редуктора с большим передаточным числом, что понижает КПД и усложняет конструкцию гидропривода. Поэтому целесообразно для определенных задач выбирать высокомоментный гидромотор с соответствующей характеристикой.

### **Выбор силового поршневого гидроцилиндра.**

По конструктивному признаку силовые поршневые гидроцилиндры (гидродомкраты или гидродвигатели возвратно-поступательно-

го перемещения) подразделяются на одноступенчатые и многоступенчатые. В одноступенчатых гидроцилиндрах выходное звено выполняется в виде штока с поршнем или плунжера. В многоступенчатых гидроцилиндрах роль выходного звена последовательно или одновременно выполняют несколько телескопически выдвигающихся цилиндров (ступеней).

Рис.36. Конструктивные типы гидроцилиндров:  
а – гидроцилиндр одностороннего действия; б и в – гидроцилиндры двустороннего действия; г и д – гидроцилиндры с камерой противодействия

По характеру воздействия внешних нагрузок различаются гидроцилиндры одностороннего (прямого) или двустороннего действия.

В гидроцилиндрах одностороннего действия (рис.36,а) движение поршня (плунжера) под действием давления рабочей жидкости



происходит только в одном направлении. Движение в обратном направлении осуществляется под воздействием внешней нагрузки.

В гидроцилиндрах двустороннего действия движение поршня при прямом и обратном ходах происходит под воздействием рабочей жидкости, подаваемой последовательно в надпоршневую или подпоршневую полости гидроцилиндра. Одноступенчатые гидроцилиндры двустороннего действия могут быть с одним (рис.36,б) или двумя (рис.36,в) штоками. Многоступенчатые гидроцилиндры для возможности создания сжимающих и растягивающих нагрузок имеют камеру противодействия (рис.36,з и д). Такая камера в многоступенчатых гидроцилиндрах может выполняться на гидроцилиндрах первой (наружной) или последней (внутренней) ступеней, а также может быть выполнена на цилиндрах всех ступеней.

Усилие, развиваемое гидроцилиндрами, определяется по следующим формулам:

гидроцилиндр с односторонним штоком:

$$F_{\text{ош}} = 0,0785[(p_1 - p_2)D^2 + p_2d^2]\eta_M;$$

гидроцилиндр с двухсторонним штоком:

$$F_{\text{дш}} = 0,0785[(p_1 - p_2)(D^2 - d^2)]\eta_M;$$

телескопический двухступенчатый гидроцилиндр:

- первая ступень  $F_1 = 0,0785[(p_1 - p_2)(D_1^2 + p_2D_2^2)]\eta_M;$

- вторая ступень  $F_2 = 0,0785[(p_1 - p_3)(D_2^2 + p_3d^2)]\eta_M,$

где  $D$  – диаметр поршня [см];  $d$  – диаметр штока [см];  $p_1$ ,  $p_2$  и  $p_3$  – соответственно давление на входе в гидроцилиндр и давление на выходе [МПа];  $D_1, D_2$  – соответственно диаметры поршней первой и второй ступеней [см];  $\eta_M$  – механический к.п.д. гидроцилиндра.

### **Силы трения в узлах уплотнения поршня**

Уплотнительные узлы в поршневых гидроцилиндрах оказывают влияние на работоспособность гидроцилиндра, точность выполнения команд управления его работой, его долговечность и надежность. Большое значение имеет правильный выбор конструкции уплотнительного узла, материала уплотнения, зазора между уплотняемыми деталями (размер канавок под уплотнения) и чистота поверхности сопрягаемых деталей.

Одним из основных показателей, характеризующих работу уплотнения, является сила трения между уплотняемыми поверхностями. Сила трения при возвратно-поступательном перемещении изменяется в широких пределах в зависимости от режима смазки, скорости движения поршня относительно цилиндра, конструкции уплотнения, его материала и состояния уплотняемой поверхности. Наибольшее распространение получили уплотнения из полимерных материалов: резины, резины армированной хлопчатобумажными наполнителями, полиуретана и др.

При выборе уплотнений основной задачей является создание плотного контакта между уплотняемыми поверхностями, обеспечивающего герметичность соединения, и минимальное трение, обеспечивающее высокую долговечность и надежность уплотнительного узла.

Сила трения, обусловленная плотностью контакта между уплотнением и уплотняемой поверхностью, равна

$$F_{\text{ТР}} = \mu_{\text{ТР}} \sigma S_{\text{Н}},$$

где  $\mu_{\text{ТР}}$  – коэффициент трения пары материал уплотнения – металл;  $\sigma$  – контактное напряжение, обусловленное деформацией уплотнителя;  $S_{\text{Н}}$  – площадь контакта деформированного уплотнителя [ $S_{\text{Н}} = S_0(h_0/h)$ , где  $S_0$  – геометрическая площадь контакта недеформированного уплотнителя;  $h_0$  и  $h$  – соответственно размеры уплотнителя до и после деформирования].

Контактное напряжение равно  $\sigma = 2E[(\sqrt{(h_0/h)} - (h/h_0))] / 3$ , где  $E$  – статический модуль материала уплотнителя.

Коэффициент трения уплотнения по металлу  $\mu_{\text{ТР}}$  изменяется в широких пределах в зависимости от материала уплотнителя, наличия жидкой (масляной) пленки между уплотнителем и уплотняемой поверхностью, конструкции уплотнителя (уплотнения), состояния и технологии изготовления уплотняемой поверхности.

Например, коэффициент трения резины по сухой поверхности металла при температуре + 20°C равен 0,4...0,6; при наличии дискретной жидкой пленки  $\mu_{\text{ТР}}$  снижается до 0,1...0,2; у уплотнителей из полиуретана коэффициент трения достигает величины 0,01...0,05.

Сила трения снижается в узлах уплотнения также при изменении скорости. Например, при увеличении скорости перемещения поршня в 10 раз сила трения между уплотнением и поверхностью цилиндра уменьшается примерно в три раза при наличии дискретной масляной пленки независимо от конструкции уплотнителя (по сравнению с состоянием трения покоя). Трение в узлах уплотнения при трогании с места (трение покоя) в 1,5...2,5 раза больше, чем сила трения при установившемся движении. Это объясняется продолжительностью контакта уплотнителя с поверхностью металла, при котором под действием контактной нагрузки, создаваемой давлением уплотняемой среды, происходит постепенное выжимание смазки и увеличение составляющей сухого трения.

В качестве уплотнений поршня наиболее широкое применение нашли уплотнители в виде колец круглого, овального, прямоугольного сечения и различные виды манжетных уплотнений.

Для уплотнительных колец круглого сечения силу трения можно рассчитать по следующему выражению:

$$F_{\text{ТР.К}} = 3,3 \mu_{\text{ТР}} \pi E D_{\text{СР}} d [\sqrt{(d/h)} - (h/d)] [1 - (h/d)],$$

где  $D_{\text{СР}}$  – средний диаметр поршня (посадочной канавки), при этом – при осевой деформации кольца  $D_{\text{СР}} = (D + d)$ , где  $D = (D_1 + D_2)/2$  – при



лированную установку манжет (последовательно друг за другом) или последовательно с манжетным уплотнением устанавливают уплотнительные кольца. Дублированная установка уплотнений не всегда целесообразна, поскольку при работе в тыльной части передней манжеты со временем скапливается жидкость и возникает дополнительное давление жидкости, нарушающее процесс герметизации, создаваемый первой манжетой. Для исключения подобного явления делают между уплотнениями отводные каналы с обратными клапанами и полостями для сбора жидкости. Однако это усложняет конструкцию поршня и не всегда конструктивно выполнимо. Следует отметить, что аналогичное явление наблюдается и в уплотнительных узлах с уплотнительными кольцами.

