



Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

В. Б. Попов

ГИДРОПРИВОД МОБИЛЬНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

КУРС ЛЕКЦИЙ

**по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2013

УДК 62-82:631.3(075.8)
ББК 34.447я73
П58

*Рекомендовано научно-методическим советом
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 10 от 27.11.2012 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Гидропневмоавтоматика» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *Д. Л. Стасенко*

Попов, В. Б.
П58 Гидропривод мобильных сельскохозяйственных машин : курс лекций по одному. дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. – 101 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://library.gstu.by/StartEK/>. – Загл. с титул. экрана.

Составлен для обучения студентов основам проектирования гидропривода мобильных машин. Представлены необходимые теоретические, методические и справочные сведения по указанному курсу, а также пример разработки гидропривода, распространенного в мобильной технике.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

УДК 62-82:631.3(075.8)
ББК 34.447я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2013

СОДЕРЖАНИЕ

РАЗДЕЛ I. ГИДРОПРИВОДЫ В МОБИЛЬНЫХ МАШИНАХ	5
Тема 1. Задачи проектирования гидропривода сельскохозяйственной машины.....	5
Тема 2. Рабочие жидкости, используемые в гидроприводах и предъявляемые к ним требования.....	5
РАЗДЕЛ II. ГИДРОНАСОСЫ МОБИЛЬНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН	31
Тема 3. Конструктивное исполнение гидронасосов мобильных сельскохозяйственных машин.....	31
Тема 4. Критерии выбора гидронасосов. Шестеренные насосы наружного зацепления.....	33
РАЗДЕЛ III. ГИДРОМОТОРЫ МОБИЛЬНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН	36
Тема 5. Характеристики, конструктивные особенности и функционирование гидромоторов.....	36
Тема 6. Принцип действия многотактных поршневых гидромоторов. Многотактные аксиально- и радиально-поршневые гидромоторы.....	40
РАЗДЕЛ IV. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ В МОБИЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКЕ	49
Тема 7. Варианты конструктивного исполнения и функции аксиально-поршневой гидромашины.....	49
Тема 8. Регулируемые насосы с наклонным блоком для гидросистем открытой и закрытой циркуляции.....	53
РАЗДЕЛ V. ГИДРОЦИЛИНДРЫ В ГИДРОСИСТЕМАХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН	56
Тема 9. Назначение и классификация. Виды гидроцилиндров в зависимости от принципа действия. Конструктивное исполнение гидроцилиндров.....	56
Тема 10. Специфика расчета гидроцилиндра. Продольный изгиб штока. Демпфирование конечного положения поршня гидроцилиндра.....	62
РАЗДЕЛ VI. ГИДРОАППАРАТУРА И ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОАВТОМАТИКИ В С/Х ТЕХНИКЕ	66
Тема 11. Гидроаккумуляторы и их применение. Фильтры и технология фильтрации рабочей жидкости.....	66

Тема 12. Гидрораспределители. Обратные и предохранительные клапаны. Дроссели и регуляторы расхода.....	80
Тема 13. Применение следящего гидропривода в мобильной технике.....	87
Тема 14. Техника монтажа гидроаппаратуры на мобильных сельскохозяйственных машинах.....	88
ЛИТЕРАТУРА.....	93

РАЗДЕЛ I. ГИДРОПРИВОДЫ В МОБИЛЬНЫХ МАШИНАХ

Тема 1. Задачи проектирования гидропривода сельскохозяйственной машины.

Тема 2. Рабочие жидкости, используемые в гидроприводах и предъявляемые к ним требования.

1. Введение

Поскольку эта глава посвящена основам, необходимо упомянуть некоторые физические термины. При этом необходимо отметить, что ранее физика сама по себе была очень сильно разделена с химией. Теперь известно, что эта граница постоянно изменяется и что химия оказывает решающее значение на жизненные процессы, причем связующим звеном являются электрические или электронные эффекты.

Наши методы могут немного отличаться от методов, принятых до сих пор в практике гидроприводов, и мы надеемся на ваше понимание. В сносках внизу страницы мы указываем на каждое конкретное отклонение. Нашей целью является единообразное описание технических процессов во всех областях техники.

1.1. Жидкостная техника

Наша предметная область еще недавно называлась «Масляная гидравлика и пневматика». Исправление было внесено не только со стороны DIN (немецких промышленных стандартов), но и со стороны промышленности, и теперь предметная область носит название «Жидкостная техника». Когда много лет назад возникло наименование «Масляная гидравлика», нефтяная промышленность с интересом восприняла это наименование, поскольку эта отрасль занималась преимущественно проблемами трубопроводов, а гидравлика была учением или наукой о поведении жидких сред.

В действительности же эта предметная область занималась также вопросами передачи энергии, а в неподвижной жидкости – вопросами передачи давления. Например, насос может создать поток жидкости, если гидроцилиндр или гидромотор выполняют свою функцию, при исполнении которой необходимо принимать во внимание законы, действующие для потока. Таким образом, свойство «Гидравлический» в отличие от «Механический» или «Пневматический» было сохранено в жидкостной технике. Однако, такие обороты речи, как «где-то установлена гидравлика» следует избегать.

Надо принять во внимание, что установки и оборудование для жидкостной техники используют механические свойства среды, создающей давление, – а именно способность создавать давление, что характерно не только для «Гидравлической», но и для «Пневматической» составляющей жидкостной техники.

Жидкая среда включает в себя, как известно, жидкости, пары и газы, в том числе воздух в виде смеси газов. Поскольку жидкостная техника, как уже было упомянуто, занимается механическими свойствами жидких сред, то, говоря о жидкостях, мы понимаем «Гидромеханику», а говоря о воздухе, – «Аэромеханику», с которой мы также будем иметь дело.

1.2. Гидромеханика

В «гидравлической» части жидкостной техники используются законы гидромеханики. При этом давление или энергия (или просто сигналы в виде давления) передаются в соответствии с законами гидростатики (механика статических жидкостей) или гидрокинематики¹⁾ (механика циркулирующих жидкостей).

Гидростатика

В физике имеется понятие «гидростатическое давление». Это такое давление, которое воздействует на поверхность дна заполненного жидкостью открытого сосуда и зависит от уровня заполняющей сосуд жидкости. При этом имеет место так называемый гидравлический парадокс, состоящий в том, что форма сосуда не играет роли, и величина давления зависит исключительно от высоты уровня жидкости. Заметим, что давление у дна сосуда выше, чем на поверхности. Этот факт, если вспомнить о давлении воды на глубине открытого моря, достаточно известен. Кстати, точно так же ведет себя и «воздушный океан».

В статике главенствует равновесие сил; аналогично это действительно и для гидростатики. На дне сосуда, на дне моря или на определенной высоте точки измерения величина давления не ведет к изменению существующих соотношений.

Если «запереть» жидкость в закрытом объеме (например, в гидроцилиндре), то с помощью соответствующих технических мероприятий (например, насосов) можно и производить работы при значительно больших давлениях по сравнению с давлениями, создаваемыми силами тяжести.

Эта область достаточно широко известна, так же как «Гидродинамика». В используемой английской литературе изначально было известно понятие «Гидрокинетика». В последнее время под этим понятием, прежде всего в американской литературе, понимают также гидродинамику. Однако в данном случае в соответствии со стандартом DIN 13317 «Механика жестких тел», в котором динамика рассматривается в качестве родового понятия для статики и кинетики (динамика в принципе занимается различными силами, и не только происходящими из кинетической энергии) рекомендуется использовать понятие «Гидродинамика» в качестве родового понятия для гидростатики и гидрокинетики.

Давление, создаваемое насосом в запертом объеме, распространяется равномерно во все стороны. Дно сосуда (в этом случае поршень цилиндра) становится подвижным, и если насос продолжает нагнетание жидкости, т.е. создает давление, столб жидкости приходит в движение.

Если гидроцилиндр, в том числе и под давлением, находится в состоянии покоя, например в гидрозажимах, имеется равновесие сил, и воздействие может рассматриваться как гидростатическое. Если же поршень гидроцилиндра перемещается за счет подвода потока жидкости под давлением, то воздействие оказывает не только давление, возникающее из потенциальной энергии, но и возникающее из кинетической энергии скоростное давление, которое в установках жидкостной техники также должно приниматься во внимание. С учетом этого обозначение устройства как «Гидростатическое» не совсем правильное, хотя в данном случае гидростатические взаимоотношения преобладают.

Так как в установках с преобладающими «гидростатическими взаимоотношениями» осуществляется передача давления, они работают с относительно большим давлением и незначительными скоростями потока, таким образом, воздействия гидрокинетики здесь минимальны.

Гидрокинетика

Установки, в которых для передачи мощности используется кинетическая энергия протекающей жидкости, обычно не причисляются к жидкостной технике, хотя с точки зрения физики для этого нет никаких оснований. Это, например, широко известные так называемые «гидродинамические приводы», которые корректно было бы назвать, как это уже неоднократно предлагалось, «гидрокинетическими при-

водами». Для этого вида техники действительны не только законы гидрокинематики, но и законы гидростатики, однако первые превалируют.

Гидродинамическим приводам присущи высокие скорости потока и сравнительно невысокие давления.

1.3. Формы передачи энергии (выборка)

Таблица 1.1. Признаки форм передачи энергии

	Гидравлика	Пневматика	Электротехника	Механика
Источник энергии (привод)	Электродвигатель Двигатель внутреннего сгорания Гидроаккумулятор	Электродвигатель Двигатель внутреннего сгорания Ресивер	Электропитание Батарея (аккумулятор)	Электродвигатель Двигатель внутреннего сгорания Сила веса Пружина
Средства передачи энергии	Трубопроводы и шланги	Трубопроводы и шланги	Электрический кабель, магнитное поле	Механические детали Рычаги, валы и т.д.
Энергоносители	Жидкости	Воздух	Электроны	Жесткие и эластичные тела
Плотность силы (Плотность энергии)	Большая, высокие давления, большие усилия, компактность	Сравнительно небольшая, низкие давления	Небольшая, отношение удельной мощности электродвигателя к гидромотору 10:1	Большая, размеры зачастую больше, чем у гидропривода
Возможность бесступенчатого регулирования (ускорение, замедление)	Очень хорошая как для давления, так и для расхода	Хорошая как для давления, так и для расхода	От хорошей до очень хорошей для управления без обратной связи и с обратной связью	Хорошая
Типы движений на выходе	Линейное или вращательное с помощью гидроцилиндров или гидромоторов	Линейное или вращательное с помощью пневмоцилиндров или пневмомоторов	В основном вращательное, линейное с помощью электромагнита (малые силы, короткий ход) или линейного электродвигателя	Линейное или вращательное

В качестве подраздела жидкостной техники, хотя гидравлика – понятие гораздо более широкое, чем жидкостная техника. В качестве подразделе-

ла жидкостной техники, хотя пневматика – понятие гораздо более широкое, чем жидкостная техника.

1.4. Величины, формульные символы и единицы измерения (см. DIN 1301 часть 1, DIN 1301 часть 2 и DIN 1304 часть 1)

Таблица 1.2. Величины, формульные символы и единицы измерения

Величина	Символ	Единица СИ	Размерность	Преобразование в другие применяемые единицы	Соотношение
Длина Расстояние	l s	Метр	м	1 м = 100 см = 1000 мм	
Площадь	A	Квадратный метр	m^2	$1 m^2 = 10\,000\, cm^2 = 1\,000\,000\, mm^2 = 10^6\, mm^2$	$A = l \cdot l$
Объем	V	Кубический метр	m^3	$1 m^3 = 1000\, dm^3$ $1\, dm^3 = 1\, л\ (литр)$	$V = A \cdot h$
Время	t	Секунды	с	1 с = 1 / 60 мин (минута)	
Скорость	v	Метр в секунду	м / с	1 м / с = 60 м / мин	$v = s / t$
Ускорение	a	Метр на секунду в квадрате	м / с ²	Ускорение свободного падения (округленно) $g = 9,81\, м / с^2$	$a = s / t^2$
Поток	q_v, Q	Метры кубические в секунду	м / с ³	Литр в минуту л / мин 1 м ³ / с = 60 000 л / мин	$Q = V / t$ $Q = v \cdot A$
Скорость вращения Частота вращения	n f_r	Обороты в секунду Обороты в минуту	1 / с 1 / мин	1 / с = 60 / мин 1 / мин = 1 / 60 с	$n = 1 / t$
Масса, вес	m	Килограмм	кг	1 кг = 1000 г	$m = V \cdot \rho$
Плотность	ρ	Килограмм на кубический метр	кг / м ³	Килограмм на кубический дециметр кг / дм ³ $1\, кг / дм^3 = 1\, г / см^3 = 1\, т / м^3 = 1\, г / мл = 1\, кг / л$	$\rho = m / V$
Сила	F	Ньютон	Н	1 Н = 1 кг • м / с ²	$F = m \cdot a$ $F_G = m \cdot g$
Давление	p	Ньютон на квадратный метр Паскаль	Н / м ² Па	1 Н / м ² = 1 Па = 0,00001 бар 1 бар = 10 Н / см ² = 10 ⁵ Н / м ² 10 ⁵ бар = 1 Па	$p = F / A$
Работа	W	Джоуль	Дж	1 Дж = 1 Вт • с = 1 Н • м 1 кВт • ч = 3,6 МДж	
Мощность	P	Ватт	Вт	1 Вт = 1 Дж / с = 1 Н • м / с	$P = Q \cdot p$
Температура Температура по Цельсию	T, ϑ t, ϑ	Кельвин	К	Цельсий	°C 0°C = 273 К 0 К = -273°C

Следующие аналогии относятся к линейному движению (гидроцилиндров) и вращательному движению (гидромоторов)

Таблица 1.3. Аналогии

Гидроцилиндр			Гидромотор		
Параметр	Символ	Единица СИ	Параметр	Символ	Единица СИ
Перемещение	s	м	Угол		рад
Скорость	v	м / с	Частота вращения	f_r	1 / мин
Ускорение	a	м / с ²	Угловая скорость	ω	$\omega = \frac{\alpha}{t}$ рад / с
Сила	F	Н	Угловое ускорение	φ	$\varphi = \frac{\omega}{t}$ рад / с ²
Мощность	P	Вт	Крутящий момент	M	$M = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{мех}}{20 \cdot \pi}$ Н•м
Масса	m	кг	Мощность	P	$P = M \cdot \omega$ Н•м / с
			Момент инерции	J	кг•м ²

2. Физические термины

2.1. Масса, сила, давление

Масса m

Масса создает на Земле за счет гравитации силу тяжести.

Сила F

В соответствии с законом Ньютона:

$$\text{Сила} = \text{масса} \cdot \text{ускорение} \quad F = m \cdot a \quad (1.1)$$

Если общее ускорение заменить на земное ускорение $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, то в результате получается:

$$\text{Сила веса} = \text{масса} \cdot \text{земное ускорение} \quad F_G = m \cdot g \quad (1.2)$$

Таким образом, для массы 1 кг сила веса составляет

$$F_G = 1 \text{ кг} \cdot 9.81 \text{ м/с}^2 = 9.81 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2$$

Единица СИ для силы называется Ньютон (Н)

$$1 \text{ Н} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м/с}^2$$

Масса в 1 кг создает на Земле силу 9,81 Н.

Для практики в принципе можно считать, что значение силы тяжести, создаваемой массой в 1 кг, равно не 9,81 Н, а 10 Н.

Давление p

Для описания процессов, происходящих в жидкостях, давление является важной величиной.

Если распределенная по плоскости сила F воздействует вертикально на плоскость площадью A , то отношение силы к площади дает давление p .

$$p = F/A \quad (1.3)$$

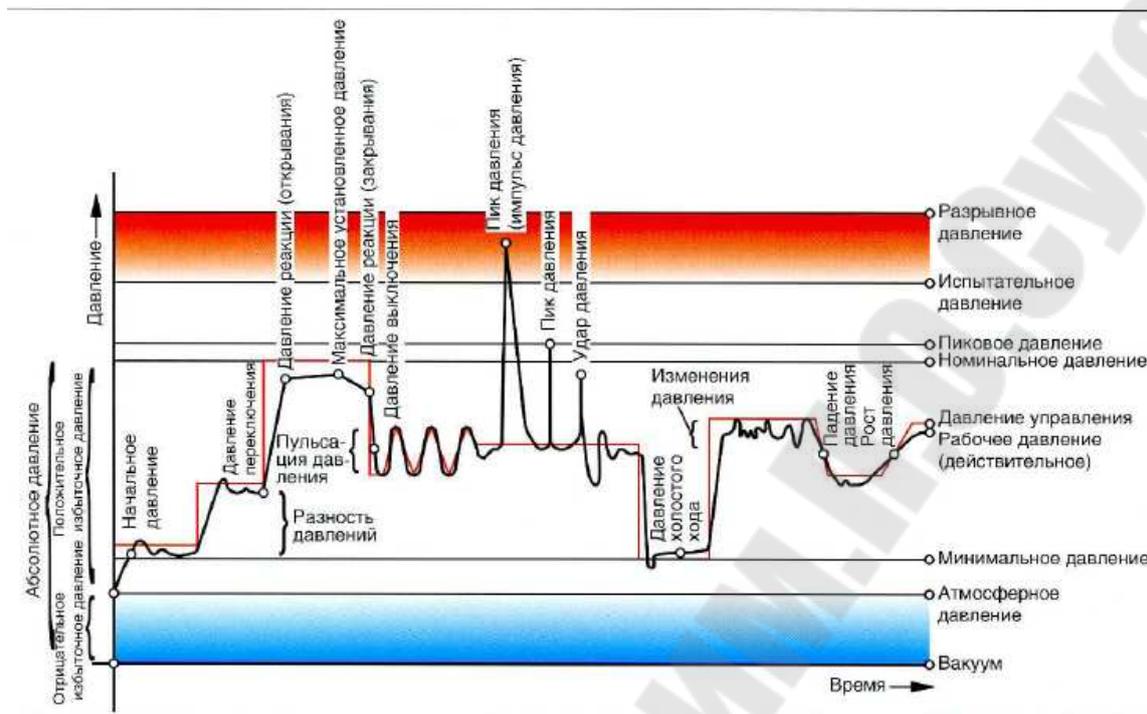


Рисунок 1.1. Давления по DIN 24312

Производная от единицы СИ для давления называется Паскаль (Па)

$$1 \text{ Н/м}^2 = 1 \text{ Па}$$

На практике используют преимущественно единицу бар.

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа.}$$

В гидроприводах давление обозначается буквой p . Положительная или отрицательная величина не обозначается; p принимается как превышение над атмосферным (манометрическим) давлением (рисунок 1.1).

2.2. Работа, энергия, мощность

Работа

Если тело перемещается силой F на определенное расстояние s , то сила производит работу W .

Работа – это произведение расстояния s на силу F , которая действует в направлении перемещения

$$W = F \cdot s \quad (1.4)$$

Единица работы в системе СИ – джоуль (Дж)

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ Вт} \cdot \text{с} .$$

Энергия

Если объект способен выполнять работу, он имеет «запасенную работу».

Этот тип «запасенной работы» известен как энергия. Следовательно, работа и энергия имеют одни и те же единицы.

В зависимости от типа «запасенной работы» различают:

- потенциальную энергию (энергию положения E_p)
- кинетическую энергию (энергию движения E_k).

Потенциальная энергия

Тело может опуститься на определенный уровень из своего начального высокого положения и, следовательно, произвести работу.

Количество выполненной при этом работы зависит от силы веса $m \cdot g$ и высоты h .

$$E_p = (m \cdot g) \cdot h \quad (1.5)$$

Кинетическая энергия

Если движущееся тело встречается с неподвижным, оно совершает работу на корпусе неподвижного тела (т.е. работу деформации). В этом случае накопление работы заключается в движении тела.

Количество энергии зависит от массы m и скорости v тела

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (1.6)$$

Мощность

Мощность – частное от деления работы на время $P = \frac{W}{t}$

Единицей мощности в системе СИ является Ватт (Вт)

$$1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж} / \text{с} .$$

2.3. Скорость, ускорение

Скорость

Скорость – это расстояние s , деленное на время t , за которое это расстояние преодолено. $v = \frac{s}{t}$ (1.7)

В системе СИ скорость измеряется в метрах в секунду (м/с).

Ускорение

Если тело не движется с постоянной скоростью, это квалифицируется как ускорение.

Изменение скорости может быть положительным (увеличение скорости ускорение) или отрицательным (уменьшение скорости замедление).

Линейное ускорение определяется как изменение скорости v за время t

$$a = \frac{v}{t} \quad (1.8)$$

В системе СИ единицей ускорения (замедления) является метр на секунду в квадрате (м/с^2).

2.4. Гидромеханика

Гидромеханика имеет дело с физическими характеристиками и поведением жидкостей в неподвижном (гидростатика) и подвижном (гидрокинетика) состояниях.

Различие между жидкими и твердыми телами состоит в том, что частицы, из которых состоят жидкости, могут свободно перемещаться внутри занимаемого объема. Следовательно, жидкости не имеют специфической формы, они принимают форму содержащего их сосуда. По контрасту с газами жидкости практически не сжимаются.

2.4.1. Гидростатика

Строго говоря, законы гидростатики относятся только к идеальным жидкостям, которые рассматриваются без массы, трения и сжимаемости.

В этой связи возможно сделать заключение о поведении идеальных, т.е. свободных от трения систем циркуляции. Тем не менее, потери в той или иной форме присущи всем компонентам жидкостных систем. В компонентах, работающих по дроссельному принципу, потери действительно определяют их функционирование.

2.4.2. Давление

Если сосуды различной формы с одинаковой площадью дна ($A_1 = A_2 = A_3$) заполнены жидкостью до одного и того же уровня n , то давления на дно будут равны ($p_1 = p_2 = p_3$) и действующие силы будут равны также ($F_1 = F_2 = F_3$).

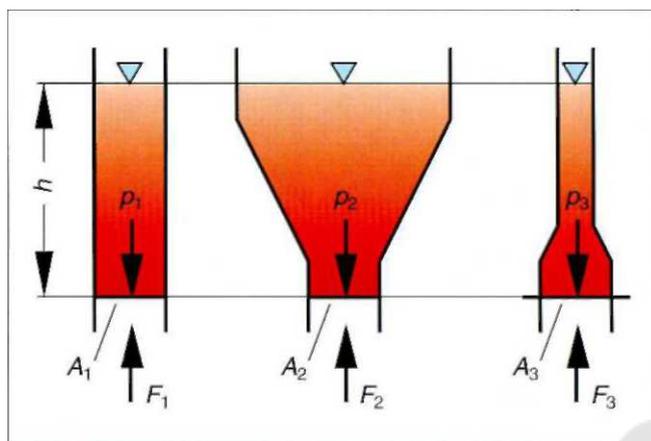


Рисунок 1.2. Гидростатический парадокс

Давление под воздействием внешних сил

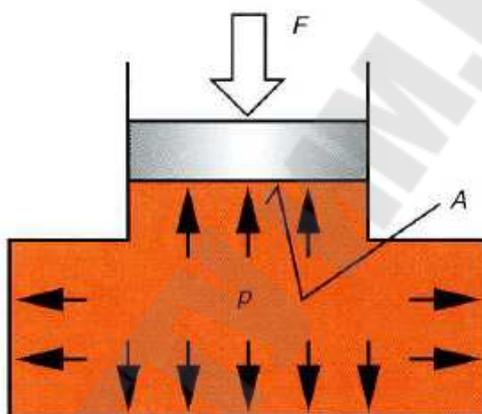


Рисунок 1.3. Закон Паскаля

Основой для гидростатики является закон Паскаля: «Воздействие силы на неподвижную жидкость распространяется по всем направлениям внутри жидкости. Величина давления в жидкости равна нагрузке, соотнесенной с площадью, на которую она действует. Давление оказывает свое воздействие всегда вертикально на ограничивающую поверхность резервуара».

Кроме того, давление распространяется равномерно во все стороны. Если не принимать во внимание давление силы тяжести, то давление одинаково по величине во всех точках (рисунок 1.3).

Учитывая давления, которые используются в современных гидроприводах, влиянием давления силы тяжести можно пренебречь.

Пример: 10 м водяного столба = 1 бар.

Передача силы

Так как давление распространяется равномерно во всех направлениях, форма сосуда не имеет никакого значения.

Пример использования гидростатического давления иллюстрирует рисунок 1.4.

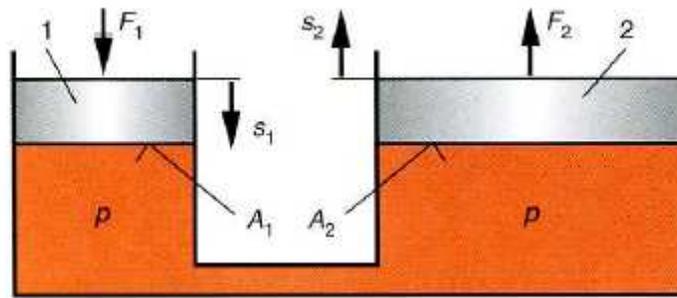


Рисунок 1.4. Пример передачи силы

Если сила F_1 воздействует на площадь A_1 , возникает давление

$$p = \frac{F_1}{A_1} \quad (1.10)$$

Давление p оказывает воздействие на каждую точку системы, в том числе на поверхность A_2 . Достижимая сила F_2 (сила, поднимающая нагрузку) равна

$$F_2 = p \cdot A_2 \quad (1.11)$$

Таким образом $\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$ (1.12)

Или $\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1}$

Отношение сил равно отношению площадей.

Давление p в подобной системе всегда соответствует величине силы F и эффективной площади A . Это значит, что давление возрастает до тех пор, пока оно не сможет преодолеть сопротивление движению жидкости.

Если с помощью силы F_1 и площади возможно достичь величины давления, достаточной для преодоления нагрузки F_2 (через площадь A_2), нагрузка F_2 может быть поднята (силами трения пренебрегаем).

Перемещения s_1 и s_2 обоих поршней обратно пропорциональны их площадям

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

Работа силового поршня (1) W_1 , равна работе нагрузочного поршня (2) W_2

$$W_1 = F_1 \cdot s_1 \quad (1.13)$$

$$W_2 = F_2 \cdot s_2 \quad (1.14)$$

Передача давления

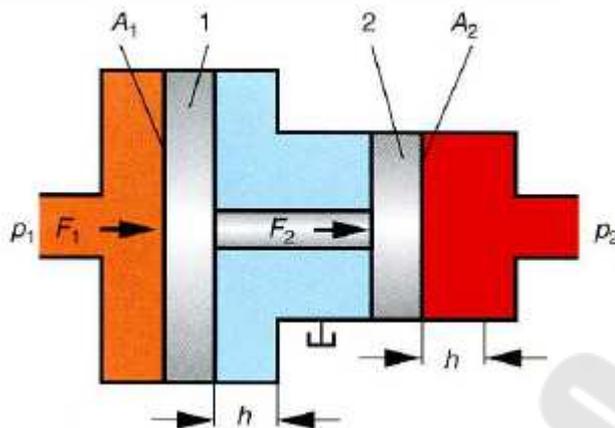


Рисунок 1.5. Передача давления

На рисунке 1.5 два различных по размеру поршня (1) и (2) жестко соединены между собой с помощью штока. Если на площадь A_1 действует давление p_1 то на поршне (1) появляется сила F_1 , которая через шток передается на площадь A_2 поршня (2) и создает там давление p_2 .

Если не учитывать силы трения, действительны следующие соотношения:

$$F_1 = F_2 \text{ и } p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2$$

Поскольку $p_1 \cdot A_1 = F_1$ и $p_2 \cdot A_2 = F_2$ получаем:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

Для подобных устройств давления обратно пропорциональны площадям.

2.4.3. Гидрокинетика

Гидрокинетика¹¹ – это учение о законах движения жидкостей и действующих при этом силах. С ее помощью могут быть объяснены в определенной степени основные типы потерь.

Если не принимать во внимание силы трения на граничных поверхностях тел и жидкостей, а также трение между отдельными слоями жидкостей, то говорят о свободном или идеальном потоке.

Важные для гидромеханики явления и закономерности идеального потока описываются достаточно основательно в последующих разделах.

Закон потока

Если через трубопровод с различными проходными сечениями проходит одинаковый объем рабочей жидкости, то скорость потока в наиболее узком месте должна возрасть (Рисунок 1.6).

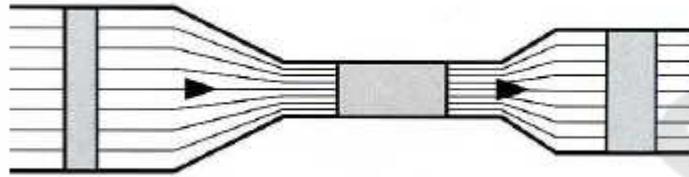


Рисунок 1.6. Поток

Объемный поток Q является частным от деления объема жидкости V на время t

$$Q = V/t \quad (1.17)$$

Объем жидкости является результатом произведения площади проходного сечения трубопровода A на длину s

$$V = A \cdot s$$

Таким образом, из (17) получаем:

$$Q = \frac{A \cdot s}{t}$$

Частное от деления расстояния s на время t – это скорость v

$$v = s/t$$

Следовательно, поток (расход жидкости через трубопровод) равен площади проходного сечения A трубопровода, умноженной на скорость v течения жидкости

$$Q = A \cdot v \quad (1.18)$$

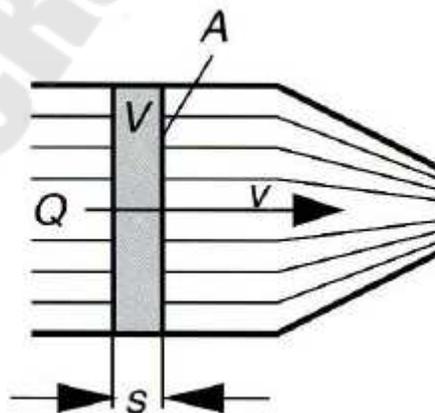


Рисунок 1.7. Объемный поток

Объемный поток Q в л/мин одинаков на всем протяжении отдельно взятого трубопровода. Если трубопровод имеет два проходных сечения A_1 и A_2 , то для каждого из них должна устанавливаться своя скорость (Рисунок 1.8).

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 \\ Q_1 &= A_1 \cdot v_1 \\ Q_2 &= A_2 \cdot v_2 \end{aligned}$$

Из этого следует уравнение непрерывности потока:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 \quad (1.19)$$

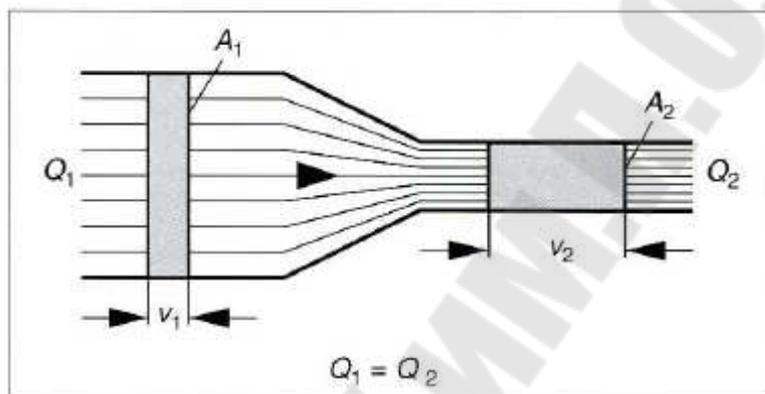


Рисунок 1.8. Скорость потока

Закон сохранения энергии

Закон сохранения энергии для текущей жидкости гласит, что общая энергия потока жидкости не изменяется до тех пор, пока не будет осуществлен подвод энергии извне или пока энергия не будет отдаваться наружу.

Общая (полная) энергия складывается из: потенциальной энергии, зависящей от величины столба жидкости и статического давления, кинетической энергии, зависящей от скорости потока и скоростного напора.

Из этого следует уравнение Бернулли:

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = const \quad (1.20)$$

Относительно энергии давления это означает:

$$p_{ges} = p_{st} + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho}{2} v^2 \quad (1.21)$$

где p_{st} – статическое давление,

$\rho \cdot g \cdot h$ – давление столба жидкости,

$\frac{\rho}{2} v^2$ – скоростной напор.

Если вместе рассмотреть уравнение непрерывности и уравнение Бернулли, можно прийти к следующим выводам.

Если из-за уменьшения проходного сечения увеличивается скорость, то кинетическая энергия возрастает. Так как полная энергия неизменна, потенциальная энергия и/или давление должны уменьшаться.

Несмотря на то, что потенциальная энергия уменьшается очень мало, статическое давление заметно изменяется в зависимости от скоростного напора (т.е. зависит от скорости потока). Из Рисунок 1.9 видно, что высота столба жидкости, определяющего действующее в данной точке давление, различна.

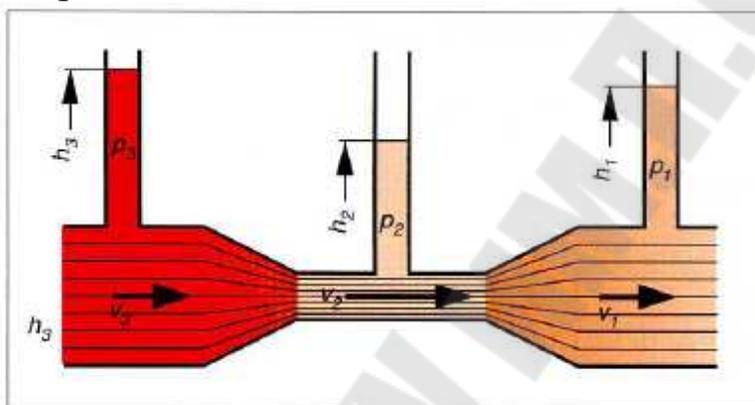


Рисунок 1.9. Давление в сужении

Для «гидростатических систем» имеет значение прежде всего статическое давление, т.к. высота столба жидкости и скорость потока пренебрежимо малы.

Трение и потери давления

При рассмотрении закономерностей циркулирующих жидкостей мы исходили из того, что слои жидкости перемещаются друг относительно друга и относительно какого-либо тела без трения.

Вместе с тем гидравлическая энергия не может быть передана через трубопроводы без потерь. На стенках трубопровода и в самой жидкости возникает трение, которое производит тепло, т.е. гидравлическая энергия частично преобразуется в тепло. Возникающие при этом потери гидравлической энергии вызывают в гидросистемах потери давления.

Потеря давления (разность давлений) обозначается символом Δp (Рисунок 1.10). Чем больше внутреннее трение слоев жидкости, тем больше ее вязкость.

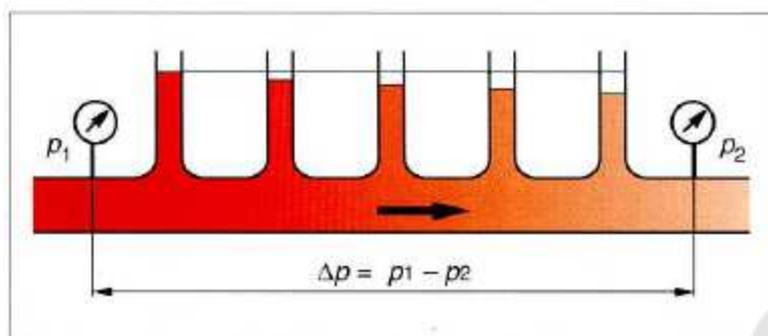


Рисунок 1.10. Потери давления

Величина потерь давления (потерь на трение) прежде всего зависит от следующих условий:

- длины трубопровода,
- поперечного (проходного) сечения трубопровода,
- шероховатости стенок трубопровода,
- количества изгибов трубопровода,
- скорости потока,
- вязкости жидкости.

Типы потока

Тип потока также является важным фактором, определяющим энергетические потери в гидросистеме.

Известны два типа потока:

- ламинарный,
- турбулентный.

До определенной скорости слои жидкости движутся по трубопроводу параллельно его стенкам (ламинарно). При этом внутренний слой жидкости имеет максимальную скорость, а внешний слой находится в статическом состоянии у стенок трубопровода (Рисунок 1.11). Если скорость возрастает, то при достижении определенной критической величины изменяется вид потока, он становится турбулентным (Рисунок 1.12).

В этом случае увеличивается сопротивление потоку и, следовательно, – увеличиваются гидравлические потери, поэтому турбулентный поток обычно нежелателен.

Критическая скорость не является строго определенной величиной. Она зависит от вязкости жидкости и проходного сечения трубопровода. Критическая скорость может рассчитываться и не должна превышать в гидросистемах.

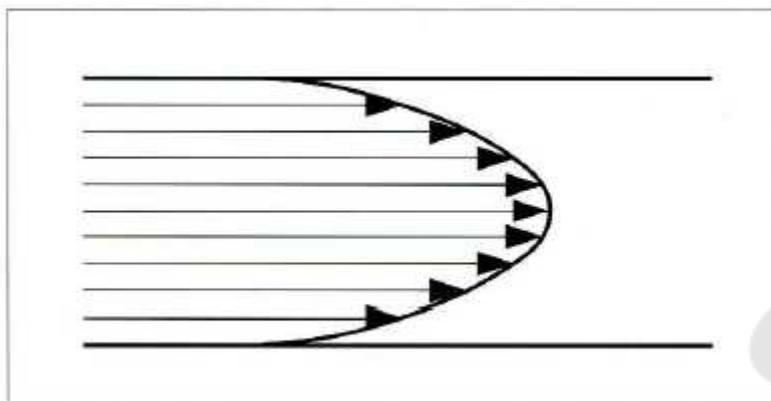


Рисунок 1.11. Ламинарный поток

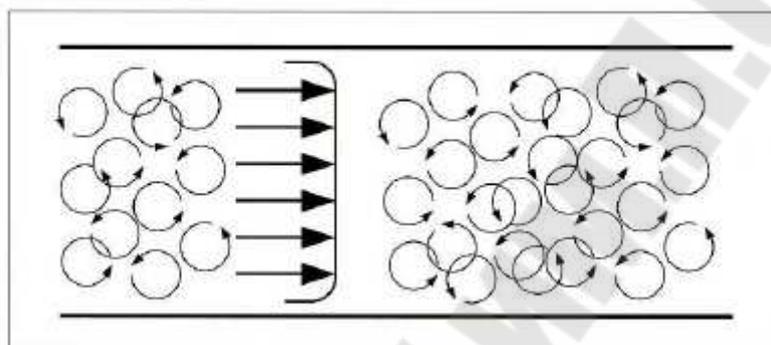


Рисунок 1.12. Турбулентный поток

Число Рейнольдса Re

Вид потока определяется с помощью так называемого числа Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (1.22)$$

где v - скорость потока, м/с,

d_h - гидравлический диаметр, м,

для круглых трубопроводов равен внутреннему диаметру трубопровода; в остальных случаях вычисляется по формуле

$$d_h = 4 \cdot \frac{A}{U}$$

A - площадь проходного сечения,

U - периметр проходного сечения,

ν - кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

$$Re_{крит} = 2300$$

Данное значение $Re_{крит}$ действительно только для труб круглого сечения, технически гладких и прямых.

При достижении $Re_{крит}$ вид потока изменяется от ламинарного до турбулентного и наоборот.

Ламинарный поток имеет место при $Re < Re_{крит}$, турбулентный поток – при $Re > Re_{крит}$.

3. Гидроприводы

3.1. Важнейшие характеристики гидроприводов

- Передача больших сил (крутящих моментов) при относительно небольших габаритных размерах.
- Работа на полную мощность возможна сразу после запуска.
- Бесступенчатая настройка в системах без обратной связи или с обратной связью, легко достигается регулировка:
 - скорости
 - крутящего момента
 - силы.
- Простота защиты от перегрузки.
- Широкий диапазон регулирования: возможность контролируемых движений с большой или предельно малой скоростью.
- Возможность аккумулирования энергии.
- Простое централизованное управление.
- Возможность децентрализованного преобразования гидравлической энергии в механическую.

3.2. Проектирование гидропривода

В гидроприводах механическая энергия преобразуется в гидравлическую, в этой форме перемещается, управляется или регулируется и затем снова преобразуется в механическую энергию.

Преобразование энергии

В первую очередь для преобразования энергии служат насосы, а во вторую - гидроцилиндры и гидромоторы.

Управление энергией

Гидравлическая энергия и сопровождающая ее передача мощности в гидроприводах характеризуется давлением и потоком (расходом). Их величина и направление действия определяются регулирующими насосами или гидроаппаратами, реализующими управление без обратной связи или с обратной связью.

Передача энергии

Рабочая жидкость, которая проходит через трубопроводы, шланги, отверстия в блоках управления или гидроаппаратах, транспортирует энергию или только трансформирует давление.

Дальнейшая информация

Для пополнения запасов и ухода за рабочей жидкостью требуется целый ряд специальных устройств, таких как резервуары, фильтры, охладители, нагреватели, измерительные и тестирующие приборы.



Рисунок 1.13. Передача энергии в гидроприводе

3.3. Проектирование простейшего гидропривода

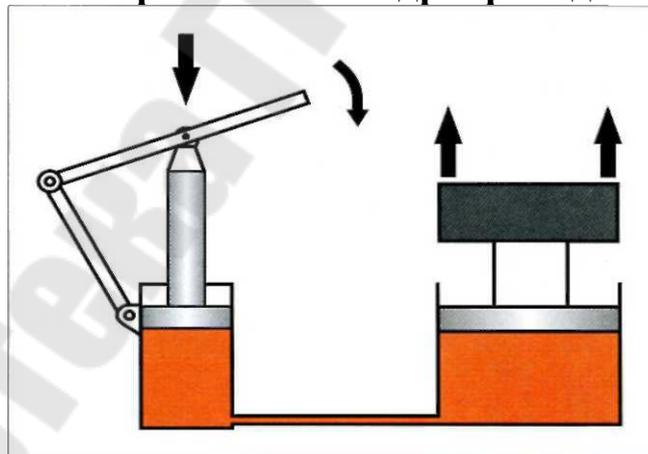


Рисунок 1.14. Принцип работы гидропривода

На поршень ручного насоса воздействует сила (Рисунок 1.14). В результате деления этой силы на площадь поршня возникает давление $p = F/A$.

Чем сильнее давят на поршень, тем выше становится давление.

Однако давление повышается только до того уровня, при котором оно способно преодолеть сопротивление нагрузки с учетом рабочей площади гидроцилиндра $F = p/A$

После этого давление более не повышается при остающейся постоянной нагрузке. Оно становится равным в конце концов сопротивлению, которое противодействует течению жидкости.

Установленный на поршень груз начнет подниматься, если суметь подвести необходимое для этого давление. Скорость подъема при этом зависит от величины объемного потока, подводимого к гидроцилиндру. Возвращаясь к Рисунок 1.14, можно заметить, что чем быстрее поршень ручного насоса движется вниз, тем больше жидкости подводится к гидроцилиндру за единицу времени, и тем быстрее будет подниматься груз.

В качестве второго примера рассмотрим еще один простейший гидропривод.

При этом шаг за шагом вводятся дополнительные устройства, которые:

- управляют изменением направления движения (гидрораспределитель),
- воздействуют на скорость движения гидроцилиндра (дроссель),
- ограничивают нагрузку на гидроцилиндре (предохранительный клапан),
- предотвращают движение нагруженного гидроцилиндра в обратном направлении при отключении насоса (обратный клапан).

Гидроцилиндр (5) нагружен силой F и должен обеспечить движение в обе стороны. В отличие от Рисунок 1.14 насос (1) приводится здесь во вращение с помощью мотора (электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания).

Основы конструкции, показанной на Рисунок 1.14, отображены на принципиальной схеме Рисунок 1.15.

Гидравлический насос (1), приводимый во вращение мотором M , всасывает жидкость из бака (2) и подает ее в трубопроводы (3) гидропривода вплоть до гидроцилиндра (5). Пока жидкость не встречает сопротивления, она только проталкивается через трубопровод.

Нагруженный силой F гидроцилиндр (5), установленный на конце трубопровода, представляет для жидкости препятствие, которое оказывает сопротивление. В результате давление возрастает до тех пор, пока препятствие не будет преодолено, т.е. пока поршень гидроцилиндра не начнет двигаться.