Сила трения, возникающая в уплотнительном узле с манжетным уплотнением, как правило, пропорциональна давлению уплотняемой среды и будет определяться формулой

$$F_{\text{ТР.М}} = \mu_{\text{ТР}} r \pi D h,$$

где  $D$  – диаметр цилиндра;  $h$  – высота уплотняемой поверхности в зоне контакта;  $p$  – давление уплотняемой среды.

В поршневой группе уплотнитель работает в сложных условиях: с одной стороны уплотняемая среда под давлением, с другой – нормальное атмосферное давление. При высоком давлении уплотняемой жидкой среды материал эластичного уплотнителя ведет себя подобно сильно вязкой жидкости. Наряду с ростом контактного давления на уплотняемой поверхности возрастает давление материала уплотнения со стороны низкого (атмосферного) давления (в районе опорной зоны). В результате тыльная часть уплотнения, соприкасающаяся с зазором между цилиндром и поршнем, начинает выдавливаться в зазор и разрушаться. Для исключения выдавливания материала высокоэластичного уплотнения в зазор под тыльную часть уплотнений устанавливают кольца из материала малой эластичности – более твердого, чем материал уплотнения (например, кожа, резинотканевые материалы, фторопласт и др.). Такие кольца, устанавливаемые под тыльную часть основного уплотнения, называют *протекторными кольцами*.

При наличии протекторных колец суммарная сила трения в уплотнительном узле будет равна

$$\sum F_{\text{ТР}} = (F_{\text{Н}} + F_{\text{П}}) + F_{\text{Д}},$$

где  $F_{\text{Н}}$  – трение уплотнения за счет натяга или предварительного контактного давления;  $F_{\text{П}}$  – трение протекторного кольца;  $F_{\text{Д}}$  – трение уплотнения, обусловленное давлением уплотняемой жидкой среды.

## Пневмогидравлические аккумуляторы

Для поддержания постоянного давления в гидравлической системе, аккумулирования энергии в периоды остановки (стоянки) исполнительных рабочих органов и расхода ее в определенных условиях в гидравлическую схему включают пневмогидравлические аккумуляторы (рис.38). Для исключения (снижения) растворения газа в жидкости газ в аккумуляторе отделяется от жидкости эластичной диафрагмой или разделительным поршнем в зависимости от конструкции аккумулятора.

Необходимое количество жидкости в аккумуляторе  $W_{Ж}$  определяется расходом и временем действия исполнительного органа

$$W_{Ж} = Qt_{РАБ},$$

где  $Q$  - расход жидкости;  $t_{РАБ}$  – время действия исполнительного органа.

Давление в аккумуляторе  $p_A$  определяется нагрузкой и потерями давления в трубопроводах

$$P_A = p_H + p_{Пот},$$

где  $p_H$  – давление, определяемое нагрузкой (практически – рабочее давление в гидроприводе);  $p_{Пот}$  – потери давления в трубопроводах и местных сопротивлениях.

Рис.38. Пневмогидравлические аккумуляторы:

а – цилиндрический; б - сферический; 1- корпус; 2- разделительная диафрагма; 3-разделительный поршень; А –газовая полость; Б – жидкостная полость.

Количество сжатого газа определяется в зависимости от величины освобождающегося объема жидкости  $W_{Ж}$  при работе исполнительного органа

$$W_{АК} = W_{ГП} + W_{Ж},$$

где  $W_{АК}$  – объем газовой подушки аккумулятора в конце работы;  $W_{ГП}$  – начальный объем газовой подушки. Ориентировочно принимается  $W_{ГП} = (0,05...0,1) W_{Ж}$ .

Таблица 1

$p_{НБ}/p_{КБ}$	10	7	4	2
$C_1$	0,55	0,60	0,7	0,82

$C_2$	0,75	0,80	0,87	0,9
-------	------	------	------	-----

В ряде случаев для поддержания постоянного давления в газовой полости аккумулятора независимо от изменения объема жидкости при работе последовательно с аккумулятором устанавливается дополнительный баллон с газом, находящийся под давлением. Давление поддерживается редуктором, установленным между баллоном и газовой полостью аккумулятора. Конечное давление в баллоне  $p_{KB}$  должно быть выше потребного давления  $p_A$  на величину перепада давления в редукторе

$$p_{KB} = p_A + \Delta p_{RED},$$

где  $\Delta p_{RED}$  - перепад давления в редукторе [ $\Delta p_{RED} = (0,25 \dots 0,5) p$ ].

При вытеснении жидкости из аккумулятора газ вытекает из баллона и дросселируется в редукторе. Соответственно изменяется его температура, поэтому объем баллона определяют с учетом изменения температуры по формуле

$$W_B = p_A W_{AK} (C_1/C_2)/(C_1 p_{НБ} - p_{KB}),$$

где  $p_{НБ}$  и  $p_{KB}$  - соответственно начальное и конечное давление в баллоне;  $C_1$  и  $C_2$  - коэффициенты, определяемые в зависимости от соотношения  $p_{НБ}/p_{KB}$  (табл. 1)

Масса сжатого газа определяется по формуле

$$G = W_B p_{НБ}/gRT_H,$$

где  $R$  - газовая постоянная;  $T_H$  - начальная температура газа в баллоне;  $g$  - ускорение свободного падения.

Толщина стенки корпуса баллона аккумулятора  $S$  (см) определяется по формуле (баллон в виде цилиндра)

$$S = (D/2)\sqrt{[\sigma + p_{MAX}(1 - 2\mu)]/[\sigma - p_{MAX}(1 + 2\mu)]},$$

где  $D$  - внутренний диаметр цилиндра, см;  $p_{MAX}$  - максимальное расчетное давление в аккумуляторе, МПа;  $\sigma$  - допускаемое напряжение на разрыв, МПа;  $\mu$  - коэффициент Пуассона (для стали  $\mu = 0,3$ ).

Толщина днища, см:

$$\text{плоского } S_{дп} = 0,405D\sqrt{(p_{MAX}/\sigma)}, \text{ сферического } S_{dc} = Dp_{MAX}/4\sigma.$$

При отсутствии в схеме дополнительного газового баллона, подпитывающего аккумулятор, начальная величина давления газа в аккумуляторе должна выбираться такой, чтобы конечное давление в газовой полости аккумулятора  $p_{KA}$  при работе было бы несколько выше давления в гидросистеме  $p$  независимо от изменения объема жидкости  $p_{KA} \geq (1,1 \dots 1,3)p$ .

### Выбор гидронасоса

При выборе гидронасоса основными исходными параметрами являются следующие:

- величина потребного рабочего давления гидронасоса;

• величина производительности насоса и при необходимости выбор способов ее изменения.

Дополнительными оценочными параметрами являются масса и габариты гидронасоса.

Необходимость выбора насоса с переменной производительностью определяется конкретной задачей, обусловленной назначением привода.

Величина рабочего давления  $p$  указывается в технической характеристике насоса и должна быть несколько большей или равной величине давления, определяемого нагрузкой.

$$p \geq p_{\text{СТ}} + p_{\text{п}},$$

где  $p_{\text{СТ}}$  – давление, определяемое статической нагрузкой без учета динамики привода;  $p_{\text{п}}$  – потери давления в подводящих магистралях от насоса к исполнительному устройству. В ряде случаев вместо статического давления вводится давление, определяемое нагрузкой с учетом динамики привода ( $p_{\text{нагр}} + p_{\text{д}}$ ).

Величина необходимой производительности определяется параметрами исполнительного устройства (гидромотора, силового гидроцилиндра и т.п.).

Пример. Выбрать насос для схемы с силовым гидроцилиндром, поршень которого перемещается со скоростью  $V$ , при нагрузке, действующей на шток гидроцилиндра  $N$  (площадь поршня  $F_{\text{п}}$ ). Время, в течение которого поршень изменяет скорость от 0 до  $V$ , равно  $t$ . Потери давления в подводящих магистралях  $p_{\text{п}}$ .

Необходимое давление насоса  $p \geq p_{\text{СТ}} + p_{\text{п}}$ .

$$p_{\text{СТ}} = N/F_{\text{п}}, \text{ следовательно } p \geq (N/F_{\text{п}}) + p_{\text{п}}.$$

Ускорение  $J$  поршня в начале движения (принимая величину нарастание скорости линейной):  $J = V/t$ . Откуда инерционная (динамическая) нагрузка  $N_{\text{ИН}} = NJ/g$ .

$$\text{Потребное давление насоса } p \geq [(N + N_{\text{ИН}})F_{\text{п}}] + p_{\text{п}}.$$

В ряде случаев, при трудностях в расчете инерционной нагрузки, вводится динамический коэффициент  $n = 1,1 \dots 1,5$ .

$$\text{Тогда } p \geq n p_{\text{СТ}} + p_{\text{п}}.$$

$$\text{Потребная производительность насоса } Q = FV.$$

Если параметры выбранного насоса не удовлетворяют требования по производительности, то производительность насоса можно изменить уменьшением числа оборотов, путем введения редуктора с необходимым передаточным числом.

$$\text{Потребное число оборотов } \omega = Q_{\text{ПОТ}}\omega_{\text{НОМ}}/Q_{\text{НОМ}},$$

где  $Q_{\text{ПОТ}}$  и  $Q_{\text{НОМ}}$  – соответственно потребная производительность системы и номинальная производительность выбранного насоса;  $\omega_{\text{НОМ}}$  – номинальное число оборотов выбранного насоса.

### **Выбор резервуаров- емкостей (баков) для жидкости**

По конструкции баки представляют собой сварные емкости, выполненные из листового металла. В ряде случаев емкости для жидкости могут быть выполнены из пластмассы.

В зависимости от конструкции и назначения гидропривода емкости-баки для жидкости могут быть следующих типов:

- резервуары, жидкость в которых контактирует с атмосферным воздухом;
- резервуары, в которых жидкость контактирует с газом, находящимся под давлением;
- резервуары, в которых жидкость отделена от газа разделительной эластичной диафрагмой или разделительным поршнем.

Первый тип резервуара наиболее прост по конструкции, но не предохраняет жидкость от загрязнения.

Второй тип резервуаров обеспечивает подачу рабочей жидкости к насосу с предварительным напором, улучшающим заполнение и работу насоса. Однако контакт жидкости с газом, находящимся под давлением, обуславливает повышенное растворение газа в жидкости, что способствует образованию эмульсии, разрыву и увеличению сжимаемости потока жидкости.

Третий тип резервуаров наиболее предпочтительный, но усложняющий конструкцию емкостного бака.

Бак для жидкости должен иметь заливную горловину с фильтром, выдающий и приемный штуцера (как правило, разделенные перегородкой в 2/3 высоты бака), сливное отверстие с магнитной пробкой и систему определения уровня жидкости. Приемный штуцер с системой заправки бака жидкостью целесообразно располагать в баке таким образом, чтобы исключить возможность попадания в бак различных частиц и загрязнений (должен быть сетчатый фильтр), а также снижать вспенивание жидкости при заправке. Баки первого и третьего типов должны иметь дренажные отверстия для сообщения с атмосферой. Бак второго типа должен иметь предохранительный клапан. Целесообразно в районе установки сливной пробки предусмотреть ниже днища бака небольшой отстойник для сбора загрязнений – осадка в масле.

Емкость баков должна обеспечивать заполнение всех полостей рабочих органов и компенсировать возможные утечки

$$W_{\min} = W_{\text{СЦ}} + W_{\text{ГМ}} + W_{\text{У}} + W_{\text{Т}},$$

где  $W_{\text{СЦ}}$  – объем полостей силовых гидроцилиндров при их полном выдвижении (если в цилиндрах была жидкость до их работы, то указанный объем жидкости не учитывается);  $W_{\text{ГМ}}$  – объем жидкости для обеспечения работы гидромоторов;  $W_{\text{У}}$  – объем жидкости для компенсации утечек;  $W_{\text{Т}}$  – изменение объема жидкости в зависимости от температуры (принимают, что однократное дросселирование жидкости с перепадом давления до 2МПа вызывает повышение температуры жидкости на 1<sup>0</sup>С).  $W_{\text{ГМ}}$  – принимают из условия охла-



ждения равным одномоментной производительности гидронасоса  $Q_{\text{НАС}}$ .

Примечание. Практически  $W_y$  и  $W_T$  не учитываются, а при отсутствии в схеме гидромоторов количество жидкости  $W_{\text{min}}$  принимают равным  $2 W_{\text{СЦ}}$ .

### Выбор соединительных трубопроводов

В гидросистемах для соединения элементов и узлов применяются гибкие шланги высокого и низкого давления и металлические трубы. Все применяемые шланги – многослойные. Шланги высокого давления состоят из внутреннего резинового слоя, металлического каркаса из проволоки диаметром 0,25...0,30 мм, хлопчатобумажной оплетки и наружного резинового слоя. Шланги низкого давления состоят из внутреннего резинового слоя, двух слоев ткани и наружного резинового слоя. Металлические трубопроводы применяются, как правило, для соединения неподвижных гидравлических узлов.

Для присоединения трубопроводов – гибких шлангов к узлам гидропривода их концы снабжаются специальной арматурой, обеспечивающей быстрое и плотное соединение. Наиболее часто применяется шаровое ниппельное соединение (рис.39,в). Соединения шлангов могут быть разъемные и неразъемные (рис.39).

Металлические трубопроводы изготавливают из алюминиевого сплава АМгМ, стали 20А, меди М2 и нержавеющей стали 1Х18Н9Т. Трубопроводы соединяются с гидроаппаратурой с помощью накидных гаек, которые обеспечивают герметичность за счет поджатия развальцованного конца трубопровода, наличия шарового соединения (рис.39,г и д), эластичного уплотнителя и др.