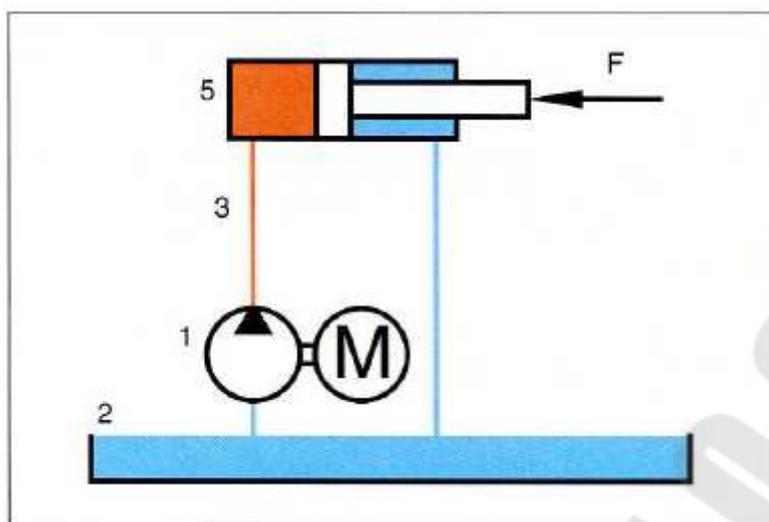


Рисунок 1.15

Однако, если выключить мотор, сила F будет вдвигать поршень гидроцилиндра в исходное положение (шток втягивается), а насос (1) будет работать в режиме гидромотора.

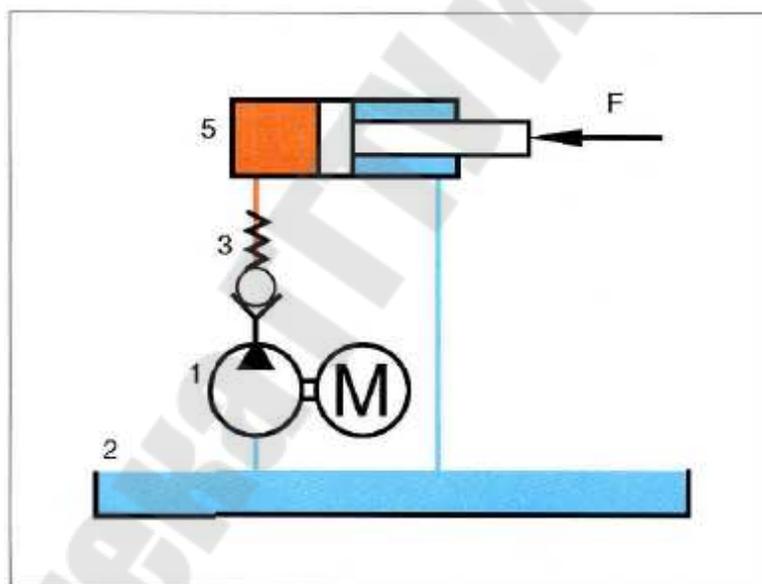


Рисунок 1.16

Путем установки обратного клапана (3) в напорной линии насоса (1) исключается возможность слива жидкости из гидроцилиндра (5) и, следовательно, предотвращается обратное движение штока (см. Рисунок 1.16).

После внесения дополнений в конструкцию гидропривода мы можем удерживать гидроцилиндр (5) в любом нужном положении за счет выключения мотора.

Если поршень полностью выдвигается, т.е. упирается в крышку гидроцилиндра, давление возрастает до тех пор, пока не произойдет разрушение гидропривода.

Эта опасность исключается предохранительным клапаном (4), показанным на Рисунок 1.17.

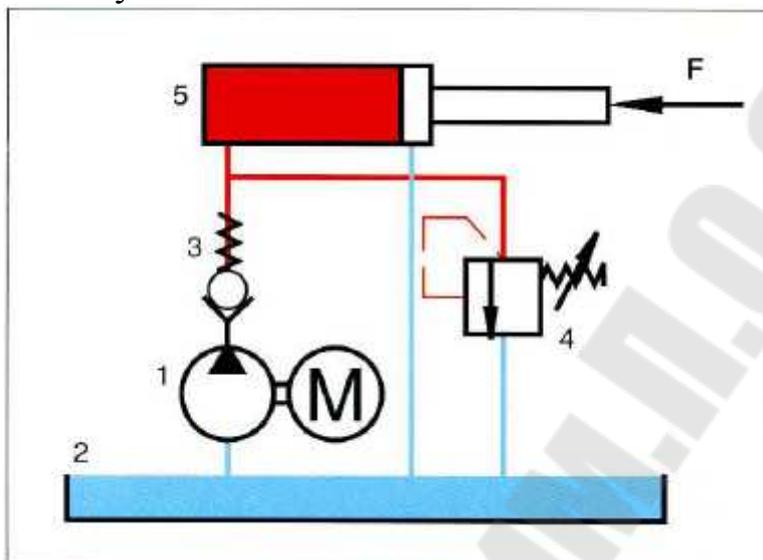


Рисунок 1.17

Чтобы защитить гидропривод от чрезмерного нарастания давления (от перегрузки), необходимо ограничить максимально допустимое давление с помощью предохранительного клапана.

В предохранительном клапане механическая сила пружины воздействует на конус, прижатый к седлу. Имеющееся в трубопроводе давление $F = p/A$ действует на конус, стремясь оторвать его от седла. Если сила от давления превышает усилие пружины, конус отходит от поверхности седла.

Далее давление уже не возрастает, а объемный расход, подаваемый насосом (7), сливается в резервуар (2) через предохранительный клапан (4).

Таким образом, наш гидропривод уже способен полностью выдвигать шток гидроцилиндра. За счет установки гидрораспределителя (6) можно обеспечить реверс движения гидроцилиндра, т.е. возможность обратного втягивания штока.

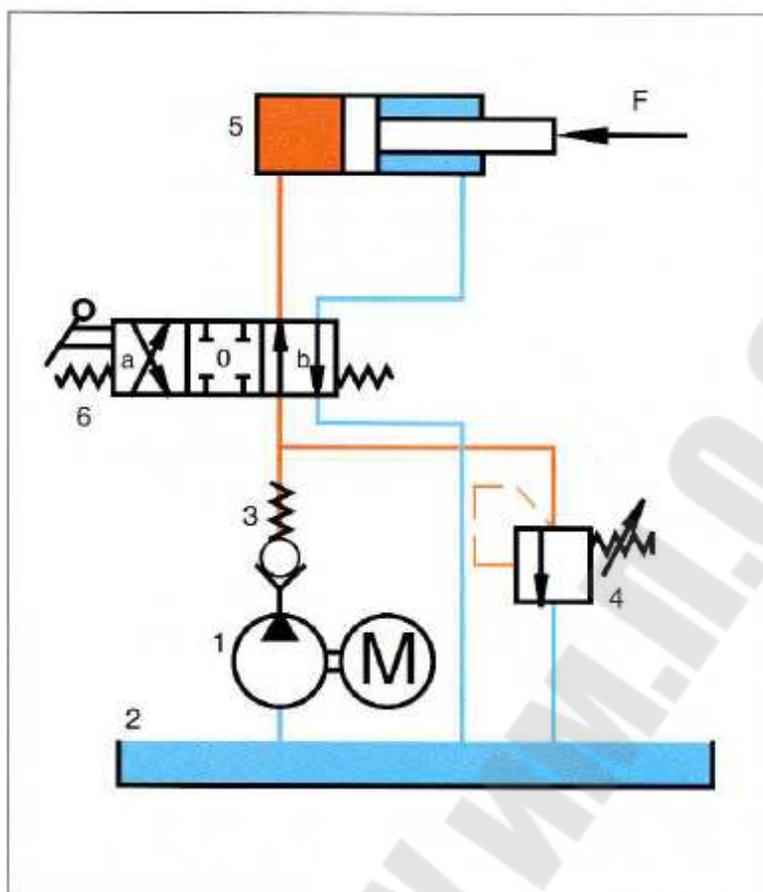


Рисунок 1.18

На Рисунок 1.18 показан гидрораспределитель (б) в позиции Б. В этом положении не получилось нового качества по сравнению с Рисунок 1.17. Мысленно переключим гидрораспределитель (б) в каждое из его трех возможных положений (позиций). Для этого сместим вправо в зону гидролиний подвода квадратики 0 или а:

- позиция а: шток гидроцилиндра втягивается
- позиция 0: все линии заперты, и шток гидроцилиндра неподвижен
- позиция Б: шток гидроцилиндра выдвигается.

Чтобы иметь возможность изменения скорости перемещения поршня в гидроцилиндре (5), необходимо изменять величину подаваемого в гидроцилиндр объемного потока (расхода) жидкости. Для этой цели устанавливается дроссель (7), как это показано на Рисунок 1.19.

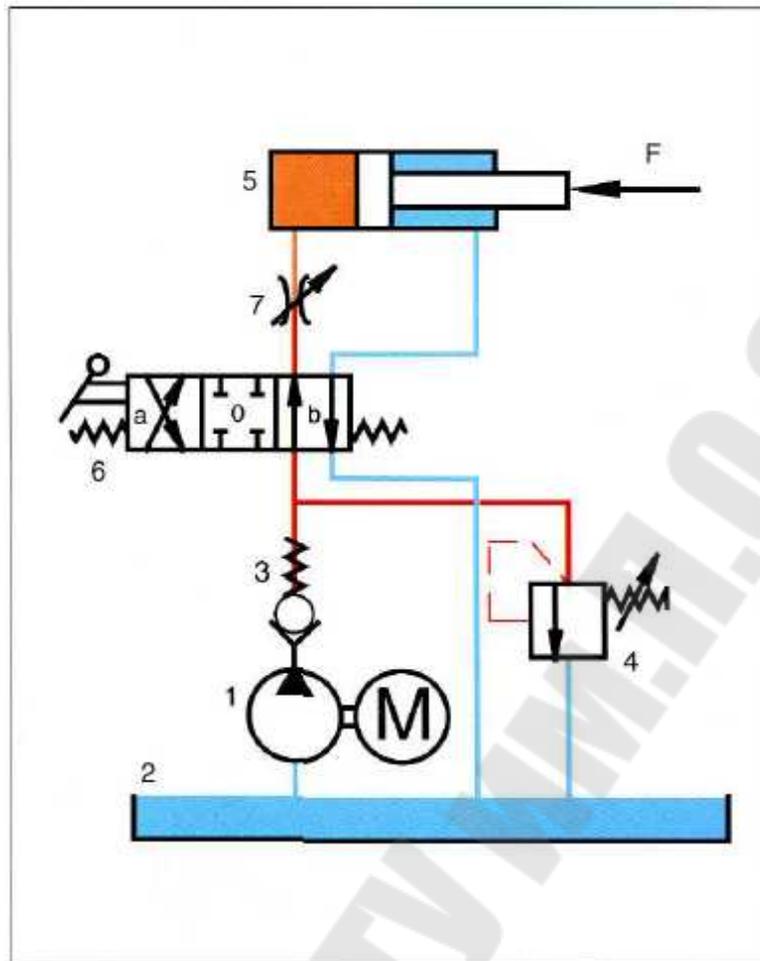


Рисунок 1.19

С помощью дросселя (7) можно изменять проходное сечение трубопровода, через который рабочая жидкость подводится в гидроцилиндр. При уменьшении проходного сечения меньше жидкости поступает в гидроцилиндр (5) в единицу времени. В результате, поршень гидроцилиндра начинает перемещаться медленнее. При этом оставшаяся часть подаваемой насосом жидкости сливается в бак (2) через предохранительный клапан (4).

При выдвигении штока гидроцилиндра в гидроприводе действуют следующие давления:

- между насосом (1) и дросселем (7) – давление, на которое настроен предохранительный клапан (4);
- между дросселем (7) и гидроцилиндром (5) – давление, соответствующее нагрузке F .

На гидравлической схеме гидропривода гидрораспределители всегда показываются в их исходном положении.

Законченная конструкция гидропривода, осуществляющего движение нагруженного силой F гидроцилиндра (5) в обе стороны, показана

на Рисунок 1.20 схематически и на Рисунок 1.21 – с компонентами в разрезе.

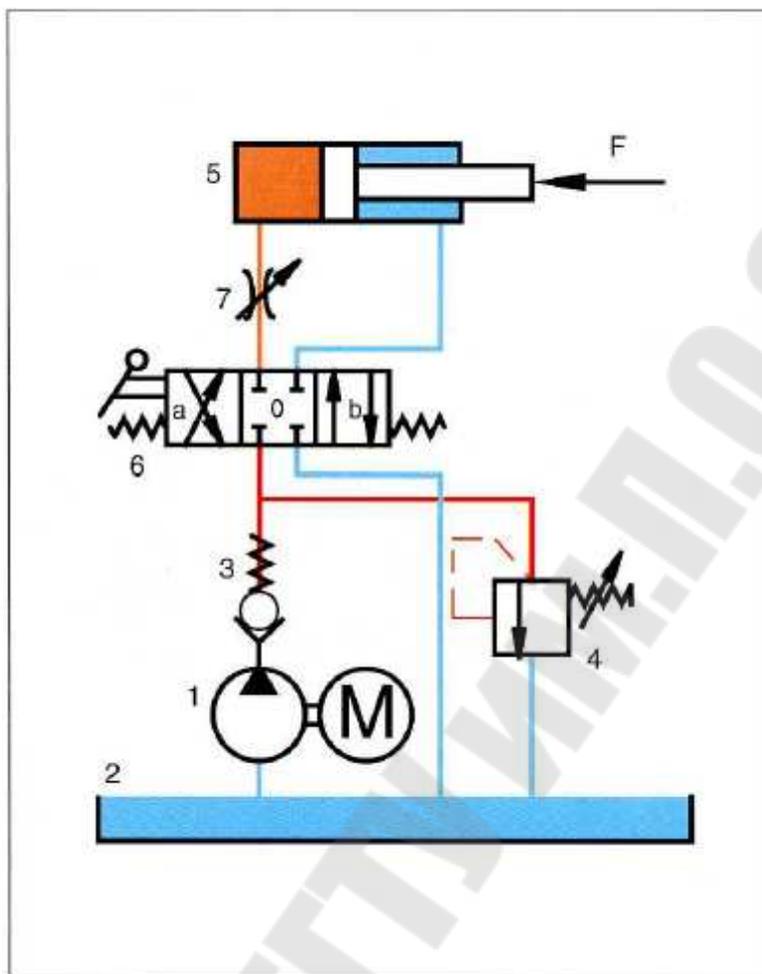


Рисунок 1.20. Схематическое изображение гидропривода в соответствии со стандартом DIN ISO 1219

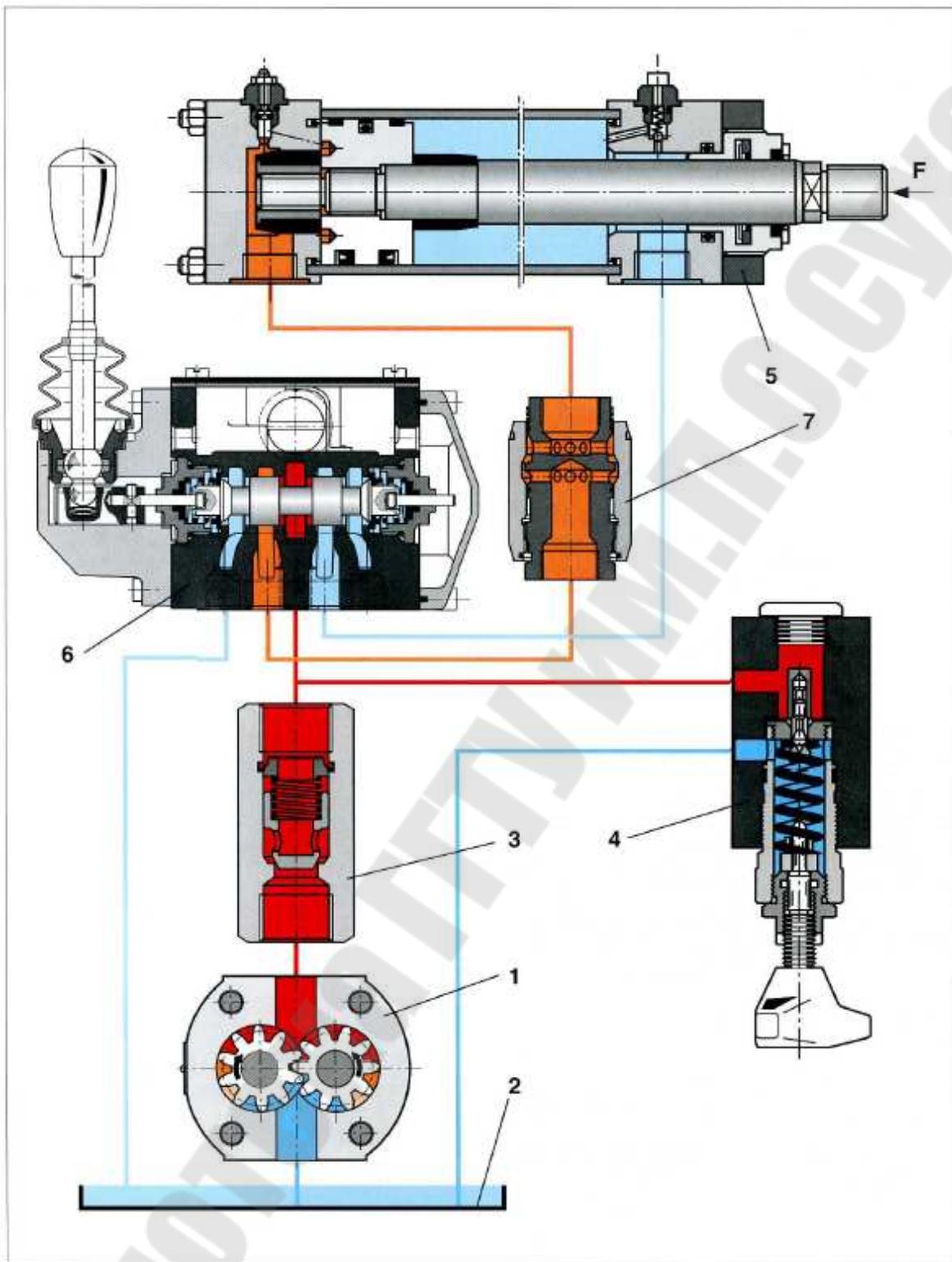


Рисунок 1.21. Гидропривод с компонентами, показанными в разрезе

РАЗДЕЛ II. ГИДРОНАСОСЫ МОБИЛЬНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Тема 3. Конструктивное исполнение гидронасосов мобильных сельскохозяйственных машин.

Тема 4. Критерии выбора гидронасосов. Шестеренные насосы наружного зацепления.

Тема 3. Конструктивное исполнение гидронасосов мобильных сельскохозяйственных машин

Насосы преобразуют механическую энергию (крутящий момент, частоту вращения) в гидравлическую энергию (объемный расход, давление).

При выборе типа насоса необходимо принимать во внимание следующие критерии:

- тип рабочей (эксплуатационной) жидкости,
- требуемый диапазон рабочих давлений,
- ожидаемое значение интервала частот вращения,
- значения минимальной и максимальной рабочих температур,
- наибольшее и наименьшее значения вязкостей,
- удобство установки (подключение трубопроводов и т.п.),
- вид привода (сцепление и т.п.),
- ожидаемый срок службы,
- максимальный уровень шума,
- доступность сервисного обслуживания,
- возможную указанную максимальную стоимость.

Данное перечисление можно было бы продолжить. Многообразие требований, тем не менее, показывает, что не каждый насос оптимально соответствует всем указанным критериям, поэтому существует целый ряд различных конструктивных исполнений. Общее у всех типов заключается в том, что они функционируют по принципу вытеснения жидкости. Во время работы внутри насоса образуются механически изолированные камеры, в которых рабочая жидкость перемещается из полости всасывания (соединена со всасывающей линией) в полость нагнетания (соединена с напорной линией). Поскольку между полостями всасывания и нагнетания не существует прямого соединения, насосы, функционирующие по принципу вытеснения жидкости (объемные насосы), очень хорошо приспособлены для работы в

условиях высокого давления в гидросистеме. Таким образом, они идеальны для применения в гидроприводах.

Конструктивные исполнения

3.1. Шестеренные насосы наружного зацепления

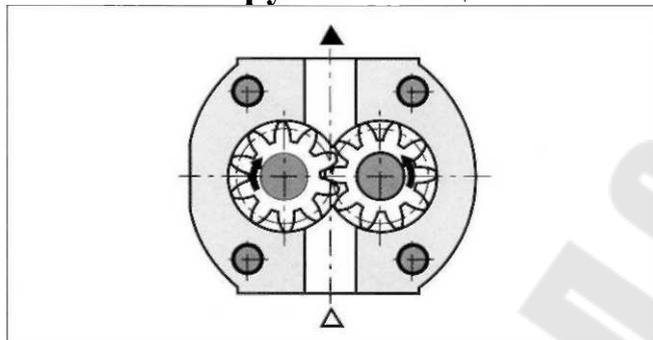


Рисунок 3.1. Шестеренный насос наружного зацепления

Рабочий объем образуется между кромками шестерен и стенками корпуса

$$V = mzbh_0n$$

где m - модуль;

z - число зубьев;

b - ширина зуба шестерни;

h_0 - высота зуба шестерни.

3.2. Шестеренные насосы внутреннего зацепления

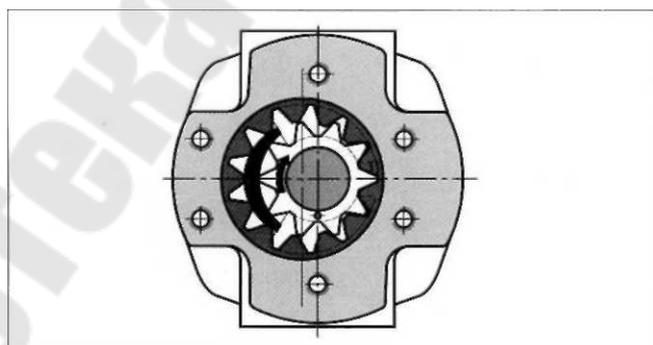


Рисунок 3.2. Шестеренный насос внутреннего зацепления

Рабочий объем образуется между кромками шестерен, стенками корпуса и разделителем

$$V = mzbhn$$

m - модуль

z - число зубьев внутренней шестерни

b - ширина зуба шестерни

h - высота зуба шестерни

Тема 4. Критерии выбора гидронасосов. Шестеренные насосы наружного зацепления

Шестеренные насосы наружного зацепления широко применяются в гидроприводах мобильных машин.