Расчет металлических трубопроводов заключается в определении их внутреннего диаметра. Большой внутренний диаметр может привести к эффекту сжимаемости жидкости при больших длинах трубопровода, а очень малый диаметр – к большим гидравлическим сопротивлениям. Принято площадь проходного сечения трубопроводов выбирать по величине скорости течения жидкости по трубопроводу с учетом потерь давления.

Задавшись скоростью течения жидкости (или выбирая ее величину в зависимости от длины трубопровода и давления) внутренний диаметр трубопровода  $d_T$  можно определить по формуле

$$d_T = \sqrt{4Q / \pi V_{\text{ж}}} = 1,13 \sqrt{Q / V_{\text{ж}}},$$

где  $Q$  – максимальный расход жидкости в гидросистеме;  $V_{\text{ж}}$  – скорость движения жидкости в трубопроводе.

Рис. 39. Способы соединения трубопроводов:  
 а – разъемное соединение гибкого шланга с ниппелем: 1-ниппель; 2-наконечник; 3-шланг;  
 б – неразъемное соединение (обозначения те же, что и на рис. 37,а);  
 в – шаровое ниппельное соединение: 1-штуцер; 2-накидная гайка; 3-ниппель;  
 г и д – соединение металлических трубопроводов

Рекомендуемые значения скорости, м/с:  
 для сливных трубопроводов – 2; для всасывающих трубопроводов – 1,0...1,5; для напорных трубопроводов от 2,5 и более при давлениях до 15 МПа, для сливных - от 2 до 5. При давлениях более 15 МПа скорость движения жидкости выбирается более 5 м/сек.

Трубопроводы считаются правильно выбранными, если при максимальном расходе потери давления в гидравлической цепи составляют менее 10% от максимального давления.

Потери давления в гидравлической цепи (разность давлений на входе и выходе) являются суммой потерь в трубопроводе и потерь от местных сопротивлений. Принимая течение потока жидкости ламинарным, потери давления на местных сопротивлениях подсчитываются по формуле

$$\Delta p_{МС} = \xi \gamma V_{ж}^2 / 2g,$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления;  $\gamma$  – удельный вес жидкости;  $V_{ж}$  – скорость течения жидкости;  $g$  – ускорение силы тяжести.

Таблица 2

Вид местного сопротивления	Коэффициент $\xi$
Плавный поворот на $90^\circ$	0,12...0,3
Разделение потока на два под углом $90^\circ$	0,9...1,5
Внезапное расширение потока (вход в гидроцилиндр, гидромотор, фильтр и др.) от сечения $f$ к $F$ : $\xi=(1-f/F)^2$	0,8...0,9 0,5...5,0
Внезапное сужение от сечения $F$ к $f$ : $\xi=0,5(1-f/F)$	0,5...0,75
Вход жидкости из резервуара в трубу	0,5...1,0
Запорный вентиль (направление потока не меняется)	2,0...4,0 1,5
Распределительный золотник, обратный клапан	10
Дроссель	1,5...2,5
Пластинчатый фильтр	
Сетчатый фильтр	

Некоторые наиболее часто встречающиеся значения коэффициентов сопротивления  $\xi$  представлены в табл. 2.

Расчет тонкостенных трубопроводов ( $D_H/S \geq 1,6$ ) на прочность проводят по следующей зависимости:

$$\sigma = pD_H/2\delta,$$

где  $p$  давление жидкости внутри трубопровода. МПа;  $D_H$  - наружный диаметр трубы, мм;  $\delta$  - толщина стенки трубы, мм.

Диаметр гибких армированных рукавов (шлангов) высокого давления выбирают по таблицам в зависимости от конструкции (резиновые, дюритовые, с металлической оплеткой и др.) по максимальному давлению жидкости в гидросистеме.

### Выбор фильтров

Рабочая жидкость должна очищаться от различных загрязнений и механических частиц, вносимых при заполнении емкостей, а также появляющихся в результате трения сопряженных элементов в процессе работы гидромеханических устройств.

Существуют фильтры грубой и тонкой очистки. Фильтры грубой очистки задерживают в основном крупные частицы размером более 80 мкм. Для фильтров грубой очистки используется сетка, проволока, металлические пластины. Фильтры тонкой очистки могут задерживать частицы размером 4...5 мкм. Для фильтров тонкой очистки используются такие материалы, как фильтрующая бумага и войлок (фетр), а также фильтры из пористой металлокерамики и пластмассы. Фильтры обуславливают большое сопротивление на пути потока жидкости, поэтому фильтры тонкой очистки на всасывающей магистрали не устанавливаются.

В гидравлических системах применяют фильтры отстойного и прямоочного типов. В фильтрах отстойного типа могут применяться

совместно фильтрующие элементы грубой и тонкой очистки. В ряде случаев в конструкцию отстойных фильтров вводятся перепускные клапаны. В фильтрах прямоточных для снижения сопротивления движению жидкости используется, в основном, сетка для тонкой очистки, задерживающая частицы размером до 12...16 мкм.

### **Принципиальные гидравлические схемы приводов**

В зависимости от назначения и требований к выполняемым операциям для управления работой манипулятора применяются различные гидравлические схемы. Как пример, на рис.38 и 39 представлены гидроприводы системы подъема (опускания) стрелы манипулятора с грузом и поворота стрелы в горизонтальной плоскости.

На рис. 40 представлена схема гидропривода изменения положения стрелы манипулятора с помощью гидроцилиндра двухстороннего действия. В схеме применены два шестеренных гидронасоса: насос 3 подает жидкость для выдвигания штока гидроцилиндра 12, а насос 2 питает систему управления потоком жидкости. В начале работы электромагниты управляющих золотников 5 и 14 обесточены и напорная магистраль насоса через распределитель соединена со сливом. В таком положении при работе насосов жидкость поступает в бак 1: от насоса через предохранительный клапан 15, а от насоса 3 – через распределитель. Для выдвигания штока гидроцилиндра 12 включается электромагнит управляющего золотника 14, подключающего поток жидкости под давлением от насоса к распределителю. Распределитель переходит в позицию, обеспечивающую подачу жидкости от насоса 3 через регулятор скорости 7 и гидрозамок 11 в поршневую полость гидроцилиндра 12, поднимающего стрелу.

Из подпоршневой полости гидроцилиндра жидкость вытесняется в бак. При остановке стрелы с грузом положение стрелы фиксируется гидрозамком. Для опускания стрелы включается электромагнитом золотник 5, переключающий распределитель в позицию, при которой жидкость от насоса 3 поступает в подпоршневую полость гидроцилиндра 12 и одновременно открывает управляющую полость гидрозамка 11. Жидкость из поршневой полости гидроцилиндра вытесняется на слив через регулятор скорости и распределитель. Регулятор обеспечивает снижение скорости опускания стрелы под нагрузкой за счет автоматически изменяемого проходного сечения регулятора пропорционально увеличению давления жидкости. Реле давления 8 и 9 предназначены для ограничения грузоподъемности стрелы манипулятора.