Причиной этого являются конструктивные особенности данного типа:

- относительно высокое давление при небольшом весе,
- низкая цена,
- широкий диапазон частот вращения,
- широкий диапазон температур / вязкости. рис- 4.14.

4.1. Принцип действия

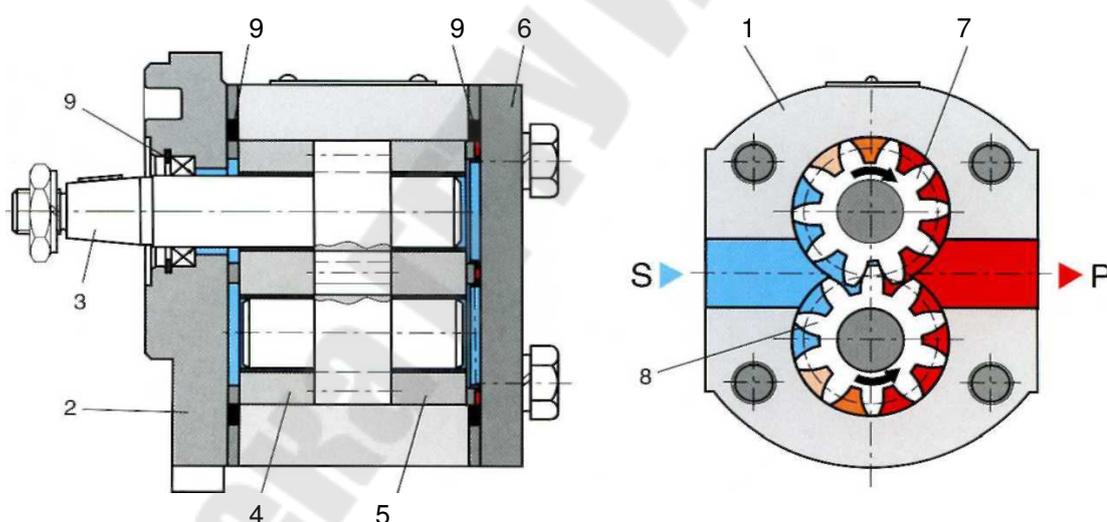


Рисунок 4.1. Шестеренный насос наружного зацепления

Шестерня (7) через муфту соединена с приводным двигателем (электрическим, дизельным и т.д.). Шестерни (7) и (8) позиционируются с помощью подшипниковых блоков (4) и (5) таким образом, что при вращательном движении зацепляются с минимальным зазором.

Камеры вытеснения образуются между кромками зубьев, внутренней поверхностью и торцами подшипниковых блоков (4 и 5).

В этих камерах при первичном запуске в эксплуатацию находящийся во всасывающем трубопроводе воздух перемещается из линии всасывания S в линию нагнетания P , создавая разрежение во всасы-

вающем трубопроводе. Возрастающее разрежение заставляет рабочую жидкость подниматься из бака во всасывающий трубопровод, пока она не достигнет насоса.

После этого жидкость поступает в камеры вытеснения и через напорную линию подается в гидросистему.

Основой функционирования насоса является достаточная герметичность камер вытеснения для перемещения воздуха и рабочей жидкости. Шестеренные насосы наружного зацепления имеют специальные уплотнения. За счет подвода давления в определенные зоны между подшипниковыми блоками (5) и боковой крышкой (6) обеспечивается осевой поджим блоков к торцам шестерен с силой, пропорциональной рабочему давлению. Это позволяет минимизировать объемные утечки в насосе.

Основные параметры

Рабочий объем от 0,2 до 200 см³

Максимальное давление до 300 бар (в зависимости от габарита)

Частота вращения 500...6000 мин⁻¹

4.2. Шестеренные насосы внутреннего зацепления

Отличительной особенностью шестеренных насосов внутреннего зацепления является чрезвычайно низкий уровень шума, поэтому они находят применение прежде всего в стационарных машинах (прессах, установках по производству полимеров, станках и т.п.), а также в мобильных установках, работающих в закрытых помещениях (электропогрузчики и т.п.).

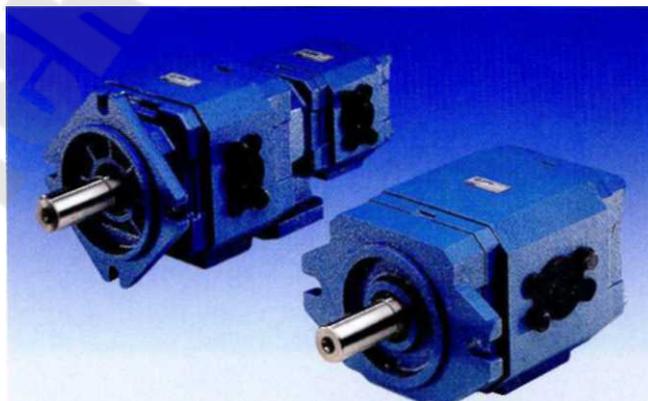


Рисунок 4.2. Шестеренные насосы внутреннего зацепления

Это обстоятельство определяет исключительную малошумность насоса и отличные всасывающие характеристики.

В области серповидного разделителя жидкость переносится без изменения объема камер.

В области нагнетания объемы межзубьевых камер уменьшаются, и жидкость вытесняется в напорную линию.

При зацеплении зубьев позитивно сказывается их специальная форма, при которой практически не имеется запираемых объемов (как это имеет место в насосах с наружным зацеплением, в которых при сжатии масла в этих объемах возникают пульсации давления и шум), что также способствует снижению шума.

Шестеренные насосы внутреннего зацепления показанного здесь конструктивного исполнения в значительной степени избавлены от пульсаций давления и в этой связи генерируют минимальный уровень шума.

4.3. Принцип действия

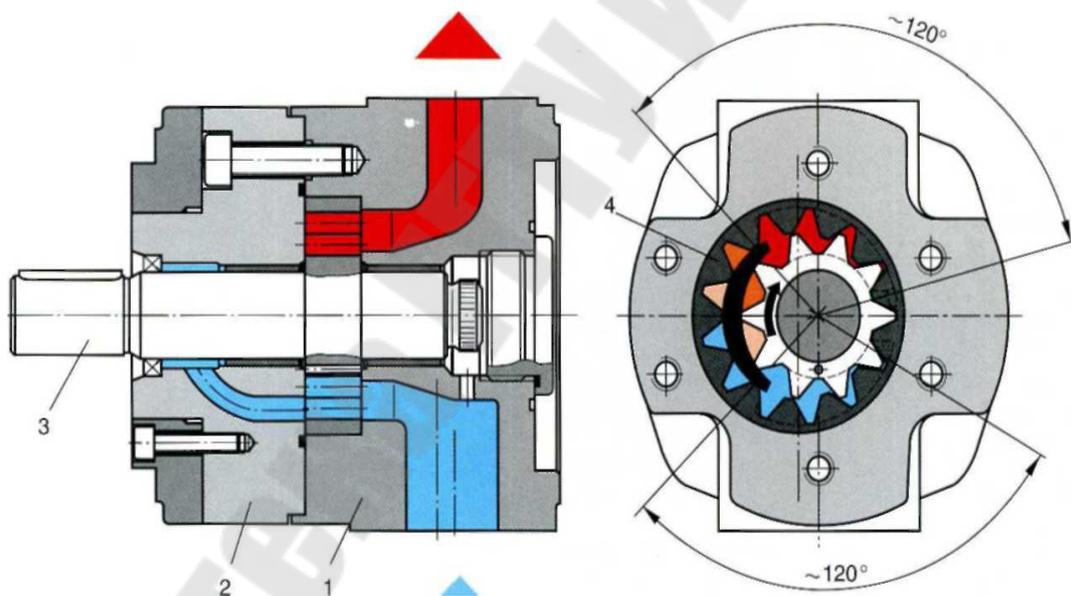


Рисунок 4.3. Шестеренный насос внутреннего зацепления

Вращающийся зубчатый ротор соединен с приводным двигателем и зацепляется с полым зубчатым колесом. Снизу (на рисунке) объем межзубьевых камер увеличивается, и насос «всасывает».

Основные параметры:

Рабочий объем от 3 до 250 см³; рабочее давление до 300 бар (в зависимости от типоразмера).

Это происходит на угле поворота 120° , поэтому Частота вращения $500...3000 \text{ мин}^{-1}$ (в зависимости объем заполняется относительно медленно от типоразмера).

РАЗДЕЛ III. ГИДРОМОТОРЫ МОБИЛЬНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Тема 5. Характеристики, конструктивные особенности и функционирование гидромоторов.

Тема 6. Принцип действия многотактных поршневых гидромоторов. Многотактные аксиально- и радиальнопоршневые гидромоторы.

Тема 5. Характеристики, конструктивные особенности и функционирование гидромоторов

Объемные гидравлические моторы (гидромоторы) преобразуют гидравлическую энергию в механическую.

Как и для насосов, имеется множество различных конструктивных принципов и систем. Если ни одна из систем не может оптимально удовлетворить всем предъявляемым требованиям, в каждом конкретном случае должен быть отобран наиболее подходящий гидромотор.

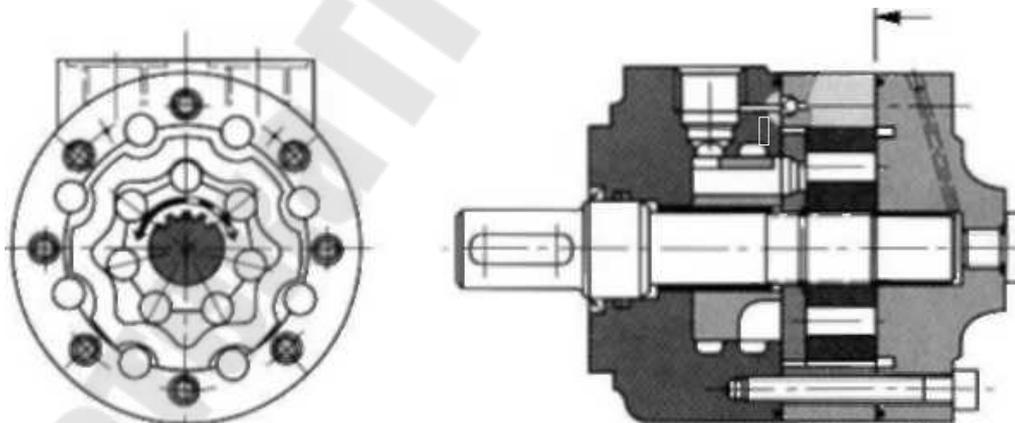


Рисунок 5.1. Гидромотор с планетарными шестернями

Частота вращения (число оборотов в минуту)

Только немногие из гидромоторов могут успешно применяться одновременно в диапазоне очень малых частот вращения и при частотах вращения свыше 1000 мин^{-1} . В этой связи гидромоторы подразде-

ляются на быстроходные [$n = 500... 10000$ мин¹) и тихоходные ($n = 0,5...1000$ мин¹).

Крутящий момент

Крутящий момент, развиваемый гидромотором, зависит от его рабочего объема и перепада давлений в полостях. Тихоходные гидромоторы уже при небольших частотах вращения развивают большие крутящие моменты. Эти так называемые LSHT гидромоторы (Low speed - High torque motors) описываются в отдельном разделе.

Развиваемая мощность

Мощность, развиваемая гидромотором, зависит от рабочего объема и перепада давлений, она прямо пропорциональна частоте вращения. Таким образом, быстроходные гидромоторы хорошо подходят для мощных гидроприводов.

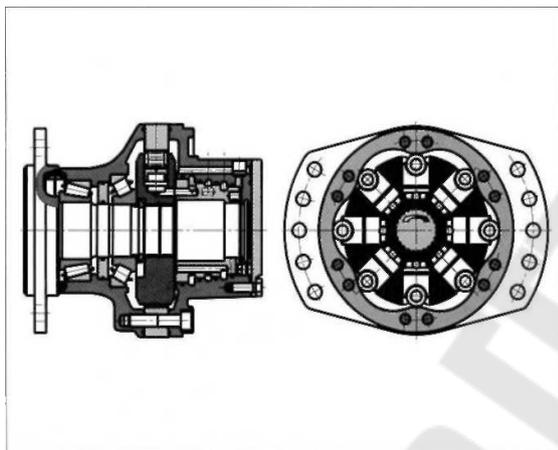
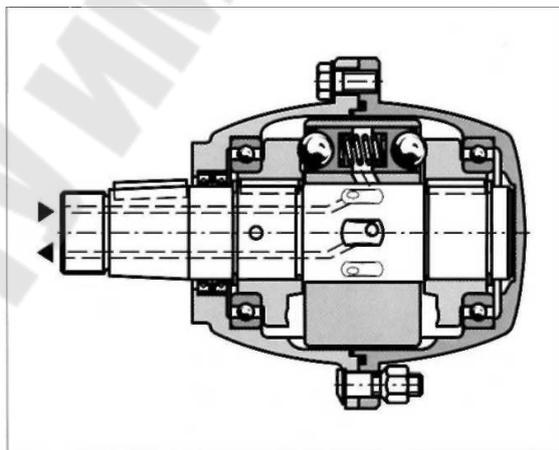


Рисунок 5.2. Радиально-поршневой гидромотор с внутренней опорой поршней



5.3. Аксиально-поршневой гидромотор с диском

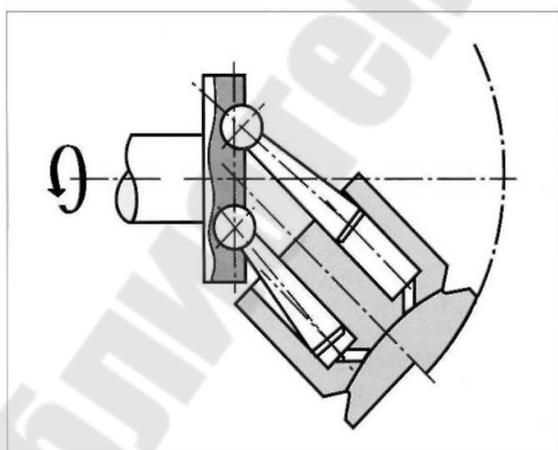


Рисунок 5.4. Многоконтактный радиально-поршневой гидромотор с внешней опорой поршней

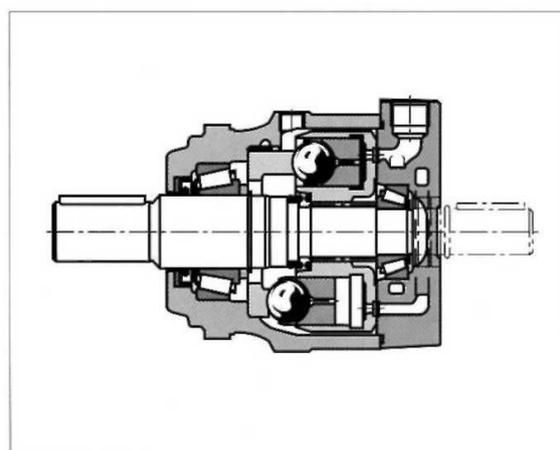


Рисунок 5.5. Многоконтактный аксиально-поршневой гидромотор с неподвижным валом

Через каналы (1) и систему управления (2) управляющие окна (3) соединены с напорной и сливной линиями. В зависимости от текущего положения жидкость или поступает в рабочие камеры (5), или сливается из них.

Поршень (4) опирается через шарик или ролик (7) на профильную поверхность сопряженной детали (8).

Усилие F , которое преобразуется в крутящий момент, зависит от усилия F_A (площадь поршня, умноженная на рабочее давление) и угла подъема ос профильной поверхности.

Многотактные поршневые моторы имеют два конструктивных исполнения:

С неподвижным валом, содержащим устройства распределения и подвода, и вращающимся корпусом.

С неподвижным корпусом, содержащим устройства распределения и подвода, и вращающимся валом.

Гидромоторы, работающие по многотактному принципу, имеют очень хорошие свойства по тихоходности и применяются для широкого круга задач.

Функциональное описание

Шестеренные (зубчатые) гидромоторы

Шестеренные гидромоторы конструктивно весьма похожи на шестеренные насосы (см. главу «Насосы»). Различия заключаются в зоне осевого давления и наличии канала для отвода рабочей жидкости, поскольку гидромоторы предназначены для работы в реверсивном режиме.

Подводимая к гидромотору рабочая жидкость воздействует на шестерни. Возникающий при этом крутящий момент передается через вал гидромотора.

Шестеренные гидромоторы часто применяются в гидроприводах навесных агрегатов самоходных машин и транспортных средств, а также в сельскохозяйственной технике для привода транспортеров, разбрасывателей, вентиляторов, компрессоров.

Шестеренные и аксиально-поршневые (см. главу «Аксиально-поршневые машины») гидромоторы относятся к быстроходным машинам. Они применяются в диапазоне частот вращения свыше 500 мин⁻¹. Для получения небольших частот вращения применяют быстроходные модели с передаточным механизмом (редуктором) или тихоходные гидромоторы LSHT - (Low speed - High torque), которые име-

ют наилучшие характеристики и КПД при частотах вращения до 500 мин⁻¹.



Рисунок 5.6. Шестеренный гидромотор

Гидромоторы на основе планетарных шестерен с центральным валом

Гидромоторы с планетарными шестернями имеют большую величину рабочего объема при ограниченных габаритных размерах.

Это достигается за счет того, что на каждый оборот приводного вала приходится большое число тактов вытеснения.

К гидромотору рабочая жидкость подводится через линию А и отводится через линию В.

В распределителе (2), запрессованном в корпус (1), предусмотрены два кольцевых канала (13) для подвода и отвода жидкости и 16 продольных желобков распределительной шайбы (10), которая соединена с валом (4) с помощью шлицевого соединения. Таким образом, ротор (6) и распределительная шайба (10) вращаются с одинаковой скоростью.

Радиально расположенные пазы (11) на распределительной шайбе соединяют распределитель (2) с рабочими камерами, образованными внутренней поверхностью полого колеса (7), наружной поверхностью ротора, внутренними роликами (8) и боковыми поверхностями.

В распределителе половина из имеющихся 16-ти продольных желобков соединена с напорной линией, а другая половина – со сливной.

Все рабочие камеры, которые в определенный момент увеличивают свой объем, соединяются с помощью распределительной шайбы

с напорной линией, а все камеры с уменьшающимся объемом соединяются с линией пониженного давления (сливной линией).

Давление в рабочих камерах создает крутящий момент на роторе. При этом полое колесо (7) опирается на внешние ролики (9).

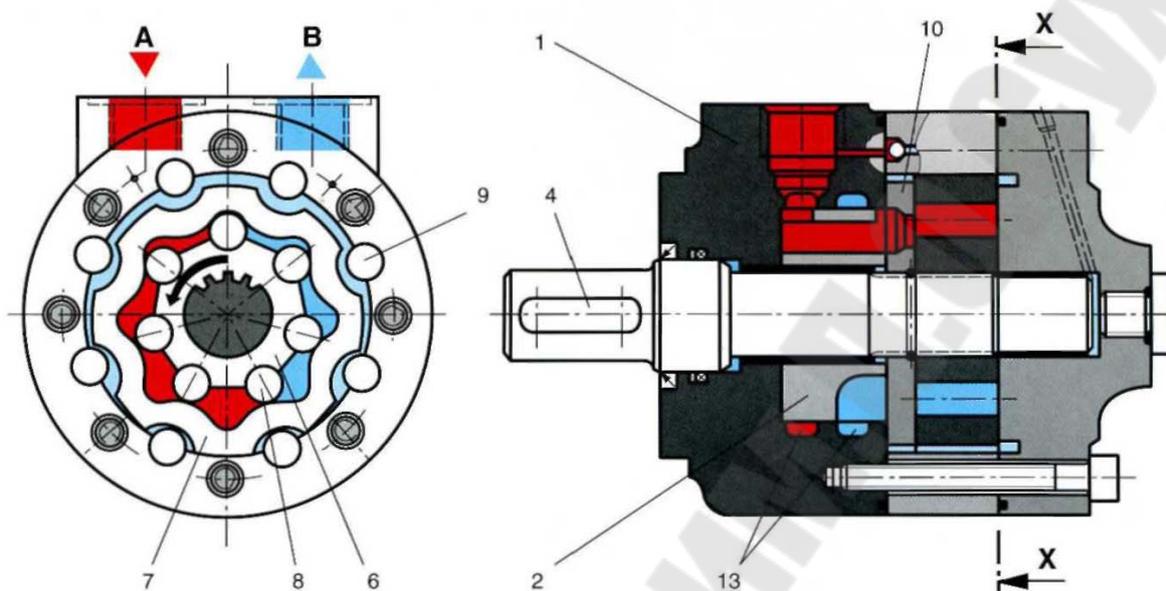


Рисунок 5.7. Гидромотор с планетарными шестернями

Тема 6. Принцип действия многотактных поршневых гидромоторов. Многотактные аксиально- и радиально-поршневые гидромоторы

Принцип действия многотактных поршневых гидромоторов

При использовании этого конструкционного принципа каждый поршень за один оборот вала выполняет несколько рабочих тактов. Таким образом, достигается высокое значение рабочего объема и, следовательно, – крутящего момента.