Рис. 40. Схема гидропривода подъема стрелы манипулятора: 1-бак для масла; 2, 3-насосы; 4, 13, 15-предохранительные клапаны; 5, 14-управляющие золотники; 6-распределитель; 7-регулятор скорости; 8, 9-реле давления; 10-обратный клапан; 11-гидрозамок; 12-гидроцилиндр; 16-фильтр

На рис.41 представлена гидросхема управления поворотом стрелы манипулятора в горизонтальной плоскости с помощью гидромотора 8. При включенном насосе 2 и нейтральном (закрытом) положении распределителя 5 жидкость перекачивается в бак 1 через нормально открытый регулятор расхода 3 и распределитель. При переключении распределителя в нижнюю позицию жидкость от насоса поступает в напорную полость гидромотора через обратный клапан напорного золотника 7. Из сливной полости гидромотора жидкость вытесняется на слив через напорный золотник 6, распределитель и фильтр 10 – в бак. При переключении распределителя в верхнюю позицию направление потока жидкости изменяется на обратное и соответственно изменится и направление вращения гидромотора. Скорость вращения гидромотора (поворота стрелы) регулируется изменением расхода жидкости через регулятор расхода 3. Предохранение системы от перегрузок осуществляется клапаном 4 и блоком предохранительных клапанов 9 гидромотора.

Рис.41. Схема гидропривода вращения стрелы манипулятора: 1-бак; 2-насос постоянной производительности; 3-регулятор расхода; 4-предохранительный клапан; 5-распределитель; 6,7-напорные золотники с обратными клапанами; 8-гидромотор; 9-блок предохранительных клапанов гидромотора; 10-фильтр

### **Выбор уплотнительных узлов**

Целесообразность применения типа и конструкции уплотнений в уплотнительном устройстве опор качения или поршневой группе гидроцилиндров определяется следующими параметрами: конструктивными признаками уплотняемого узла; режимом работы устройства; условием эксплуатации устройства; эксплуатационными характеристиками уплотнений различных типов.

К конструктивным признакам относятся конструкция опорного узла, его габаритные размеры и метод подачи или характер работы смазочного или уплотняемого материала.

Режим работы уплотняемого узла зависит от характера нагрузки на сопрягаемые поверхности и режима работы. Например, для уплотнения валов важным показателем является частота вращения, а для сопряженных узлов поступательного перемещения – характер и частота их перемещения. Следует иметь в виду, что все контактные уплотнения обладают достаточно высоким скоростным пределом и работают от нулевой скорости, а бесконтактные – работают от определенного минимального значения относительной скорости.

Условия эксплуатации прежде всего зависят от окружающей среды, т.е. жидкость или газ находятся под давлением, соответственно, от перепада давлений окружающей и уплотняемой среды, а также от характеристики взаимодействующих через уплотнительный узел сред. Большое влияние на работу узла оказывает температура. Повышенные или низкие температуры определяют необходимость применения термо- или морозостойких материалов. Определенное влияние оказывает и влажность воздуха, окружающего уплотняемый узел. Вода и агрессивные среды вызывают не только коррозию материала, но и разрушают масляную пленку, вызывая быстрый износ и изменение характеристики уплотняемой среды. Следует также учитывать запыленность и загрязненность воздуха, в составе которого возможно наличие мелких твердых частиц, в том числе и абразивного характера. Наиболее опасны для контактных

уплотнений частицы диаметром 1...5 мкм, соизмеримые с зазором в парах трения, который определяется наличием микронеровностей, вызванных абразивной обработкой сопрягаемых пар.

Эксплуатационные характеристики уплотнений определяются в первую очередь герметизирующей способностью, которая характеризуется количеством уплотняемой среды, перетекающей через уплотнительное соединение в единицу времени при рабочих параметрах среды. Для контактных уплотнений утечка в начальный период работы может быть близка к нулю или оставаться постоянной. В процессе эксплуатации за счет износа пар трения утечки начинают увеличиваться и резко возрастают в процессе разрушения пар трения. Влияние на выбор уплотнений оказывают также скорость, допустимая температура, предельное давление, момент трения и точность изготовления и сборки уплотнительного узла.

В зависимости от характера работы узла трения для контактных уплотнений характерны ограничения верхнего предела окружной скорости в зоне трения для валов и трения скольжения для поршневых систем. (Окружная скорость для валов определяется по формуле  $V_{окр} = \pi dn/6/10^4$  [м/с], где  $d$  – диаметр окружности сопряжения пары [мм];  $n$  – частота вращения вала [об/мин]).

Допустимая температура зависит от материала уплотнений, а предельное давление определяется в основном материалом, конструкцией уплотнения, режимом и характером работы. Влияние на работу уплотнения оказывают размеры уплотняемой поверхности, характер обработки сопрягаемых поверхностей, наличие эксцентриситета, осевого смещения, перекосов и биений. Аксиальные уплотнения менее чувствительны к радиальному биению и перекосам, радиальные работоспособны при значительных осевых смещениях, но чувствительны к биениям и эксцентриситету.

Некоторые наиболее широко используемые типы уплотнений показаны на рис. 42 ... 46.

Манжетное уплотнение (см. рис.42) представляет собой резиноармированную конструкцию, состоящую из рабочих передней и задней кромок, образующих губку, которая соединяется ножкой с фланцем и полкой. Фланец и полка армируются металлокаркасом. Контакт рабочей кромки с поверхностью вала обеспечивается за счет деформации губки, ножки и спиральной пружины.

Рис.42. Варианты применения стандартных уплотнений для герметизации опор качения:

а...д – жидкое масло; е-пластичная смазка; 1-вал; 2-гильза; 3-подшипник; 4-канал, соединяющий масляные полости 8 и 9; 5-крышка (корпус уплотнения); 6-манжета; 7-стакан; 10-протектор; 11-демон- тажное отверстие; 12,13-промежуточные кольца; 14-отверстие подвода смазки;15-манжета с пыльником; 16-крышка

Рис.43. Лабиринтные уплотнения:

а-прямоточные; б-для повышенных температур; 1,4 – крышки; 2-подшипник; 3-корпус; 5-вал; 6-пластмассовая втулка

На рис.43 показано лабиринтное уплотнение, применяемое в опорах с пластичной смазкой. Лабиринтные уплотнения являются бесконтактными, характеризующимися постоянным гарантированным зазором в соединении «вал-корпус». Основным недостатком лабиринтных уплотнений является отсутствие полной герметизации, поэтому такие уплотнения применяются в основном в быстрооборотных соединениях и в сочетании с контактными уплотнениями. Лабиринтное уплотнение выполняется в виде кольцевых проточек, которые в ряде случаев имеют вид спирали.

На рис.44 показаны торцевые уплотнения, обладающие низким коэффициентом трения, нашедшие широкое применение в гидравлических машинах, компрессорах, турбинах и др. Недостатком узлов с торцевыми уплотнениями является относительная сложность конструкции уплотнительного узла и большие габариты. Торцевой уплотнительный узел образуется двумя уплотнительными кольцами: опорным (торцевым), жестко фиксируемым на валу (корпусе) и пла-



вающим – упорным, имеющим возможность осевого перемещения вдоль корпуса или вала и прижимаемым к опорному кольцу пружинной.

Рис.44. Торцевой уплотнительный узел:

а-устройство с сильфоном; 1-вал; 2-уплотнительное кольцо; 3-резинный сильфон; 4-крышка (корпус уплотнения); 5-подшипник; 6-каркас; 7-пружина;

б-уплотнение для агрессивной среды; 1-вал; 2-опорная втулка; 3-гильза; 4-пружина; 5-сильфон; 6-уплотнительное кольцо; 7-крышка

Рис. 45. Варианты конструкций сальниковых уплотнений:

1-вал; 2-подшипник; 3-стакан; 4-крышка; 5-гильза; 6-корпус уплотнения; 7-сальниковое кольцо; 8-болт; 9-пружина; 10-упорное кольцо; 11-опорное кольцо; 12-стопорное кольцо

На рис.45 показаны сальниковые (с сальниковой набивкой) уплотнения, представляющие собой кольцо четырехугольного сечения, изготовленное из антифрикционного упругого материала. Сальниковые уплотнения применяются в основном в комбинированных уплотнительных узлах совместно с манжетными или кольцевыми уплотнениями для предотвращения попадания в герметизируемый узел пыли и грязи. Устанавливается сальниковое уплотнение перед манжетным (кольцевым) уплотнением, но может использо-

ваться и самостоятельно. Сальниковые кольца могут быть сплошными или разрезными.

На рис.46 показаны некоторые варианты уплотнительных узлов с манжетными уплотнениями для конструкций с возвратно-поступательным перемещением сопрягаемых элементов. При разработке конструкции уплотнительного узла с манжетным уплотнением следует обеспечивать зазор  $a = 0,5 \dots 1$  мм между манжетой и подворотниковым кольцом. Зазор необходим для выравнивания давления на внутренние поверхности лепестков манжеты с целью исключения их складывания и обеспечения необходимого давления на уплотняемую поверхность

Рис.46. Уплотнительные узлы при возвратно-поступательном движении сопрягаемых поверхностей трения;  
1-шток (поршень); 2-цилиндр; 3-манжетное уплотнение; 4-опорное (протекторное) кольцо; 5-подворотниковое кольцо

### **Электрическая система управления работой манипуляторов**

Электрооборудование предназначено для обеспечения потребителей электроэнергии ИТСМ постоянным и переменным током для дистанционного управления гидросистемой при выполнении технологических операций, обогрева и вентиляции контейнера с грузом или кузова, освещения рабочих мест и мест при проведении

регламентных работ в процессе эксплуатации, а также для сигнализации при движении и при работе на стоянке.

Электрооборудование включает источники электроэнергии (генератор, статический нестабилизированный преобразователь, аккумуляторная батарея), исполнительные органы (электродвигатели, электронагреватели, электромагнитные краны), командные органы (панель управления), коммутационную релейно-контакторную аппаратуру, аппаратуру защиты, освещения и сигнализации, провода заземления груза транспортного средства.

Электрооборудование подразделяется на систему электропитания, систему питания и управления гидроавтоматикой, системы обогрева, кондиционирования, освещения и сигнализации.

Система электропитания обеспечивает преобразование и распределение электроэнергии, необходимой для работы исполнительных систем. Система обеспечивает потребителей электроэнергии постоянным током напряжением 27 и 12В и переменным трехфазным током напряжением 380В, частотой 50Гц. Питание переменным током осуществляется как от внешнего источника тока, так и автономно от теплового двигателя автомашины через редуктор отбора мощности и генератор. Источником постоянного тока служит аккумуляторная батарея тягача и преобразователи.

Электроаппаратура управления системой гидроавтоматики питается постоянным током напряжением 27В. При питании системы гидроавтоматики от внешнего источника питание осуществляется от источника трехфазного переменного тока через преобразователь. От панели управления подаются команды на включение (выключение) электродвигателей гидронасосов и электромагнитные краны. При этом обеспечивается работа домкратов, гидроцилиндров, гидромоторов и устанавливаются необходимые скорости рабочих операций. На панели предусмотрены: световая сигнализация включения питания системы, питания гидронасосов и гидродвигателей, сигнализация о транспортном или рабочем положении автомашины и портала, об ослаблении или натяжении троса с грузом, о работе каждого устройства и механизма системы. На панели имеются кнопки контроля исправности ламп сигнализации, включения звукового сигнала, предупреждающего о начале рабочей операции с грузом, и др.

В системе гидроавтоматики предусмотрено также ряд блокировок, выполняемых с помощью микровыключателей и путевых выключателей. Например, исключается работа с грузом при транспортном положении манипулятора; перемещение груза при отсутствии фиксированного положения стрелы или портала относительно сооружения; исключается опускание груза при ненатянутом тросе; исключается работа домкратами если стрела или портал не находятся в транспортном положении; опускание цепи (троса) при упоре

груза; перемещение манипулятора и поворот стрелы на большой скорости при выпущенной цепи (троса); подъем стрелы на большой скорости в верхнем ее положении и др.

## **6. Основы расчета конструкций манипуляторов на прочность**

Проектирование металлоконструкции манипулятора сводится к разработке ряда вариантов исполнения несущей конструкции и отдельных ее элементов (сечений, узлов стыков и т.п.), проведению анализа, ориентировочного расчета и выбора наиболее рационального варианта. В общем случае проектирование проводится в следующей последовательности:

- выбирается силовая схема манипулятора, и рассчитывается кинематика, основанная на принципах обеспечения наикратчайших путей передачи нагрузок и симметричности нагружения системы;
- определяются наиболее тяжелые режимы и условия нагружения;
- проводится проектировочный расчет несущей конструкции, заключающийся в выборе сечений, размеров элементов конструкции, определении напряжений и деформаций, уточняется масса металлоконструкции и рабочая компоновка;
- проводится разработка и проверочный расчет силовых узлов, сочленений и соединительных элементов с учетом общей и местной прочности, жесткости и устойчивости.

Конструкции манипуляторов изготавливаются из углеродистых и низколегированных сталей. В зависимости от назначения и механических характеристик углеродистая сталь подразделяется на три группы, определяемые механическими свойствами, химическим составом и механическими свойствами с повышенными требованиями по ударной вязкости. Наибольшее применение из углеродистых сталей получили сталь Ст.3, стали 10 и 20. Эти стали хорошо свариваются, но имеют недостаточную ударную вязкость при низких температурах. Низколегированные стали за счет присадок хрома, марганца, никеля и меди имеют повышенную прочность и высокую ударную вязкость при низких температурах (- 40...- 65<sup>0</sup>С). Основными марками низколегированных сталей, применяемых для несущих конструкций, являются 10ХСНД, 10ХГСНД, 15ХСНД, 14Х2ГМР и др., которые обладают высокой прочностью, повышенной стойкостью от коррозии и хорошо свариваются.

Несущая конструкция манипуляторов (стрела, портал), как правило, изготавливаются сваркой из тонкого листового материала в виде коробки с введением диафрагм жесткости. Коробчатые конструкции обладают высокой жесткостью в осевых направлениях, при изгибе и на кручение, а также имеют высокую усталостную проч-

ность, позволяют широко использовать автоматическую сварку и снизить объем монтажных работ.