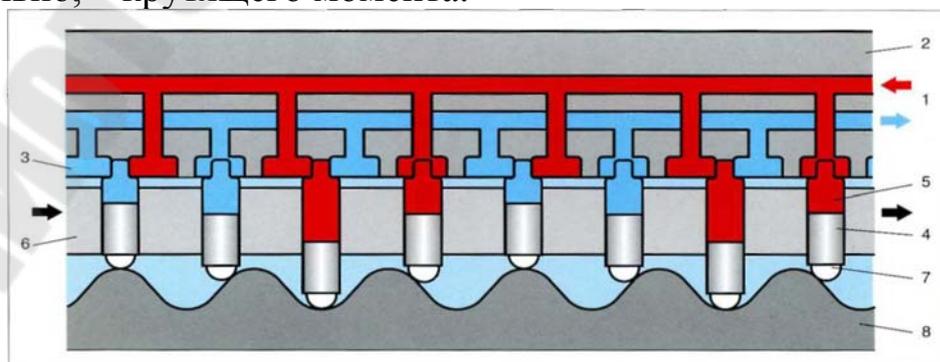


Рисунок 6.1

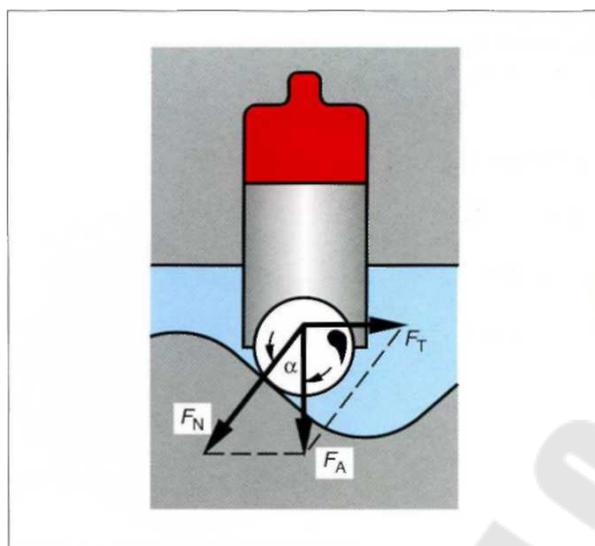


Рисунок 6.2

Через каналы (1) и систему управления (2) управляющие окна (3) соединены с напорной и сливной линиями. В зависимости от текущего положения жидкость или поступает в рабочие камеры (5), или сливается из них.

Поршень (4) опирается через шарик или ролик (7) на профильную поверхность сопряженной детали (8).

Усилие F , которое преобразуется в крутящий момент, зависит от усилия F_A (площадь поршня, умноженная на рабочее давление) и угла подъема ос профильной поверхности.

Многотактные поршневые моторы имеют два конструктивных исполнения: С неподвижным валом, содержащим устройства распределения и подвода, и вращающимся корпусом (примеры см. раздел). С неподвижным корпусом, содержащим устройства распределения и подвода, и вращающимся валом.

Гидромоторы, работающие по многотактному принципу, имеют очень хорошие свойства по тихоходности и применяются для широкого круга задач.

6.1. Многотактные радиально-поршневые гидромоторы

Для данного конструктивного принципа радиально расположенные поршни (3) опираются через ролики (8) на профильную поверхность статора (4). Рабочая жидкость подводится в поршневые камеры через осевые отверстия в распределителе (5). За один оборот вала каждый из поршней совершает несколько рабочих ходов в зависимости от профиля статора. Возникающий на роторе крутящий момент через шлицевое соединение (6) передается на приводной вал (7).

В корпусе (1) установлены конические роликоподшипники, способные воспринимать большие осевые или радиальные нагрузки. К корпусу (2) крепится фрикционный пластинчатый тормоз (9).

Если давление воздуха в камере (10) опускается ниже определенного значения, тарельчатая пружина (11) зажимает пакет пластин (12), и вал тормозится.

Если давление превышает требуемое значение, поршень (13) отжимает тарельчатую пружину, и вал освобождается.

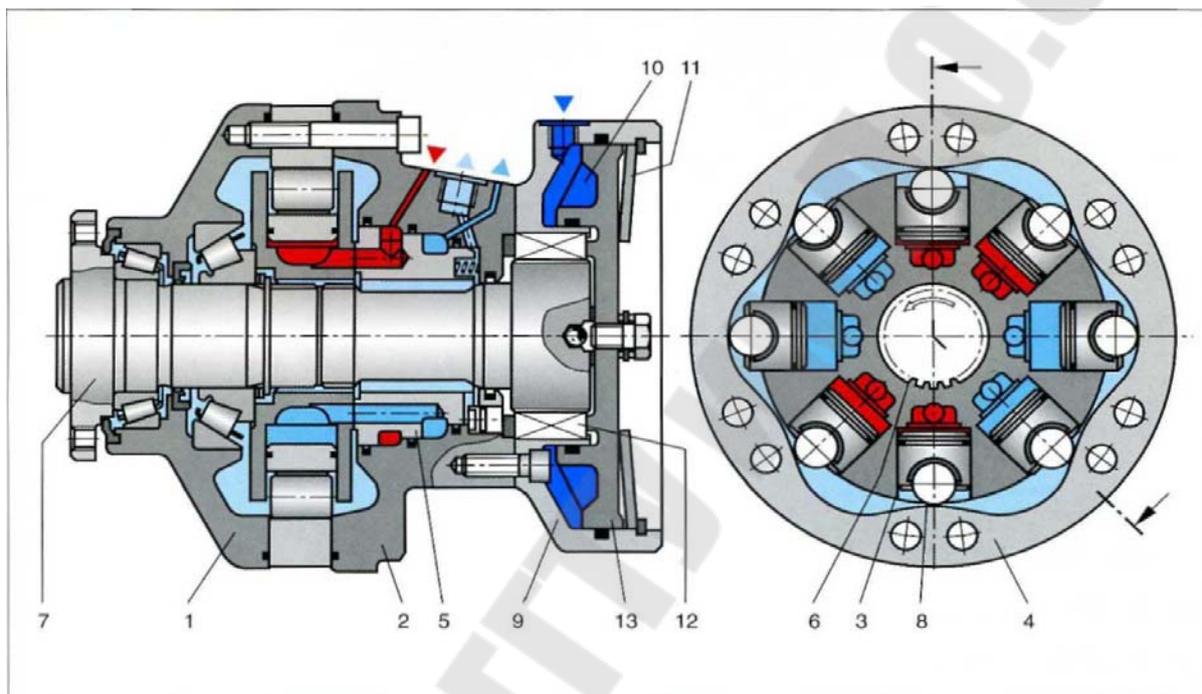


Рисунок 6.3. Многотактный радиально-поршневой гидромотор

Переключение на половину рабочего объема

Для определенных типов радиально-поршневых гидромоторов возможно уменьшение вдвое рабочего объема. Это достигается за счет подключения лишь половины поршней с помощью специального гидрораспределителя. Остальные поршни при этом постоянно соединены со сливной линией. Мотор в этом режиме работает с удвоенной частотой вращения и развивает вдвое меньший крутящий момент.

Нейтральная передача

Если в обеих линиях подвода (А и В) отсутствует давление и одновременно через линию L в корпус подводится давление величиной 2 бар, то поршни вдавливаются в ротор, ролики отходят от профильной поверхности статора, и вал может свободно вращаться.

Основные параметры:

Рабочий объем от 200 до 8000 см³

Максимальное рабочее давление до 450 бар

Частота вращения от 1 до 300 мин⁻¹

Максимальный крутящий момент до 45000 Н • м

6.2. Однотактные радиально-поршневые гидромоторы с эксцентриковым валом



Рисунок 6.4. Радиально-поршневой гидромотор

Поршневые группы расположены в виде звездочки вокруг центрального эксцентрикового вала.

В зависимости от положения эксцентрикового вала 2 или 3 (6) поршней из 5-ти (10-ти) соединены с напорной линией, а остальные – со сливной.

Рабочая жидкость в поршневые группы подводится через систему распределения (1), которая состоит из распределительного диска (2) и коммутатора (3).

Распределительный диск с помощью штифтов жестко соединен с корпусом гидромотора, а коммутатор вращается вместе с эксцентриковым валом.

Отверстия в коммутаторе соединяют гидролинии давления и слива с соответствующими поршневыми группами.

Передача силы от поршней на эксцентриковый вал может быть обеспечена различными способами:

Для конструктивного исполнения, показанного на, поршни опираются на призму.

Во время вращения вала происходит относительное движение торца поршня по поверхности грани призмы, поэтому на торце поршня предусмотрен гидростатический подпятник.

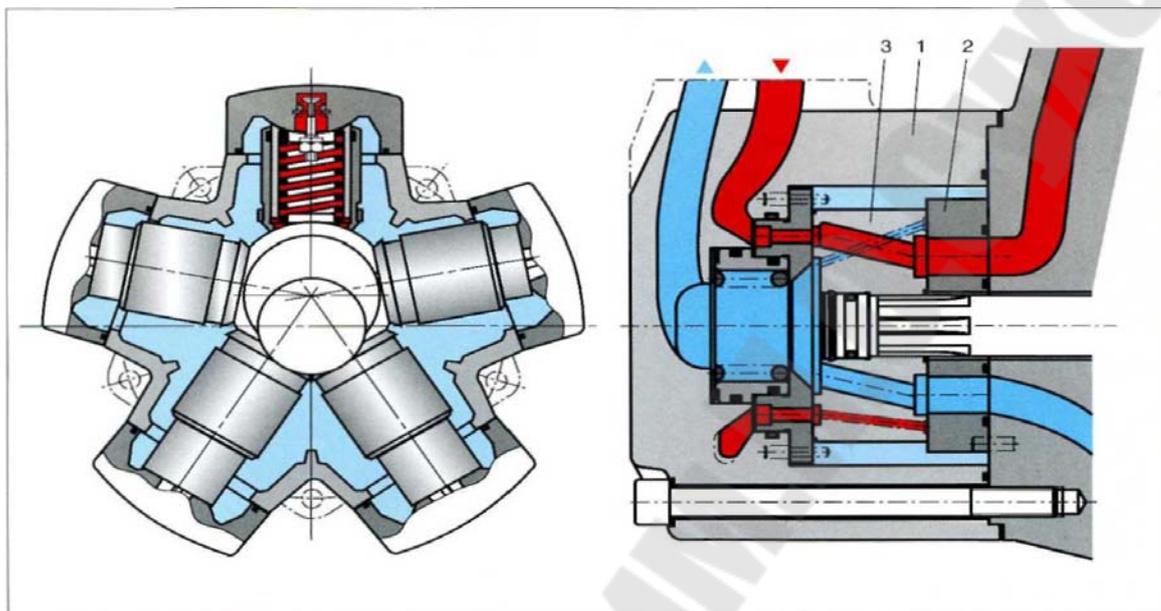


Рисунок 6.5. Радиально-поршневой гидромотор

Основные параметры:

Рабочий объем от 10 до 8500 см³

Максимальное рабочее давление до 300 бар

Частота вращения от 0,5 до 2000 мин⁻¹ (в зависимости от габарита)

Максимальный крутящий момент до 32000 Н м.

6.3. Многотактные аксиально-поршневые гидромоторы с вращающимся корпусом

Этот тип конструктивного исполнения отличается компактностью. Устройства распределения и подвода рабочей жидкости расположены внутри вала гидромотора.

Два профильных диска (4) жестко соединены с валом (1). Роторные поршневые группы в осевом направлении взаимодействуют с дисками и передают крутящий момент на вращающийся корпус.

Пружины (3) обеспечивают постоянный поджим поршней к профильным дискам. Если пружины удалены, а к корпусу подведено небольшое давление (1 бар), то для данного мотора возможен режим холостого хода.

Благодаря своей компактности гидромоторы очень хорошо приспособлены для колесного или лебедочного приводов

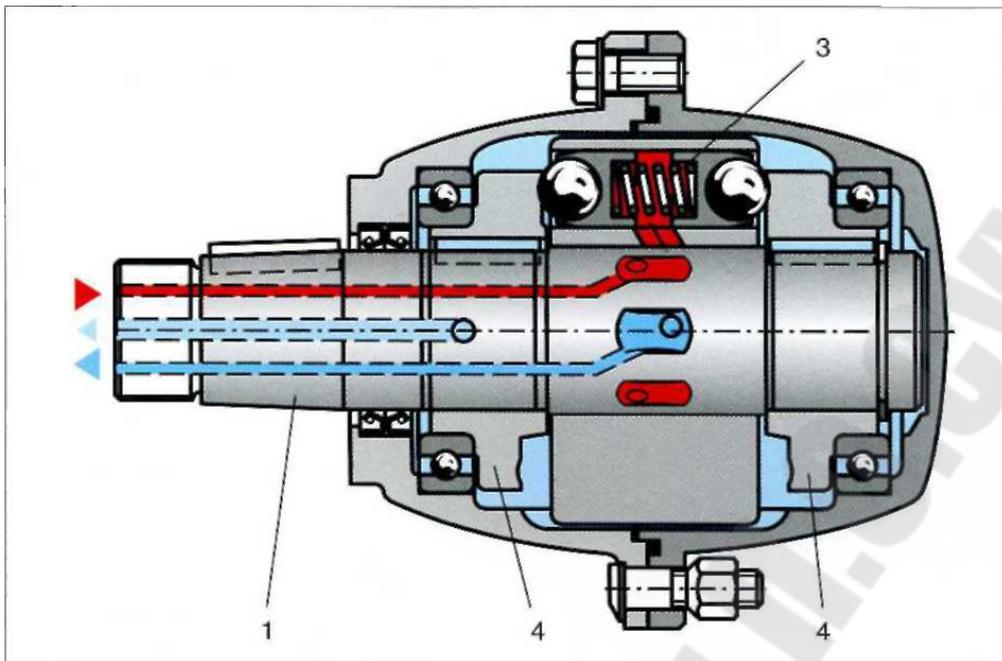


Рисунок 6.6. Аксиально-поршневой гидромотор с вращающимся корпусом и неподвижным валом

Основные параметры:

Рабочий объем от 200 до 1000 см³

Максимальное рабочее давление до 250 бар

Частота вращения от 5 до 300 мин⁻¹

Максимальный крутящий момент до 3800 Н м.

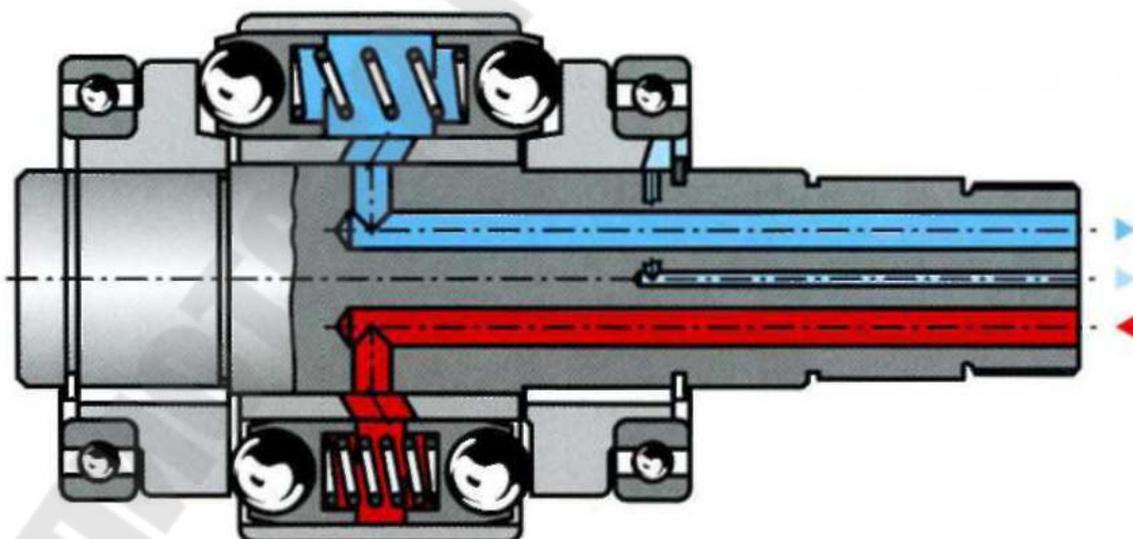


Рисунок 6.7. Встраиваемое исполнение многотактного гидромотора

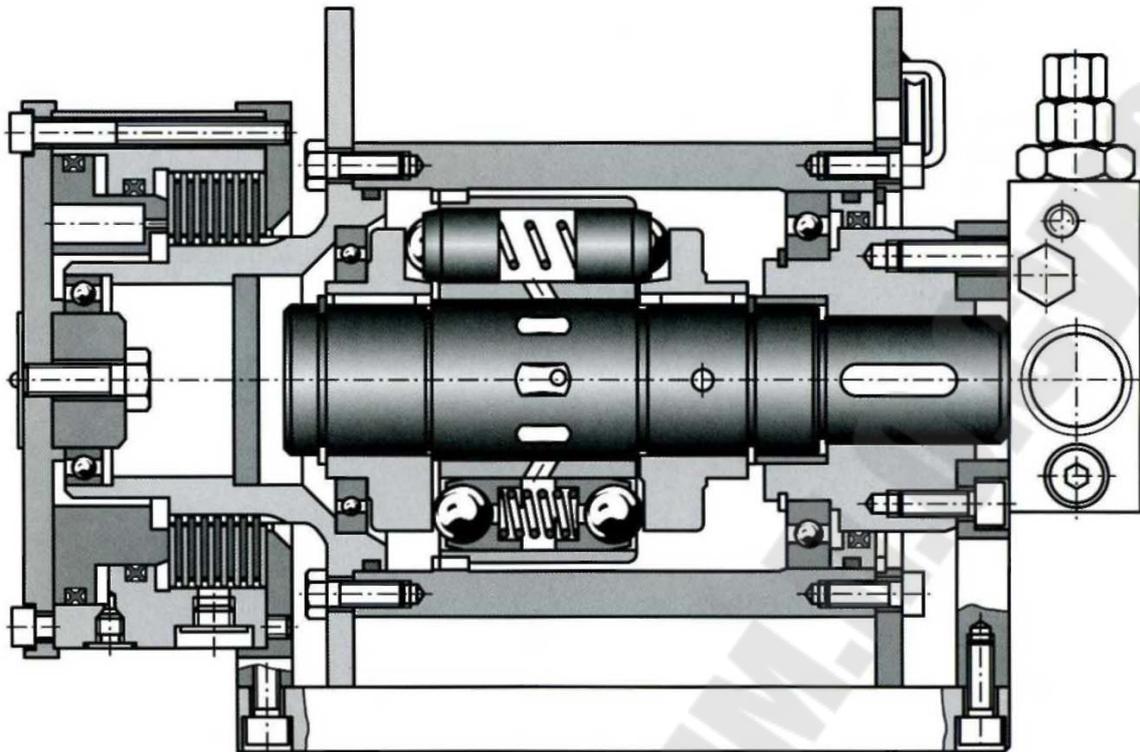


Рисунок 6.8. Лебедка (ворот) в сборе – тросовый барабан выполняет функцию корпуса

6.4. Многотактные аксиально-поршневые гидромоторы с вращающимся валом

Устройства распределения и подвода (6) рабочей жидкости находятся в корпусе (5).

Профильный диск (4) жестко связан с корпусом (2), а роторно-поршневая группа (3) соединена с валом (1) через шлицевое соединение (7).

За один оборот вала каждый поршень совершает несколько тактов движения.

Имеется возможность установки двустороннего вала для встройки тормоза или датчика частоты вращения.

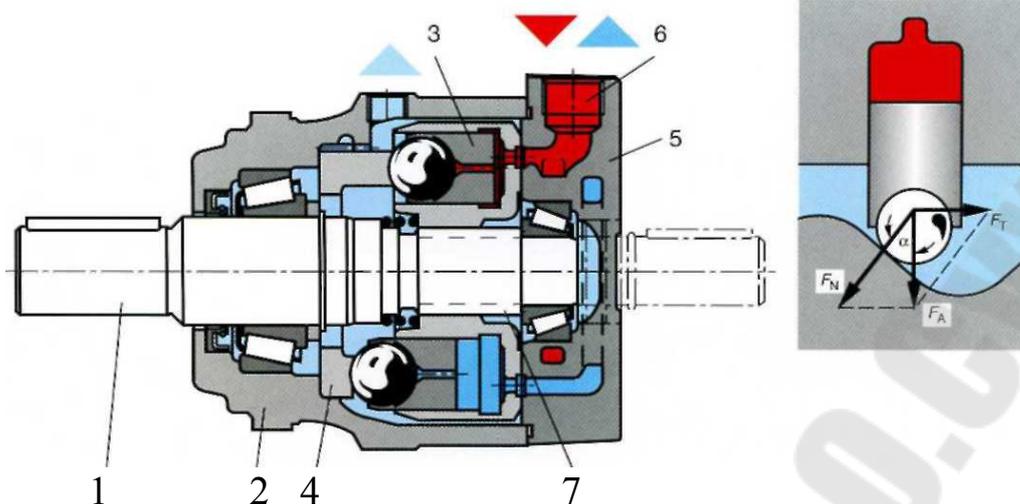


Рисунок 6.7. Многотактный аксиально-поршневой гидромотор с вращающимся валом

Основные параметры:

Рабочий объем от 200 до 1500 см³

Максимальное рабочее давление до 250 бар

Частота вращения от 5 до 500 мин⁻¹

Максимальный крутящий момент до 5000 Н • м

6.5. Регулируемые радиально-поршневые гидромоторы

Отличительной особенностью регулируемых гидромоторов является эксцентриковый вал.

Он состоит из цапф (7) и (2) и подвижного эксцентрика (3).

Через гидролинии (4) давление подводится в камеры (5) или (6) гидроцилиндров управления. При высоком давлении в полостях (6) эксцентрик перемещается в направлении уменьшения эксцентриситета; при высоком давлении в полостях (5) – в направлении увеличения эксцентриситета.

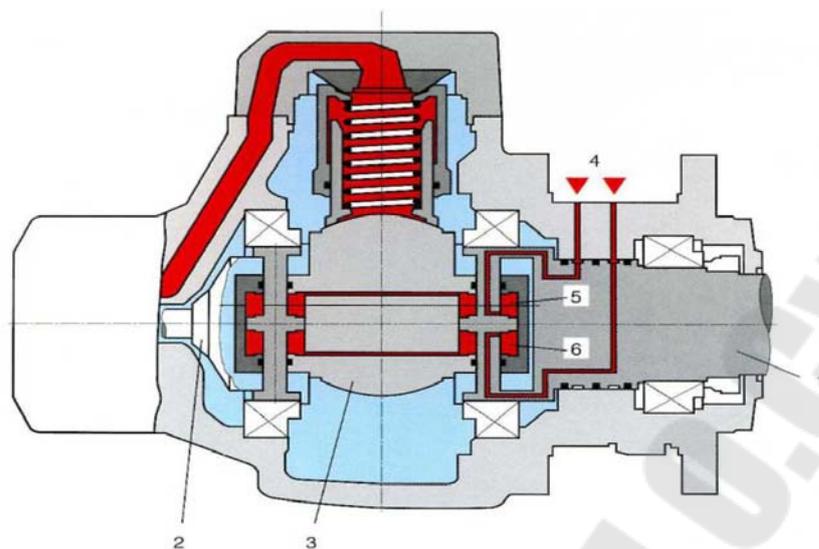


Рисунок 6.8

Таким образом, рабочий объем гидромотора может регулироваться от минимального до максимального, задаваемых механическими ограничителями.

Для бесступенчатой регулировки величины рабочего объема необходимо регулировать положение эксцентрика.

В качестве сравнительной величины для эксцентриситета принимается маятниковое движение поршня.

Датчик перемещения (3) выдает сигнал о текущем значении, которое сравнивается с заданным.

Если текущее и заданное значения не совпадают, вырабатывается соответствующий электрический сигнал, и управляющий гидрораспределитель через каналы (4) изменяет давления в полостях (5) и (6) в направлении уменьшения ошибки.

В сочетании с датчиками частоты вращения регулируемые радиально-поршневые гидромоторы могут применяться для приводов с замкнутой обратной связью.

Основные параметры:

Рабочий объем от 200 до 5500 см³

Максимальное рабочее давление до 300 бар

Частота вращения от 1 до 1000 мин⁻¹

Максимальный крутящий момент до 22000 Н м

РАЗДЕЛ IV. АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫЕ ГИДРОМАШИНЫ В МОБИЛЬНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКЕ

Тема 7. Варианты конструктивного исполнения и функции аксиально-поршневой гидромашин

Тема 8. Регулируемые насосы с наклонным блоком для гидросистем открытой и закрытой циркуляции.

Тема 7. Варианты конструктивного исполнения и функции аксиально-поршневой гидромашин

Для конструктивного исполнения аксиально-поршневой машины в качестве насоса или гидромотора имеет значение не только функциональный принцип (например, с наклонным блоком или наклонным диском), но также и система циркуляции: открытая или закрытая.

Открытая система циркуляции

В открытой системе всасывающий трубопровод насоса расположен под уровнем рабочей жидкости в резервуаре, причем поверхность рабочей жидкости является открытой по отношению к атмосферному давлению, что обеспечивает хорошую всасывающую способность насоса. Сопротивление всасывающей линии должно быть незначительным для обеспечения требуемой высоты всасывания. Как правило, аксиально-поршневые машины являются самовсасывающими, однако в некоторых случаях требуется небольшое давление подпитки. В открытых системах циркуляции рабочая жидкость подводится к гидродвигателям и сливается из них в резервуар через гидрораспределители.

Типичные признаки, отличающие открытые системы циркуляции:

- всасывающие трубопроводы имеют большой диаметр и небольшую длину
- гидрораспределители, фильтры и охладители имеют условный проход, соответствующий номинальному расходу
- размер бака, кратный максимальной подаче насоса в литрах
- насос расположен над резервуаром (возможно также под резервуаром или рядом с ним)
- частота вращения привода ограничена высотой всасывания
- запирающие нагрузки при обратном ходе обеспечиваются с помощью гидроаппаратов.

Открытые системы циркуляции являются стандартом для многих областей применения в стационарных и мобильных машинах, в том числе станков, прессов, лебедочных и мобильных приводов.

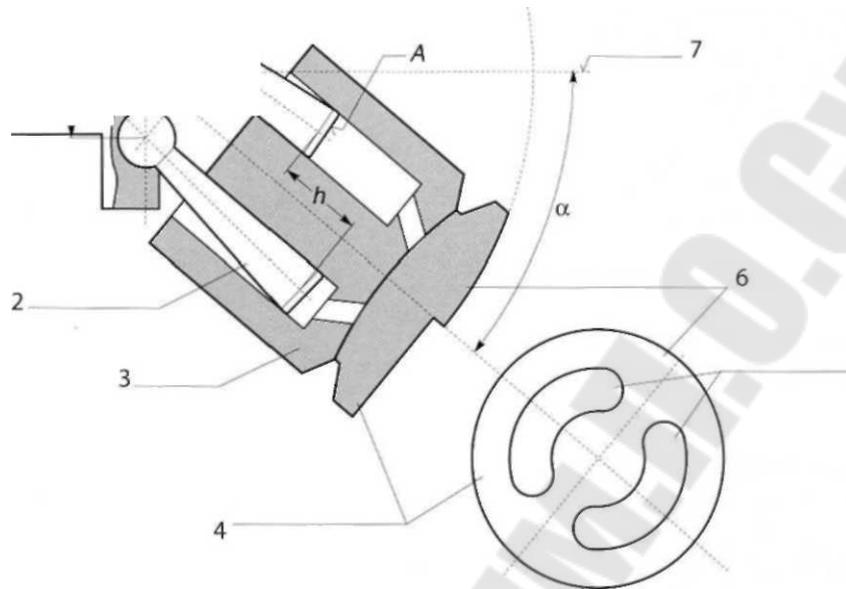


Рисунок 7.1

1 – Приводной вал; 2 – Конусный поршень; 3 – Наклонный блок (ротор); 4 – Распределительный диск (для $a = \text{const}$); 5 – Серповидные пазы; 6 – Распределительный диск; 7 – Нулевое положение

Силы, действующие на приводной механизм

На рисунках показаны силы, действующие на приводной механизм. Разложение сил происходит на приводном фланце, т.е. напрямую на приводном валу. Данное преобразование крутящего момента в усилие, действующее на поршень насоса и, соответственно наоборот для гидромотора, гарантирует наилучший коэффициент полезного действия.

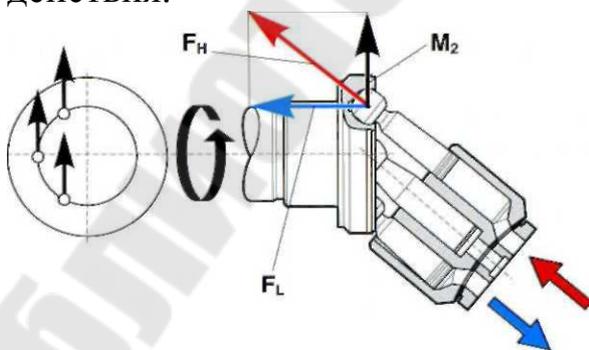


Рисунок 7.2. Разложение сил на приводном фланце насоса

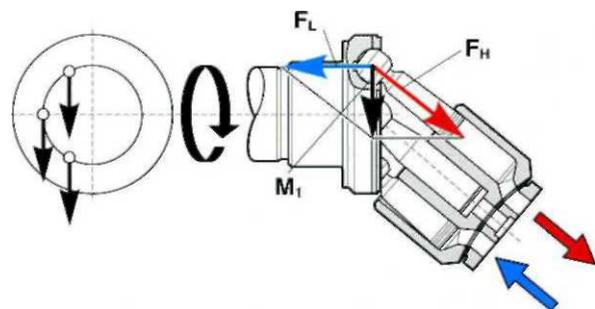


Рисунок 7.3. Разложение сил на приводном фланце гидромотора

Принцип использования наклонного диска

Приводной механизм с наклонным диском представляет из себя объемную гидромашину, оси вытесняющих поршней которой параллельны оси приводного вала.

Усилие, развиваемое поршнями, воспринимается наклонным диском.

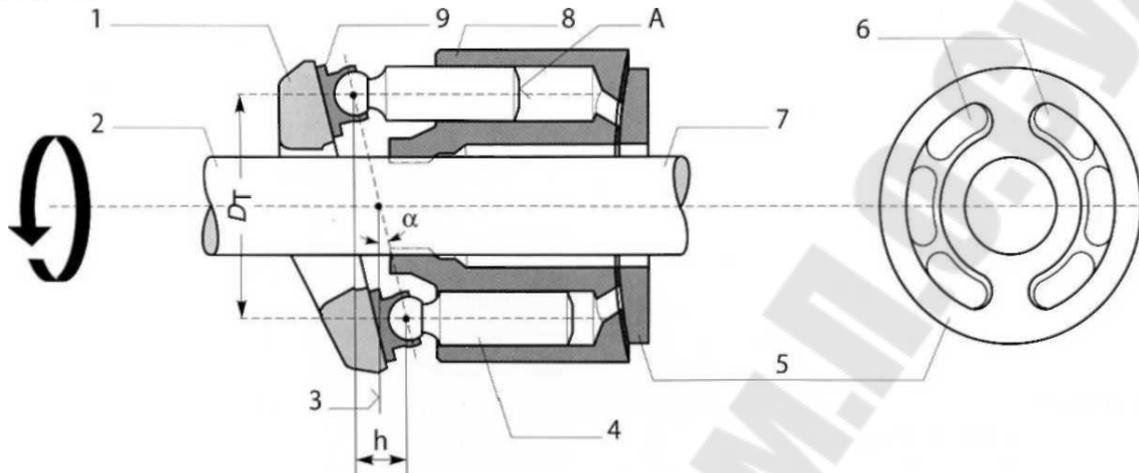


Рисунок 7.4. Регулируемый насос с электрогидравлической настройкой, регулировкой в функции частоты вращения и встроенным вспомогательным насосом

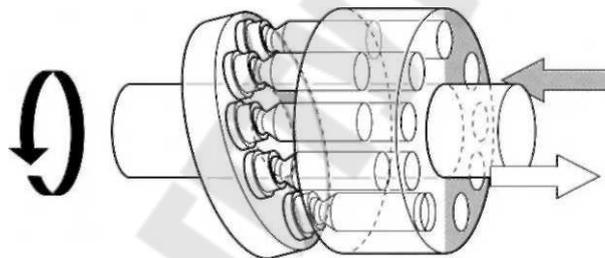


Рисунок 7.5. Принцип использования наклонного диска

Функция насоса

При вращении приводного вала вращается связанный с ним через шлицевое соединение ротор. Возвратно-поступательное движение поршней обеспечивается при их взаимодействии с наклонным диском. Рабочая жидкость подводится из низконапорной линии (вход) и вытесняется поршнями в высоконапорную линию (выход).

Функция гидромотора

В отличие от функции насоса здесь к входу подается рабочая жидкость под давлением. Выдвигающиеся из ротора поршни создают крутящий момент, который через шлицевое соединение передается на приводной вал. При этом поршни, вдвигающиеся в ротор, вытесняют рабочую жидкость в низконапорную линию (выход).

Угол наклона

Для нерегулируемых машин наклонный диск жестко закреплен в корпусе; для регулируемых – угол наклона бесступенчато изменяется в определенных пределах. В результате изменяется ход поршней и, следовательно, – рабочий объем

Силы, действующие на приводной механизм

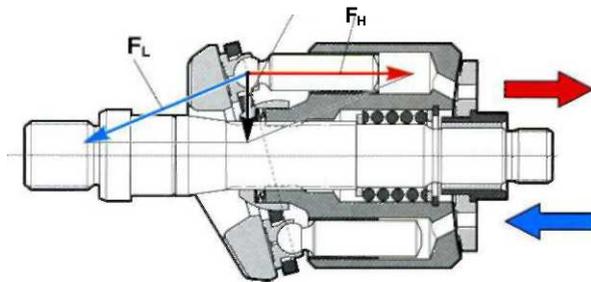


Рисунок 7.6. Разложение сил на наклонном диске насоса

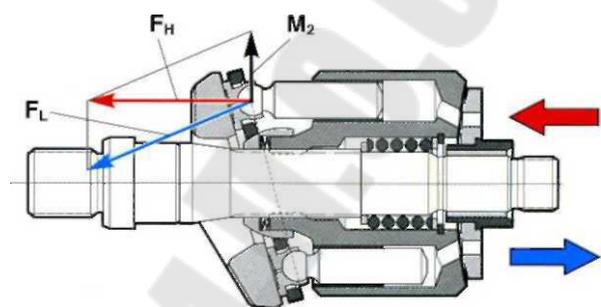


Рисунок 7.7. Разложение сил на наклонном диске гидромотора

Разложение сил происходит на наклонном диске, распределительном диске и роторе. Распределительный диск гидростатически разгружен, что обеспечивает высокую долговечность приводного механизма.

Нерегулируемые насосы и гидромоторы с наклонным блоком

С помощью соответствующей присоединительной плиты нерегулируемый гидромотор можно преобразовать в нерегулируемый насос для открытой системы циркуляции.

Нерегулируемый гидромотор

В качестве гидромотора возможна работа как в открытой, так и в закрытой системах циркуляции. Применяется в стационарных и мобильных машинах, во всех гидроприводах, где необходима постоянная величина подачи для гидростатической передачи мощности.

Нерегулируемый насос для грузовых автомобилей

Насос обладает специальными свойствами и размерами для применения в грузовых автомобилях. При необходимости изменения направления вращения (например, при смене передаточного механиз-

ма) в насосе системы открытой циркуляции возможен поворот присоединительной плиты.



Рисунок 7.8. Нерегулируемый гидромотор для грузовых автомобилей

Тема 8. Регулируемые насосы с наклонным блоком для гидросистем открытой и закрытой циркуляции

Регулируемые гидромоторы с наклонным блоком

Отличительные признаки:

- Регулируемый гидромотор обеспечивает широкий диапазон регулирования в гидростатических приводах
 - Достигаются высокая частота вращения и высокий крутящий момент
 - Снижаются эксплуатационные расходы за счет экономии на механизмах переключения или за счет использования насосов с меньшей подачей
 - Небольшой вес
 - Облегченный режим запуска
 - Наличие различных механизмов для настройки и регулировки
 - Изменение угла наклона в одну сторону
- Номинальное давление до 400 бар, пиковое – до 450 бар

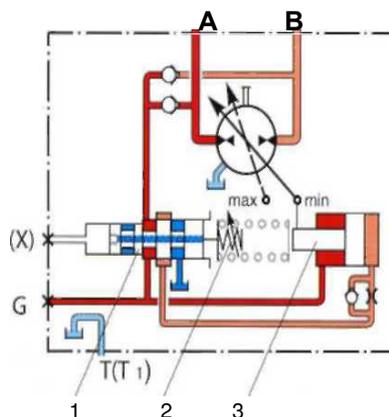


Рисунок 8.1. Регулятор давления
 1-Регулятор, 2- Установочная пружина, 3- Гидроцилиндр управления

Регулируемые насосы с наклонным блоком для систем открытой циркуляции

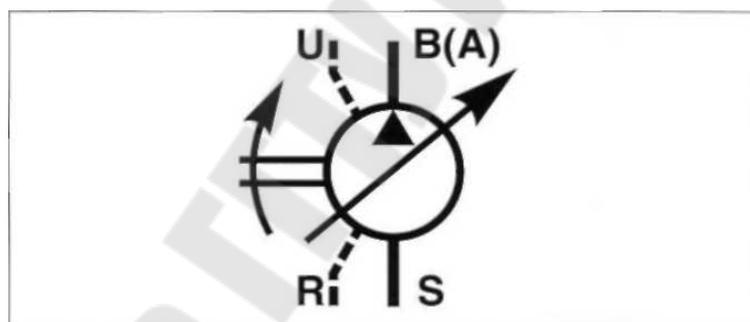


Рисунок 8.2. Условное обозначение

Отличительные признаки:

- Аксиально-поршневой приводной механизм
- Бескарданное ведение ротора с помощью конических поршней
- Надежные конические роликовые подшипники с долгим сроком службы
- Рабочий объем регулируется от V до V_{gmgx}
- Регулировка мощности по гиперболической кривой
- Регулировка давления с помощью гидравлических и электрических регуляторов, возможность эксплуатации в режиме Load-sensing (чувствительности к нагрузке)
- Максимальное давление до 350 / 400 бар

Возможность применения как в стационарных, так и в мобильных машинах.

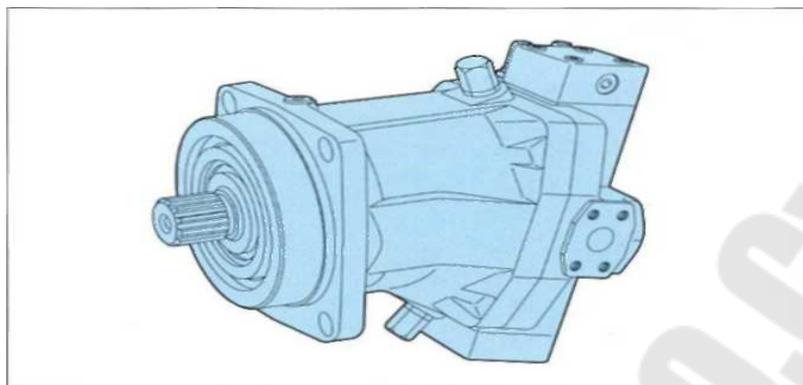


Рисунок 8.3. Регулируемый насос с наклонным блоком

Применение в области высокого давления

Регулируемые насосы используются для систем открытой циркуляции с прокачкой сливающегося потока через корпус. Приводной механизм с наклонным блоком обладает жесткой конструкцией и хорошей способностью к самопрокачке. Подшипниковая опора приводного вала способна воспринимать внешние силы. При повышенных требованиях к несущей способности и долговечности применяется приводной механизм с так называемыми Long-life-подшипниками (подшипниками длительной эксплуатации). Изменение угла наклона приводного механизма осуществляется путем смещения распределительного диска гидроцилиндром управления вдоль цилиндрической опорной поверхности. При увеличении угла приводной крутящий момент и подача насоса возрастают, при уменьшении угла они уменьшаются (максимальный угол, например, 25° или $26,5^\circ$, минимальный 0°). Насос может быть отрегулирован в зависимости от рабочего давления или подстроен с помощью внешних сигналов. Необходимая для подстройки энергия забирается из напорной линии.

Регулируемые насосы с наклонным блоком для систем закрытой циркуляции

Регулируемый насос с наклонным диском в закрытой системе циркуляции может комплектоваться гидроаппаратурой управления и вспомогательным насосом. В зависимости от конструктивного исполнения насос может быть многофункциональным. Изменение угла наклона осуществляется, например, для изображенного на Рисунок 6.44 конструктивного исполнения непосредственно через поворотную цапфу, связанную напрямую с наклонным диском без внутренней си-

ловой поддержки. В нулевом положении подача насоса равна нулю. При переходе через нулевое положение направление подачи изменяется. Углы наклона поворотной цапфы и наклонного диска одинаковы. Крутящий момент на поворотной цапфе, обычно поворачиваемой вручную или с помощью педали, зависит от рабочего давления и угла поворота. Механическое ограничение угла или центровка нулевого положения должны осуществляться установочным механизмом. Наряду с ручной переустановкой вращающейся цапфы применяются также системы гидравлического регулирования.

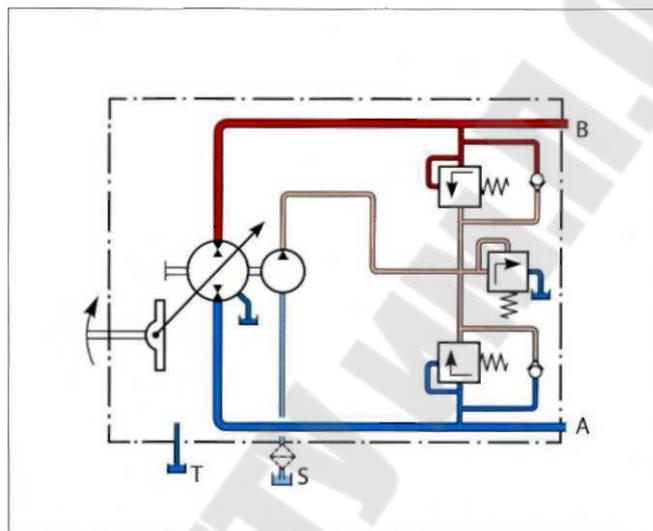


Рисунок 8.4. Регулируемый насос в закрытой системе циркуляции

РАЗДЕЛ V. ГИДРОЦИЛИНДРЫ В ГИДРОСИСТЕМАХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Тема 9. Назначение и классификация. Виды гидроцилиндров в зависимости от принципа действия. Конструктивное исполнение гидроцилиндров.

Тема 10. Специфика расчета гидроцилиндра. Продольный изгиб штока. Демпфирование конечного положения поршня гидроцилиндра.

Тема 9. Назначение и классификация. Виды гидроцилиндров в зависимости от принципа действия. Конструктивное исполнение гидроцилиндров

Гидроцилиндры в гидросистемах

В настоящее время в гидросистемах гидроцилиндр, наряду с гидромотором, является одним из незаменимых агрегатов для преобразования гидравлической энергии в механическую. Таким образом, он представляет из себя связующее звено между гидросистемой и рабочей машиной.

В отличие от гидромотора, совершающего ротационные (вращательные) движения, задачей гидроцилиндра является создание определенного усилия при поступательных (линейных) движениях.

При совершении линейных движений на рабочей машине гидроцилиндр обеспечивает следующие преимущества:

- Прямой привод с гидроцилиндрами прост в монтаже и расчете усилий.

- Исключение устройств, необходимых для преобразования ротационного движения в линейное, обеспечивает высокий КПД.

- Гидроцилиндр может развивать максимальное усилие на всей длине хода, причем величина усилия легко ограничивается с помощью обычного предохранительного клапана.

- Скорость движения поршня гидроцилиндра зависит от объемного расхода и эффективной поверхности поршня; при постоянном расходе остается постоянной и скорость движения на всей длине хода.

- В зависимости от конструкции гидроцилиндр способен создавать либо только силу сжатия, либо силу сжатия и растяжения.

- Параметры гидроцилиндра позволяют производить приводные механизмы большой мощности при небольших габаритных размерах.

Подъем, опускание, запираение и перемещение грузов – вот сферы применения, где преимущественно могут использоваться гидроцилиндры.