Площадь сечения коробчатой конструкции  $F = 2(b\delta_{\Pi} + h\delta_C)$ , где  $b$  и  $h$  – соответственно ширина и высота сечения;  $\delta_C$  и  $\delta_{\Pi}$  – соответственно толщина бокового листа и верхнего (нижнего) пояса. Задача разработки конструкции стрелы или портала состоит в минимизации площади  $F$  сечения при заданных моментах сопротивления.

Оптимальное значение высоты  $h$  сечения коробчатой балки и ширины  $b$  равно

$$h \leq \sqrt{3W_X/2} \delta_C, \quad b = (3W_Y/5W_X)\sqrt{(3W_X/2\delta_C)},$$

где  $W_X$  – момент сопротивления сечения в поперечном направлении,  $W_Y$  – в вертикальном.

Рекомендуется принимать отношение сторон  $h/b \leq 4$ . В этом случае оптимальная толщина листа пояса сечения будет  $\delta_{\Pi} = 5W_X\delta_C/9W_Y$ .

Толщина стенок  $\delta_C$  определяется условиями их устойчивости, прочности и требованиями технологии изготовления.

При проектировании манипулятора и выполнении необходимых расчетов, одной из основных задач является определение нагрузки, действующей на манипулятор при различных наиболее нагруженных режимах рабочего положения стрелы с грузом.

Как пример, можно представить следующие основные нагрузки, действующие на манипулятор:  $G_{ГР}$  – вес груза;  $G_{СТ}$  – сила тяжести стрелы с удлинителем;  $G_{СУ}$  сила тяжести удлинителя стрелы;  $N_{ГЦС}$  – нагрузка, приходящаяся на удлинитель стрелы;  $N_{ГЦС}$  – нагрузка, приходящаяся на гидроцилиндр подъема стрелы. Расчетные случаи определяются положениями стрелы с грузом. Например,  $\alpha = 80^\circ$  – стрела в максимально поднятом положении;  $\alpha = 45^\circ$  – промежуточное положение стрелы;  $\alpha = -25^\circ$  – стрела находится в крайнем нижнем положении;  $\alpha = 0^\circ$  – стрела находится в горизонтальном положении.

Для принятых рабочих положений стрелы и рассчитанного центра масс стрелы определяются: нагрузка, приходящаяся на гидроцилиндр подъема стрелы, нагрузка, приходящаяся на гидроцилиндр удлинителя и усилия в шарнирах. Например, нагрузка, приходящаяся на гидроцилиндр подъема стрелы, будет равна

$$N_{ГЦС} = (G_{ГР}R + G_{СТ} X_{ЦС}) \cos \alpha / h\eta^i,$$

где  $R$  – радиус движения точки соединения груза со стрелой;  $h$  – плечо действия гидроцилиндра;  $\eta$  – КПД шарниров;  $i$  – количество шарниров;  $X_{ЦС}$  – положение центра тяжести стрелы относительно оси поворота.

Рассчитанные силы, действующие на стрелу в различных рабочих положениях, являются основными при прочностных расчетах

стрелы, выборе силовых гидроцилиндров и различных расчетах элементов конструкции манипулятора.

Для анализа прочностного расчета манипулятора порталного типа, как пример, может быть представлена наиболее сложная конструкция, имеющая ряд существенных отличий от обычного поворотного портала (рис.18). Выбранный портал стыковочной машины отличается от обычного следующими особенностями: большим углом поворота в вертикальной плоскости; наличием кроме двух гидроцилиндров поворота портала еще ряда силовых исполнительных устройств вертикального и горизонтального перемещения груза; наличием кулисно-шатунного механизма стабилизации положения груза в процессе его перемещения вдоль платформы.

Поэтому особенностью расчета является выявление таких положений портала, при которых возникает неблагоприятное сочетание нагрузок на вертикальные стойки портала и его поперечину.

Выполнение прочностного расчета необходимо начинать с построения математической модели конструкции с некоторой идеализацией составляющих ее элементов и формирования внешних силовых факторов, действующих на конструкцию при наиболее сложных режимах ее работы.

Силовое воздействие на портал обусловлено различными устройствами, обеспечивающими одновременное перемещение портала с грузом и поддержание фиксированного положения груза относительно платформы машины. Поэтому прочностной расчет портала является неординарным, требующим глубокой оценки характера силового воздействия при различных режимах его работы. Анализ работы конструкции портала показал, что стойки портала наиболее нагружены при наибольшем по углу положении портала в начале подъема груза с земли, а поперечина испытывает максимальную нагрузку на угле подъема портала, соответствующем установке груза на опоры в кузове автомашины.

Для определения усилий, действующих на портал необходимо знать усилия в гидроцилиндре поворота портала и шатуне кулисно-го механизма для трех случаев нагружения: при переводе ненагруженного портала из транспортного положения в рабочее; при работе с грузом в позиции стыковки, когда цилиндр подъема груза не работает; при работе с грузом и работающем гидроцилиндре подъема груза.

Усилия и моменты, действующие в плоскости портала, находящегося под углом  $\varphi$  к горизонту, определяются по следующим зависимостям.

Сила  $P_1$ , действующая от гидроцилиндра подъема груза в местах соединения вертикальных стоек с поперечиной

$$P_1 = N_{ГЦ} \cos \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  – угол между канатами полиспаста и осью стойки портала;  $N_{ГЦ}$  – усилие в гидроцилиндре.

Сила  $P_2$  на грузовом блоке каретки

$$P_2 = (G_{ГР}/2)m \sin \varphi,$$

где  $m$  – кратность полиспаста;  $G_{ГР}$  – сила тяжести груза.

Распределение нагрузки от силы тяжести (веса) портала  $G_{П}$ , приходящейся на поперечину при угле наклона портала  $\varphi$

$$g = [G_{П} / (2h + \ell)] \sin \varphi,$$

где  $h$  – высота боковой стойки портала;  $\ell$  – длина поперечины портала.

Далее определяются сжимающая горизонтальная сила каната от направляющего углового блока; вертикальная сила, сжимающая стойки портала; изгибающий момент от каната направляющего блока на поперечину, поперечные силы, действующие на портал и т.д. По вычисленным усилиям определяются реакции опор и действующие в них моменты при различной нагрузке на портал и его угловом положении. По рассчитанным изгибающим, крутящим моментам в сечениях и сжимающей силе определяются нормальные и крутящие напряжения, а затем приведенные напряжения

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_{СЖ})^2 + 3t_{КР}^2}; \quad \sigma_x = M_x / W_x; \quad \sigma_y = M_y / W_y; \quad \sigma_{СЖ} = P_{СЖ}^1 / F_i; \\ t_{КР} = M_{КР}^1 / W_{КР}.$$

Кроме прочности стойка портала рассчитывается на устойчивость при сжимающей нагрузке  $P_{СЖ}$ :  $n_y = (P_{КР} / P_{СЖ}) \geq 2,5$ ;  $P_{КР} = \pi^2 E J_{\min} / \ell^2$ , где  $P_{КР}$  – критическая нагрузка.