Виды гидроцилиндров в зависимости от принципа действия

По принципу действия гидроцилиндры можно разделить на следующие группы:

- гидроцилиндры одностороннего действия

- гидроцилиндры двустороннего действия

Гидроцилиндры одностороннего действия

Гидроцилиндры одностороннего действия могут передавать развиваемое усилие только в одном направлении, причем возврат в исходное положение обеспечивается с помощью пружины, за счет собственной массы цилиндра или под воздействием внешней силы. Как правило, гидроцилиндры одностороннего действия имеют только одну эффективную поверхность.

Плунжерный гидроцилиндр

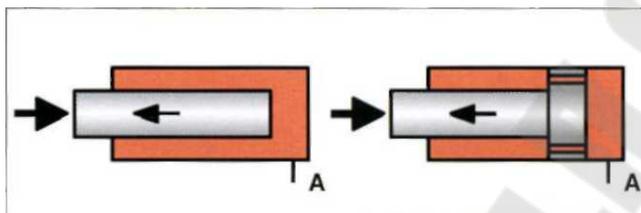


Рисунок 9.1. Плунжерный гидроцилиндр: слева – без внутреннего упора, справа – с внутренним упором

Данное конструктивное исполнение гидроцилиндра позволяет передавать только усилия сжатия.

Плунжерные гидроцилиндры выпускаются с внутренним упором или без него; величина развиваемого усилия определяется произведением площади плунжера на рабочее давление.

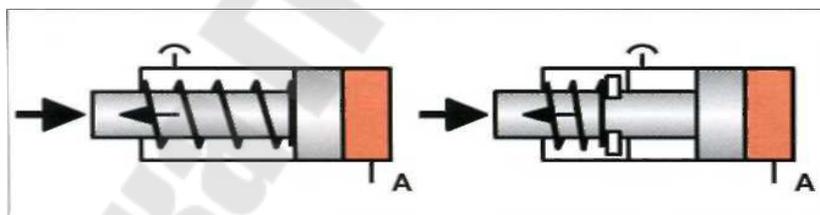


Рисунок 9.2. Гидроцилиндр одностороннего действия: слева — со встроенной внутрь пружиной, справа — с пружиной, расположенной снаружи

Плунжерные гидроцилиндры применяются везде, где однозначное направление действия усилия обеспечивает гарантированный возврат в исходное положение, например для прессов с расположенным снизу поршнем, подъемных столов для ножниц, различных подъемных механизмов и т.д.

При подводе рабочего давления в отверстие *A* поршень выдвигается. Обратное движение возможно под действием силы веса самого поршня (при вертикальной установке гидроцилиндра) или под воздействием приложенной внешней силы.

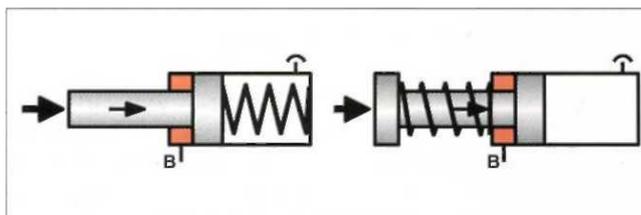


Рисунок 9.3. Гидроцилиндр одностороннего действия, работающий на растяжение: слева – со встроенной внутрь пружины, справа – с пружиной, расположенной снаружи

Гидроцилиндры с пружинным возвратом в исходное положение

Гидроцилиндры с пружинным возвратом в исходное положение применяются в случаях, когда отсутствует внешняя сила для возврата в исходное положение. Возвратные пружины могут быть установлены внутри гидроцилиндра или вне его. Так как гидроцилиндры имеют ограниченную величину хода, они применяются преимущественно в зажимных механизмах.

Гидроцилиндры двустороннего действия

Гидроцилиндры двустороннего действия имеют две рабочих (эффективных) поверхности одинакового или различного размера. Рабочее давление подводится через два независимых трубопровода А и В, поэтому поршень может передавать усилия сжатия или растяжения в обоих направлениях.

Гидроцилиндры двустороннего действия могут иметь односторонний или двусторонний шток.

В большинстве случаев гидроцилиндры имеют односторонний шток. В дифференциальных гидроцилиндрах поршень жестко соединен со штоком, имеющим меньший диаметр. Наименование «дифференциальный» произошло от различной (дифференциальной) площади поршня со стороны рабочих камер. Отношение площадей поршневой и штоковой камер обозначается как коэффициент ϕ . Максимальное развиваемое усилие определяется максимально допустимым рабочим давлением и площадью поршня в поршневой (при выдвигании штока) или штоковой (при втягивании) камере. Следовательно, при одинаковом рабочем давлении усилие выдвигения в ϕ раз больше, чем усилие втягивания. Поскольку заполняемые полости при ходе в обе стороны равны по длине, но отличаются по объему, получаем соотношение скоростей движения, обратно пропорциональное площадям поршневой и штоковой камер

Выдвижение штока (обеспечивается за счет подвода рабочего давления через трубопровод А; втягивание – с помощью возвратных пружин).

За счет подвода рабочего давления через линию В в штоковую полость реализуется втягивание штока, выдвижение обеспечивается возвратными пружинами.

Гидроцилиндры с двусторонним штоком

Гидроцилиндры имеют один поршень, связанный с двумя штоками меньшего диаметра. Максимально развиваемое усилие в обе стороны зависит от одинаковых по размеру площадей кольцевых поверхностей поршня и максимально допустимого рабочего давления. Это означает, что при одинаковом рабочем давлении усилия в обоих направлениях движения одинаковы. Так как поверхности и длины хода равны с обеих сторон, это действительно также для заполняемых объемов, а следовательно, скорости движения одинаковы по величине.

Для специальных случаев применения гидроцилиндры могут изготавливаться со штоками разных диаметров.

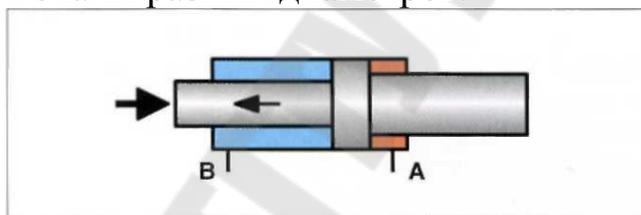


Рисунок 9.4. Дифференциальный гидроцилиндр с двусторонним штоком

Для данного конструктивного исполнения силы и скорости соотносятся между собой с учетом коэффициента ϕ , как это было в дифференциальных цилиндрах.

Гидроцилиндры с ускоренным ходом

Гидроцилиндры с ускоренным ходом находят применение прежде всего в прессостроении. Пока не требуется полное рабочее усилие, давление подводится только к части эффективной поверхности поршня – поршню ускоренного перемещения. Общая эффективная поверхность поршня подключается позднее через гидроклапаны давления или конечные выключатели системы управления.

Преимущества: высокая скорость быстрого подвода за счет небольшого объема и наличие большого усилия сжатия за счет большой эффективной поверхности поршня

Гидроцилиндр одностороннего действия с ускоренным ходом

- Выполнение ускоренного хода
- Усилие прессования
- Обратный ход

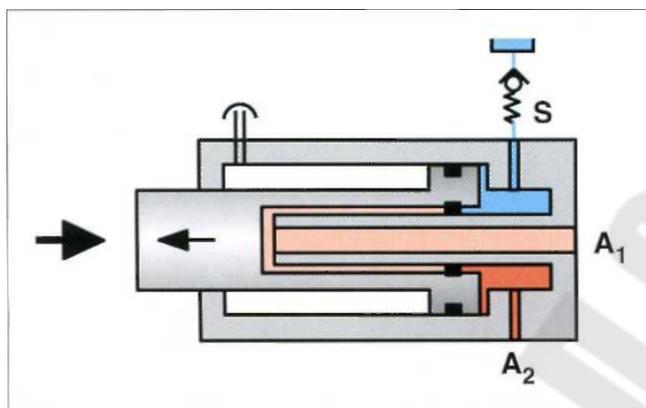


Рисунок 9.5. Гидроцилиндр одностороннего действия с ускоренным ходом

Телескопический гидроцилиндр двустороннего действия

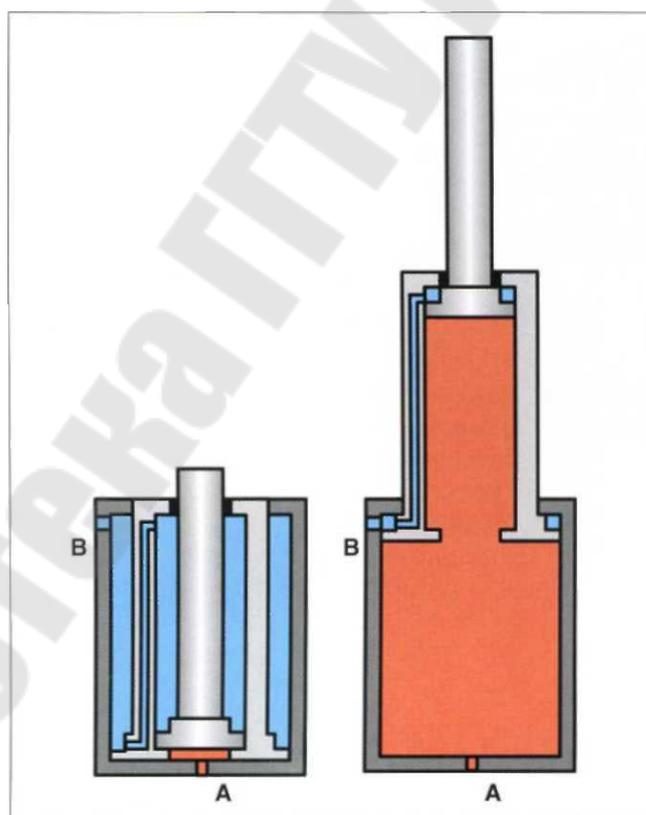


Рисунок 9.6. Телескопический гидроцилиндр двустороннего действия

В телескопических гидроцилиндрах двустороннего действия выдвижение осуществляется так же, как и в гидроцилиндрах одностороннего действия.

Последовательность втягивания отдельных секций определяется соотношением эффективных площадей поршня и действующей внешней нагрузки.

В данном случае поршень с наибольшей эффективной площадью первым возвращается в конечное положение при подводе давления через линию В.

Телескопический гидроцилиндр двустороннего действия может также выпускаться в синхронном конструктивном исполнении, в котором различные секции выдвигаются или втягиваются одновременно.

Принципы конструкции

Конструкция гидроцилиндра зависит в основном от целей его применения. Неважно, где гидроцилиндры находят свое применение – в станках, различных механизмах, гидротехническом строительстве с использованием стальных конструкций, в сталелитейном производстве или других случаях – для всех подобных задач созданы подходящие конструкции.

Типовые принципы конструкции можно пояснить на примере наиболее часто применяемых дифференциальных гидроцилиндров одностороннего и двустороннего действия.

В основном различаются два типа конструктивного исполнения:

- конструктивное исполнение с анкерной связью
- круглое конструктивное исполнение.

Тема 10. Специфика расчета гидроцилиндра. Продольный изгиб штока. Демпфирование конечного положения поршня гидроцилиндра

Продольный изгиб при осевом нагружении

При применении длинноходовых гидроцилиндров возникают специальные проблемы устойчивости.

Рассматриваются следующие расчетные группы:

- нагрузка, соответствующая неупругому выпучиванию;
- нагрузка, соответствующая упругому выпучиванию (критические пределы определяются уравнением Эйлера).

Уравнение Эйлера применимо для вычисления условий устойчивости гидроцилиндров, поскольку шток может рассматриваться как тонкий стержень.

Нагрузка, соответствующая потере продольной устойчивости (разрушающая нагрузка), и максимально допустимая нагрузка рассчитываются по формулам:

Разрушающая нагрузка

Под действием этой нагрузки шток разрушается!

Максимально допустимая нагрузка:

$$K = \frac{\pi^2 EJ}{S_K^2}, Н$$

где S_K - приведенная длина хода, мм

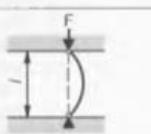
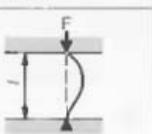
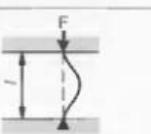
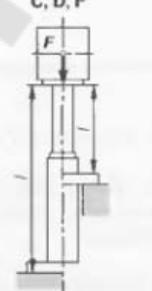
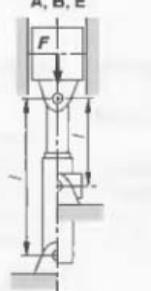
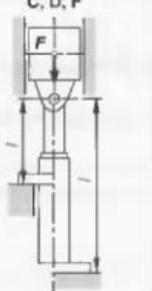
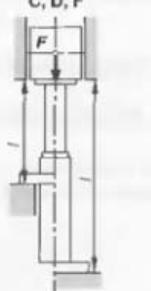
E - модуль упругости ($2,1 \cdot 10^5$ для стали), Н/мм²

J - момент инерции круглого поперечного сечения, мм⁴

S - коэффициент запаса

Приведенная длина хода может определяться в соответствии с нагрузочными вариантами Эйлера (см. таблицу 10.1). Для упрощения вычислений некоторое повышение жесткости, обеспечиваемое гильзой цилиндра, не принимается во внимание. Это обеспечивает предельные требования безопасности стандартных гидроцилиндров, установочная позиция которых обычно неизвестна.

Таблица 10.1

Вариант закрепления по Эйлеру	Вариант 1	Вариант 2 (основной)	Вариант 3	Вариант 4
	Один конец свободен, а другой жестко закреплен.	Шарниры с двух сторон.	Один конец шарнирный, а другой жестко закреплен.	Два конца жестко закреплены.
Схема				
Приведенная длина хода	$s_K = 2l$	$s_K = l$	$s_K = 0,7l$	$s_K = l/2$
Установочная позиция гидроцилиндров	Монтажные типы C, D, F 	Монтажные типы A, B, E 	Монтажные типы C, D, F 	Монтажные типы C, D, F 
Примечания			Нагрузка должна быть тщательно сцентрирована.	Не подходит, если нагрузка должна быть строго определенной

Продольный изгиб при наличии боковых нагрузок

Отдельное замечание должно быть сделано для гидроцилиндров с проушинами (вариант 2 по Эйлеру), когда они расположены горизонтально или наклонены на большой угол.

Кроме чисто сжимающих нагрузок, здесь имеет место изгиб под действием собственного веса.

Особое внимание надо обращать на тяжелые гидроцилиндры с большой величиной хода.

Демпфирование конечного положения на дне гидроцилиндра

Поршень (1) с помощью резьбовой демпфирующей втулки (2) крепится к штоку.

Коническая демпфирующая втулка (2) входит в отверстие в дне (3) гидроцилиндра и плавно перекрывает проходное сечение, через которое вытесняется жидкость из поршневой полости (4). Когда проходное сечение уменьшается практически до нуля, жидкость может вытекать только через отверстие (5) и дроссель (6), позволяющий настраивать степень демпфирования.

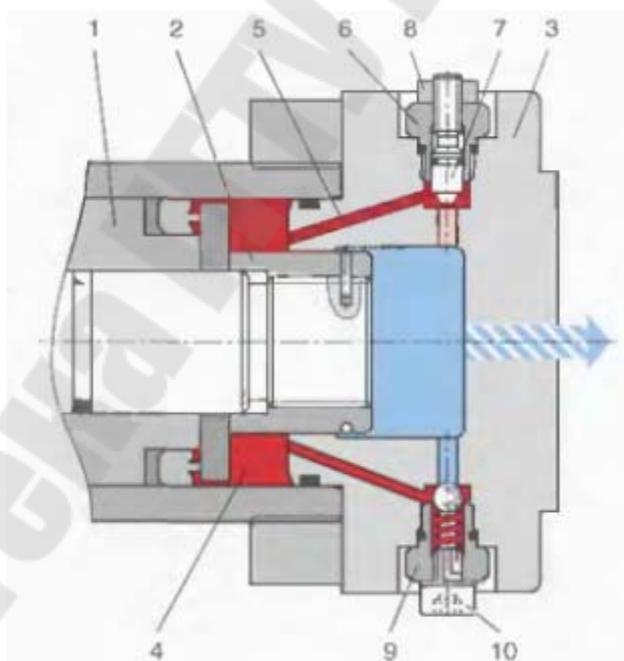


Рисунок 10.1. Настраиваемое конечное демпфирование на дне гидроцилиндра

Конструкция дросселя предотвращает возможность вывертывания винта (7) при настройке конечного демпфирования. Установленное положение дросселя фиксируется контргайкой (8).

Обратный клапан (9) свободно пропускает рабочую жидкость в полость (4) в начале рабочего хода выдвижения штока. Таким обра-

зом, обеспечивается обход дросселирующей щели. Для выпуска воздуха предусмотрен вентиляционный винт (10).

Вентиляционный винт может устанавливаться и в гидроцилиндрах без демпфирования конечного положения.

Чем меньше проходное сечение, тем больше эффективность демпфирования конечного положения.

Демпфирование конечного положения должно обеспечивать возможность контролируемой задержки (торможения) при движении штока в обе стороны. При этом величина энергии движения, которая определяется перемещаемой гидроцилиндром массой и скоростью движения, не должна превышать максимальную рабочую эффективность демпфирования.

Расчет тормозного усилия

Тормозная энергия преобразуется при демпфировании в тепло за счет дросселирования вытесняемой жидкости.

Движение выдвигания $F_B = ma + A_K p$

Движение втягивания $F_B = ma + A_{II} p$

где F_B – тормозное усилие, Н

m – передвигаемая масса, кг

a – ускорение равнозамедленного движения, м/с

$$a = v^2 / (2s)$$

V – скорость движения, м/с

s – длина пути торможения, м

A_K – площадь поршневой полости, см²

A_{II} – площадь штоковой полости, см²

P – давление, Н / см²

При вертикальной установке дополнительно к тормозному усилию F_B необходимо в соответствии с направлением движения добавлять или вычитать еще весовое усилие, состоящее из нагрузки, поршня и штока. Собственные потери гидроцилиндра на трение при этом вычислении не принимаются во внимание.

Расчет среднего демпфирующего давления

Обычно номинальное давление гидроцилиндра не должно превышать значения среднего демпфирующего давления.

$$P_D = F_B / A_D$$

P_D - среднее демпфирующее давление, Н / см²

F_B - тормозное усилие, Н

A_D - эффективная поверхность демпфирования, см²

Если в результате расчета P_D получается слишком большим, следует или увеличить длину пути торможения, или снизить рабочее давление.

РАЗДЕЛ VI. ГИДРОАППАРАТУРА И ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОАВТОМАТИКИ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКЕ

Тема 11. Гидроаккумуляторы и их применение. Фильтры и технология фильтрации рабочей жидкости.

Тема 12. Гидрораспределители. Обратные и предохранительные клапаны. Дроссели и регуляторы расхода.

Тема 13. Применение следящего гидропривода в мобильной технике

Тема 14. Техника монтажа гидроаппаратуры на мобильных с/х машинах.

Тема 11. Гидроаккумуляторы и их применение. Фильтры и технология фильтрации рабочей жидкости

Одной из основных задач гидроаккумуляторов является накопление (аккумулирование) определенного объема рабочей жидкости, находящейся под давлением.

Поскольку жидкость находится под давлением, с аккумуляторами обращаются как с напорными резервуарами, и они должны быть рассчитаны на использование в условиях максимального рабочего избыточного давления, с учетом типовых условий приемки страны, где они будут эксплуатироваться.

Для выравнивания разности давлений и повышения эффективности работы гидроаккумулятора рабочая жидкость, находящаяся в нем, подвергается воздействию сжатого газа или нагружается с помощью весовой нагрузки или пружины.

В гидроаккумуляторе весовое или пружинное усилие или сила сжатого газа определяют величину гидравлического давления, поскольку все силы находятся в равновесии.

Весовая или пружинная нагрузки применяются только для специальных случаев в промышленности и распространены

незначительно. Нагружаемые газом гидроаккумуляторы без разделительного элемента также используются крайне редко, поскольку газ растворяется в жидкости.

В большинстве гидроприводов применяются гидропневматические (нагружаемые сжатым газом) гидроаккумуляторы с разделителем сред.

По конструктивному исполнению разделителя различают баллонные, поршневые и мембранные гидроаккумуляторы, о которых будет рассказано в последующих разделах более полно.

Задачи гидроаккумуляторов

Гидропневматические аккумуляторы должны выполнять в составе гидропривода различные задачи, к которым среди прочих относятся:

- накопление энергии
- накопление запасов жидкости
- аварийное управление
- компенсация сил
- демпфирование механических импульсов
- демпфирование гидравлических ударов
- исключение пульсации потока в сливной линии
- демпфирование вибраций и ударов
- демпфирование пульсаций
- подпружинивание движущихся механизмов
- воспроизводство тормозной энергии
- поддержание фиксированного значения давления
- компенсация расходного объема (расширительный сосуд - резервуар).

За счет применения гидропневматических аккумуляторов мощность насоса может быть существенно понижена. Для этого необходимо, чтобы подача насоса за время цикла лишь несколько превышала суммарное потребление рабочей жидкости. Таким образом, при медленных перемещениях рабочая жидкость заполняет гидроаккумулятор, а в моменты ускоренных движений разница между потребляемым расходом и подачей насоса восполняется за счет гидроаккумулятора.

Применения

Повышение быстродействия (например, для станков)

За счет установки гидропневматических аккумуляторов вблизи от гидродвигателей удастся легче преодолеть инерцию столба жидкости между насосом и гидродвигателем, что способствует повышению быстродействия. Кроме того, гидроаккумуляторы позволяют сгладить пульсации расхода (например, при гармонических колебаниях).

Уменьшение времени хода

С целью повышения производительности при проведении прессовых и штамповочных работ требуются большие скорости в режиме подъема на холостом ходу, а собственно рабочий процесс происходит с небольшой скоростью и большим давлением.

В режиме холостого хода рабочая жидкость поступает в гидроцилиндр одновременно от насоса (7) низкого давления, насоса (2) высокого давления и гидроаккумулятора, что позволяет обеспечить высокую скорость.

При росте давления в конце такта холостого хода обратный клапан (А) запирается, рабочая жидкость поступает в гидроцилиндр только от насоса (2) с небольшим рабочим объемом и высоким давлением, а насос (7) заряжает аккумулятор.