Учитывая, что манипуляторы представляют собой сложные конструкции с большим количеством связей, одним из принятых методов прочностного расчета является метод конечных элементов. Проведение расчетов по методу конечных элементов при современном состоянии электронной вычислительной компьютерной техники позволяет не только получить результаты анализа состояния конструкции близкие к действительному, но и отразить это состояние наглядно в различных цветовых гаммах, принятых для определенного вида деформации и соответственно напряженного состояния конструкции и ее силовых элементов.

В основе метода конечных элементов находится энергетический принцип состояния конструкции при ее деформации или перемещении элементов конструкции под воздействием сил [ 1 ]. Разработка программы расчета на ЭВМ предусматривает создание математической модели силовой конструкции и выбора внешних силовых факторов, действующих на модель при различных режимах работы и выполняемых рабочих операциях.

Алгоритм проведения расчета предусматривает следующий порядок.

1. Выбирается общая система координат, и на основании геометрии конструкции и характера воздействующих силовых факторов

анализируется взаимное расположение узловых точек, значения геометрических и жесткостных параметров элементов конструкции, а также значения внешних сил, действующих в силовых узлах конструкции и на конструкцию в целом, создающих деформацию конструкции определенного вида.

2. Определяется положение узловых точек элементов конструкции в выбранной (местной) системе координат для данного узла.

Далее осуществляется:

- а. Построение матрицы жесткости для каждого элемента в выбранной (местной) системе координат определенного узла.
- б. Нахождение направляющих косинусов для каждого элемента и матрицы преобразования перемещений элемента из местной системы координат в общую.
- в. Определение матрицы жесткости элементов в общей системе координат.
- г. Определение общей матрицы жесткости для всей конструкции
- д. Наложение на конструкцию связей, исключаящих ее перемещение как твердого тела. Это приводит к получению урезанной общей матрицы жесткости
- е. Приведение поверхностных и объемных сил, а также начальных деформаций к эквивалентным узловым силам .
- ж. Нахождение суммарных узловых сил в каждом узле и нахождение вектора узловых сил для всей конструкции.
- з. Нахождение обратной матрицы и определение узловых перемещений конструкции.
- к. Определение узловых перемещений, а затем узловых деформаций и напряжений для каждого конечного элемента.

Расчет прочности конструкций методом конечных элементов ввиду своей сложности проводится, в основном, с использованием ЭВМ. В результате расчета получают: линейные, угловые перемещения и депланации; нормальные и касательные напряжения от изгибающих и крутящих нагрузок. По результатам расчета строятся упругие линии прогибов и углов закручивания несущей системы и ее элементов.

В ряде случаев, при рассчитанных ранее с помощью ЭВМ силовых факторов, геометрических и секториальных характеристик конечных элементов конструкции, можно использовать для расчета напряжений в элементах конструкции (например в тонкостенных балках) следующие формулы:

$$\begin{aligned}\sigma &= N/F + (M_x Z/J_x) + (M_z X/J_z) + B\omega/J_\omega, \\ t &= - [(Q_x S_z/J_z) + (Q_z S_x/J_x) + (M_\omega S_\omega/J_\omega)]/\delta, \\ t_k &= M_k \delta/J_k - \text{(открытый профиль)}, \\ t_k &= M_k/2\Omega \delta - \text{(замкнутый профиль)},\end{aligned}$$

где  $\sigma$  – нормальное напряжение;  $t$  – касательное напряжение при изгибе и кручении;  $t_k$  – касательное напряжение свободного круче-



ния;  $X, Z$  – координаты точки поперечного сечения, в которой определяются напряжения;  $N$  – осевая сила;  $F$  – площадь поперечного сечения;  $J_x, J_z, J_k, J_\omega$  – соответственно моменты инерции поперечного сечения стержня относительно осей  $X$  и  $Z$ , момент инерции свободного кручения и главный секториальный момент поперечного сечения;  $\delta$  – толщина стенки стержня;  $S_x, S_z, S_\omega$  – соответственно статические моменты отсеченных частей сечения относительно осей  $X$  и  $Z$ , секториальный статический момент отсеченной части поперечного сечения;  $Q_x, Q_z$  – перерезывающие силы, действующие по осям  $X$  и  $Z$ ;  $\Omega$  – площадь фигуры, ограниченной замкнутой средней линией сечения;  $M_\omega$  – крутящий момент стесненного кручения;  $M_x, M_z$  – изгибающие моменты;  $M_k$  – крутящий момент чистого кручения;  $B$  – бимомент.

## Литература

1. Вихров, А.В. Несущие системы транспортных средств: учебное пособие / МАДИ(ГТУ) / Вихров А.В. – М.: 1989. – 89с.
2. Гладов, Г.И. Специальные транспортные средства: Проектирование и конструкции: учебник для вузов / Г.И. Гладов, А.М. Петренко; /под ред. Г.И. Гладова. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2004–320 с
3. Маликов, В.Г. Наземное оборудование ракет. / В.Г. Маликов, С.Ф. Комисарик, А.М. Коротков -М.: Воениздат, 1971. – 304 с.
4. Мелик-Гайказов В.И. Гидропривод тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов./ В.И. Мелик-Гайказов, Ю.П.Подгорный, М.Ф. Самусенко, П.П.Фалалеев -М.: Машиностроение, 1968. - 264 с.
5. Новиков, В.К. Конструирование и расчет механического оборудования: учебн. пособие / МАДИ(ГТУ) / В.К.Новиков, М.Ф.Самусенко– М.: Часть 1 – 1977, Часть 2 – 1979. Часть 3 – 1982.
6. Петренко А.М. Нагрузочные характеристики гидропневматических рессор: учебное пособие /МАДИ(ГТУ) /А.М. Петренко - М.: 1997.- 91 с.
7. Петренко, А.М. Специальные винтовые механизмы в силовых приводах: учебное пособие /МАДИ(ГТУ)/А.М. Петренко – М.: 1997 – 87 с.
8. Степанов Е.Ф. Механизмы перегрузки транспортно-технологических агрегатов: учебное пособие /МАДИ(ГТУ)/ Е.Ф.Степанов, А.В. Титов, В.И. Сливинский – М.: 1988. – 89 с.

## Оглавление

Введение .....	3
1.Автомобильные грузоподъемные машины	

и самопогрузчики.....	4
2.Изотермические транспортно - стыковочные машины.....	12
3. Аварийно-спасательные агрегаты (эвакуаторы) .....	36
4. Механизмы грузоподъемных и грузоперемещающих машин.....	39
5.Основы выбора элементов гидросистемы манипуляторов.....	54
6. Основы расчета конструкций манипуляторов на прочность....	84
Литература .....	89

Учебное издание

**ПЕТРЕНКО Александр Михайлович**  
**ЗВЕКОВ Алексей Тихонович**  
**ГРУЗОВЫЕ МАНИПУЛЯТОРЫ СПЕЦИАЛЬНЫХ**  
**ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**  
 Учебное пособие

Редактор Н.П. Лапина

Тем. план 2009г. п. 20

Подписано в печать 21.07.2009г.

Формат 60x84/16

Печать офсетная

Усл. печ.л. 5,6

Уч.-изд.л. 4,5

Тираж 200

Заказ

Цена 54 руб.

Ротапринт МАДИ(ГТУ). 125319. Москва, Ленинградский просп., 64