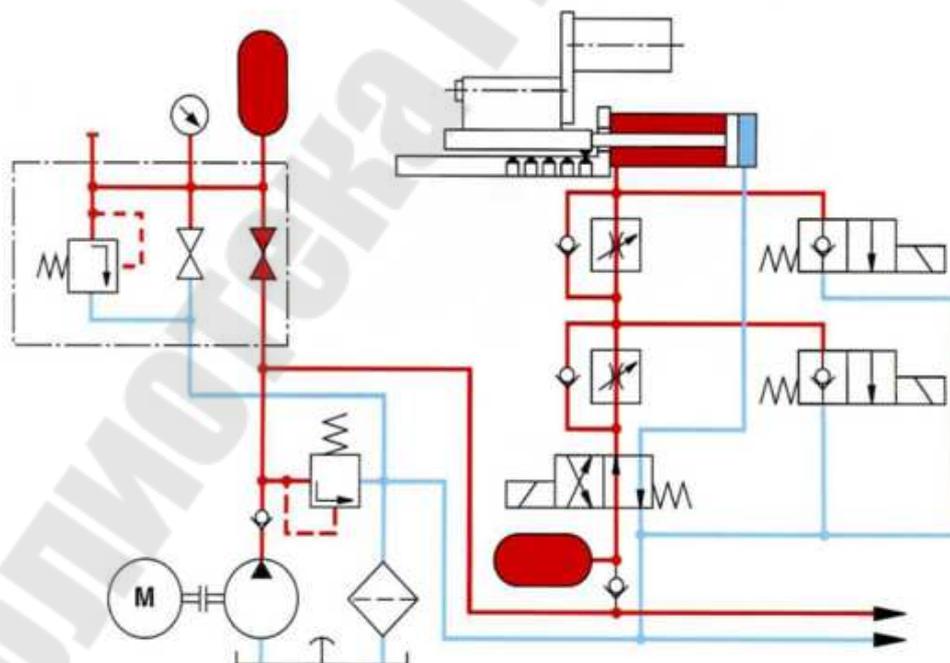


Рисунок 11.1. Накопление энергии для станков

Типы гидроаккумуляторов с разделительным элементом

Аккумуляторы обычно состоят из жидкостной и газовой камер, разделенных газонепроницаемым элементом. Жидкостная камера соединена с гидросистемой. При повышении давления газ сжимается, и жидкость входит в аккумулятор.

В гидросистемах применяются следующие типы аккумуляторов с разделителем сред:

- Баллонные
- Мембранные (диафрагменные)
- Поршневые

Баллонные аккумуляторы

Баллонные аккумуляторы содержат жидкостную и газовую камеры и баллон в качестве разделительного элемента. Жидкостная камера соединена с гидросистемой. При увеличении давления газ в баллоне сжимается, и жидкость поступает в аккумулятор. При понижении давления сжатый газ вытесняет рабочую жидкость в гидросистему. Баллонные аккумуляторы могут устанавливаться как вертикально (предпочтительно), так и горизонтально или даже наклонно (для определенных условий эксплуатации). При наклонной и вертикальной установке жидкостная камера должна располагаться снизу.

Баллонные аккумуляторы состоят из сварного или кованого корпуса (7), баллона (2), зарядного вентиля (3) и донного клапана (4). Разделение сред обеспечивается баллоном (2).

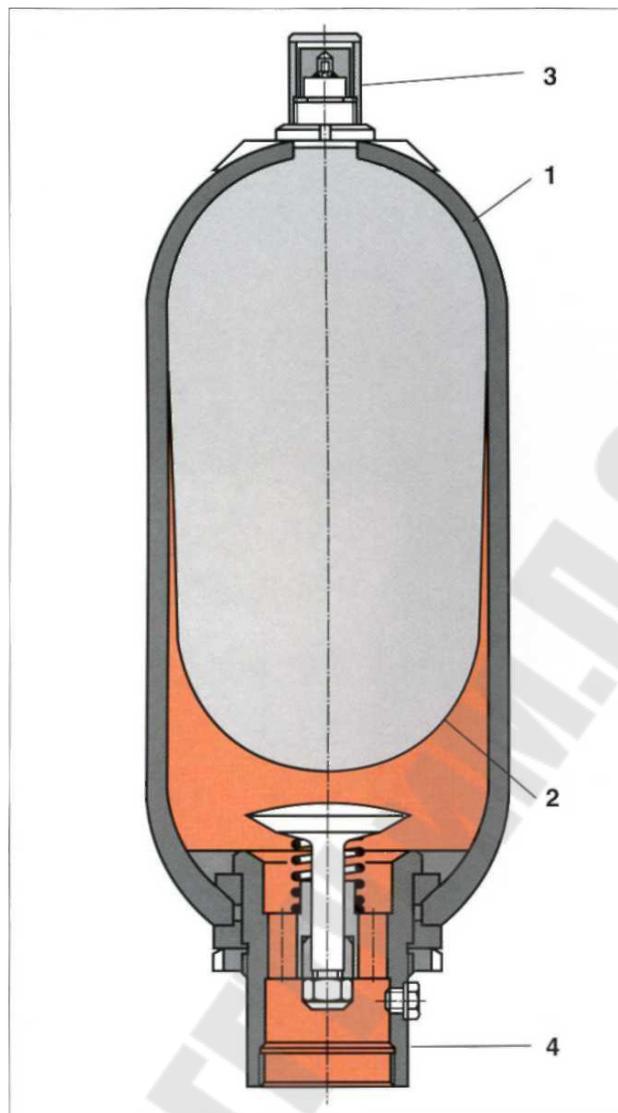


Рисунок 11.2. Баллонный аккумулятор

Мембранные (диафрагменные) аккумуляторы

Мембранные аккумуляторы состоят из высокопрочного стального сосуда, имеющего шарообразную или цилиндрическую форму. Внутри находится мембрана, изготовленная из эластичного материала (эластомера), который выполняет функцию разделительного элемента.

Применяются два типа мембранных аккумуляторов: - сварной ; - разборный.

В сварной конструкции мембрана перед сваркой запрессовывается в кольцевой паз нижней части корпуса. Специальная технология (например, электронно-лучевая) обеспечивает минимальный нагрев во избежание повреждений мембраны при сварке.

В разборной конструкции мембрана удерживается резьбовым соединением накладной гайки с верхней и нижней частями корпуса.



Рисунок 11.3. Мембранный аккумулятор

Поршневые аккумуляторы

Поршневые аккумуляторы содержат жидкостную и газовую камеры и поршень в качестве газонепроницаемого разделительного элемента. Газовая камера предварительно заполнена азотом.

Поскольку жидкостная камера соединена с гидросистемой, при повышении давления аккумулятор заполняется рабочей жидкостью, а газ сжимается. При понижении давления сжатый газ расширяется и вытесняет накопленную рабочую жидкость в гидросистему. Поршневой аккумулятор может работать в любом положении, однако вертикальное расположение (газовая полость сверху) является предпочтительным, поскольку позволяет исключить возможность осаждения имеющихся в жидкости частиц загрязнений на поршне и их попадание в уплотнения.

Конструкция поршневого аккумулятора показана на Рисунок 9.29. Основные элементы: гильза (1), поршень (2) с системой уплотнений и крышки (3 и 4) с маслоподводящим отверстием (5) и зарядным венти-

лем (6). Гильза выполняет две функции. Во-первых, она воспринимает внутреннее давление и, во-вторых, служит в качестве направляющей для поршня, являющегося разделителем между газовой и жидкостной камерами.



Рисунок 11.4. Поршневой аккумулятор

Фильтры и технология фильтрации

Фильтры – это устройства, которые удаляют твердые частицы из рабочей жидкости. Фильтры используются для отделения твердых частиц от жидкости или пыли от газа и изготавливаются из фибры или гранул.

Отфильтрованная жидкость известна также как фильтрат (это выражение не используется в гидравлике).

Материал, удаляемый при фильтрации, называют осадком.

Таблица 11.1

Размер частиц, мкм	Размер частиц, мм									
	0,0001	0,001	0,01	0,1	1	10	100	1000	10000	
Эквивалентные размеры	Ангстрем $\text{Å} = 10^{-10} \text{мм}$									
Прибор для анализа	Масс спектрометр		Электронный микроскоп		Оптический микроскоп			Видимые невооруженным глазом		
Название области частицы	Область ионов		Молекулярная область		Область субмикронных частиц		Область микрочастиц		Область макрочастиц	
Техническое название	Газовая дисперсия	жидкая	Дым		Туман		Пыль		Брызги	
	Твердые частицы		Осадок		Грязь		Тонкий песок		Песок	
Нормальная атмосферная дисперсия			Смог		Облако и сырость		туман		Морось	
Типичные дисперсии частиц и газов			Масляный туман		Легучая зола					
			Табачный дым		Углеродная пыль					
			Металлическая пыль и коллоид							
			Дым аммония-алюрида		Цементная пыль					
			Серный дым		Морской песок					
			Сажа		Сернистый газ		Пылевидный уголь			
			Дым окислов железа		Пигменты красок		Рудные сточные воды			
			Коллоидальный синтетический		Порошок талька					
			Атомизированное сухое молоко		Спирты		Цветочная пыльца			
			Щелочная пыль		Мука					
		Атмосферная пыль		Кристаллы морской соли		Капли тумана		Капли жидкости		
		Толпычные туманы		Вдыхаемые частицы						
		Вирусы		Красные кровяные тельца/Бактерии				Человеческие голоса		

Конструкция системы фильтрации зависит от характеристик и требований к очищаемым жидкостям. Рабочие жидкости должны быть способны выполнять в полном объеме следующие основные функции:

- Передача давления и силы
- Смазка
- Стабилизация температуры

Методы фильтрации

1. Гравитационные фильтры

В гравитационных фильтрах жидкость проходит через фильтр под действием своего собственного веса.

Этот метод не используется в гидравлических и смазочных устройствах. Он используется только при производстве питьевой воды, обогащении породы в горнорудной промышленности и очистке специальных жидкостей (фильтры с гравием, бумажные фильтры).

2. Напорные фильтры

В напорных фильтрах жидкость проталкивается перепадом давлений через фильтроматериал из загрязненной полости в чистую.

Этот процесс используется для фильтрования рабочих жидкостей гидроприводов.

В фильтрующих прессах жидкость выдавливается из твердых частиц механическими силами. Твердые частицы остаются в прессе, образуя выжимку.

Этот метод не используется в гидравлике. Его основная область применения – пищевая промышленность.

3. Центрифуги

В центрифугах для отделения твердых частиц от жидкости применяется центробежная сила.

Каждый из этих методов может использоваться в производстве охлаждающих эмульсий

Конструкция фильтроэлемента

Конструкция фильтроэлементов различна у различных производителей. В простейшем бумажном фильтроэлементе фильтрующий пакет не имеет подложки из металлической сетки, и под действием большого перепада давлений гофры фильтра сжимаются. Следовательно, пропускная способность гофрированного пакета уменьшается, и многие слои не используются в фильтровальном процессе.

Более качественные фильтроэлементы имеют многослойный фильтрующий пакет. Это позволяет повысить жесткость фильтроэлемента, его сопротивляемость пикам давления и переменным потокам.

В качестве опорного материала должна устанавливаться сетка, исключающая возможность выдавливания фильтроматериала в ее ячейки, что приводит к снижению пропускной способности фильтра.

Фильтроэлементы должны устанавливаться обслуживающим персоналом очень тщательно в соответствии с инструкциями. Если фильтроэлемент деформируется или протаскивается через острые кромки при установке, это может привести к его повреждению, в результате которого фильтр становится неэффективным.

Высококачественные фильтроэлементы должны иметь следующие характеристики:

- Высокую устойчивость к перепаду давлений
- Постоянство коэффициента эффективности фильтрования ((3-фактор) в широком диапазоне перепада давлений

- Подходящую тонкость фильтрации для всех классов чистоты
- Хорошую грязеемкость
- Большую площадь фильтрующей поверхности
- Длительный срок службы.

Типы фильтров

1. Всасывающие фильтры

Гидросистемы должны комплектоваться всасывающим фильтром, если имеется опасность повреждения насоса крупными частицами загрязнений.

Это особенно важно в следующих случаях:

- Несколько гидросистем питаются от одного насоса
- Бак не может быть тщательно очищен из-за его конфигурации.

Всасывающий фильтр может защитить только насос. Требуемая защита от износа может быть достигнута лишь путем установки фильтров в напорной или сливной линиях, а также в ответвлении/

Из-за ограниченной всасывающей способности насосов, перепад давлений на фильтре должен быть небольшим, следовательно требуется установка фильтров с большой площадью фильтрующей поверхности. В дополнение настойчиво рекомендуется установка перепускного клапана и индикатора загрязненности.

В этой связи всасывающими фильтрами обычно задерживаются лишь частицы, размер которых превышает 100 мкм. Для гидростатических приводов возможно обеспечить тонкость фильтрации на всасывании до 20 мкм.

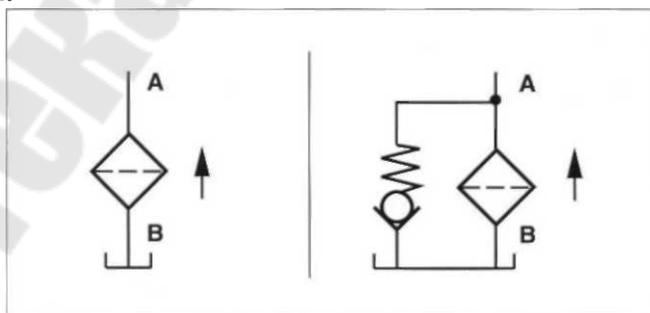


Рисунок 11.5. Условное обозначение всасывающего фильтра: слева - без перепускного клапана, справа - с перепускным клапаном

2. Напорные фильтры (линейные)

Напорные фильтры устанавливаются или прямо после насоса (фильтрование полного потока насоса - фильтры главного потока),

или в параллельной цепи (перепускные фильтры) непосредственно перед защищаемым компонентом.

Корпусные детали напорных фильтров должны выдерживать системное давление. Для фильтров низкого давления – это приблизительно 25 бар; фильтры, рассчитанные на более высокие давления, называют фильтрами высокого давления.

Этот тип фильтра используется для обеспечения работоспособности гидравлических компонентов, расположенных после насоса, следовательно он должен располагаться как можно ближе к защищаемым компонентам.

При решении вопроса о целесообразности применения напорного фильтра необходимо оценить следующие обстоятельства:

- Наличие компонентов, особенно чувствительных к засорению (например, дросселирующих гидрораспределителей или управляющих аппаратов).

- Наличие очень дорогих компонентов (длинноходных гидроцилиндров, дросселирующих гидрораспределителей, гидромоторов), предельно важных для безопасности гидропривода

- Величина и стоимость времени простоя.

Целесообразность использования напорного фильтра в качестве средства безопасности или в качестве рабочего фильтра гидросистемы

Напорные фильтры выполняют следующие задачи: Рабочие фильтры

- Защита компонентов от износа

- Поддержание желаемого класса чистоты.

- Фильтры безопасности

- Обеспечение работоспособности компонентов Фильтры безопасности используются только вместе с рабочими фильтрами.

Напорные фильтры должны всегда иметь индикатор загрязненности. Для установки перед особенно ответственными компонентами следует использовать только напорные фильтры без перепускного клапана. Такие фильтры должны комплектоваться фильтроэлементом, способным выдерживать большие перепады давлений.

Фильтр состоит из следующих основных составных частей: головки (1) с ввертным корпусом (2) и фильтроэлемента (3). Основная модель не содержит перепускного клапана; отверстие (4) для установки индикатора загрязненности обычно имеется.

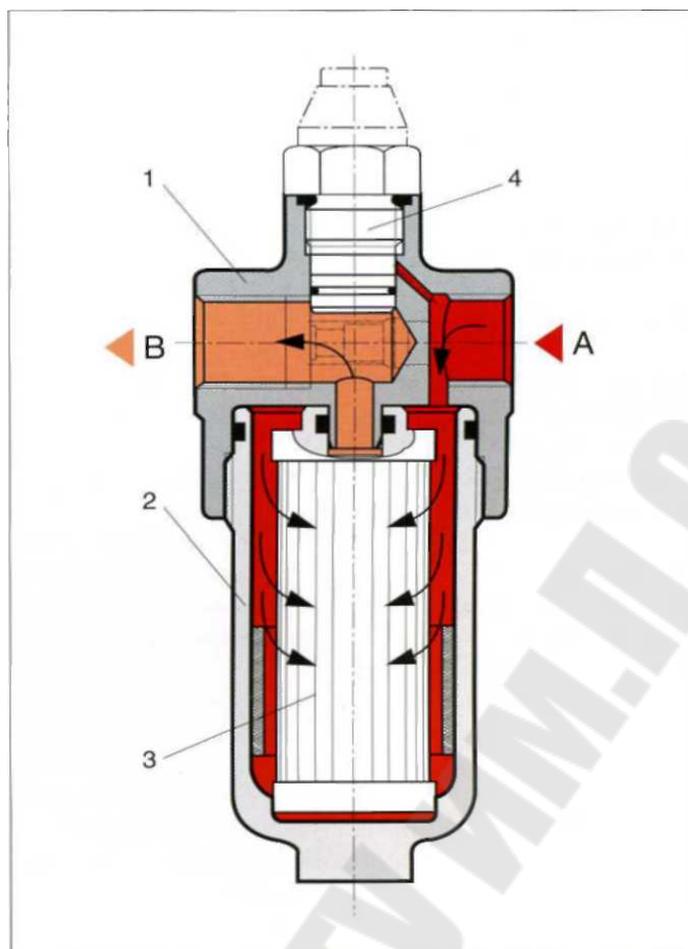


Рисунок 11.6. Поперечный разрез линейного фильтра

Сливные фильтры, встраиваемые в бак

Фильтры устанавливаются в конце сливных линий и встраиваются в баки. Это значит, что фильтруется рабочая жидкость, возвращающаяся из системы в бак. Следовательно, все загрязнения, попадающие в рабочую жидкость или появляющиеся в процессе работы гидросистемы, удаляются перед сливом в бак.

При выборе размера фильтра следует принимать во внимание максимально возможный поток рабочей жидкости.

Для предотвращения вспенивания рабочей жидкости необходимо обеспечить вывод сливного потока из фильтра под уровень масла в баке во всех эксплуатационных условиях. При этом на выходе из фильтра может потребоваться установка трубы, расстояние которой от дна бака должно быть не менее 2-3 ее диаметров.

Фильтр монтируется с помощью фланца (1) на крышке бака. Корпус (2) и отводное отверстие входят прямо в бак. Большим преимуществом этого фильтра является легкость доступа и, следовательно, – легкость техобслуживания.

Фильтроэлемент (5) может быстро и просто заменяться после демонтажа крышки (3).

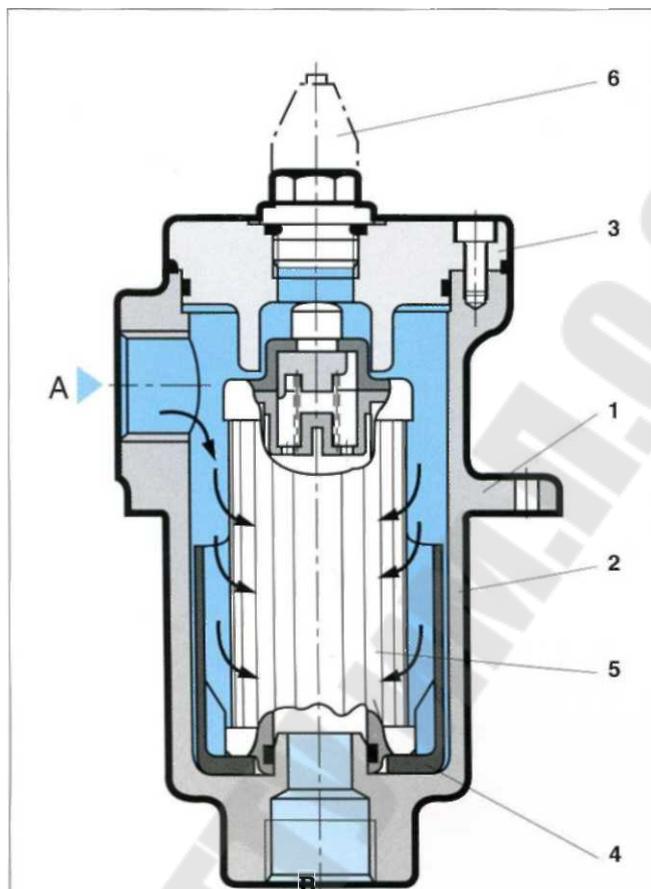


Рисунок 11.7. Схема установки сливного фильтра, встраиваемого в бак

Важно, чтобы фильтроэлемент (5) был расположен внутри сборника загрязнений (4). При демонтаже фильтроэлемента загрязненный сборник извлекается вместе с ним. Это предотвращает возможность попадания загрязнений в бак. В крышке фильтра обычно предусматривается отверстие для подключения индикатора загрязненности (6).

Для исключения потерь времени на профилактические работы применяют сдвоенные фильтры, в которых включены параллельно два фильтра. Таким образом, переключив поток рабочей жидкости на второй фильтр, можно заменять фильтроэлемент в первом без остановки оборудования.

Заливные и воздушные фильтры (сапуны)

В прошлом этим фильтрам уделялось недостаточное внимание в гидросистемах. В настоящее время они считаются чуть ли не самыми

главными компонентами в системах фильтрации. Большое количество загрязнений попадает в гидросистему через применяемые в ней устройства вентиляции. Конструктивные меры, например такие, как наддув баков, обычно слишком дороги по сравнению с вариантом установки современных высокоэффективных сапунов.

В зависимости от требуемого класса чистоты, сапуны могут комплектоваться различными заменяемыми элементами.

Заливные фильтры с сапунами обычно содержат воздушный фильтр (1) для очистки воздуха, проходящего в бак, и заливочную сетку (3) для задержания больших частиц при заполнении бака. Воздушные фильтры имеют различные степени фильтрации в соответствии со стандартом Setop RP 70, который рекомендует устанавливать одинаковые степени фильтрации для гидросистемы и воздуха.

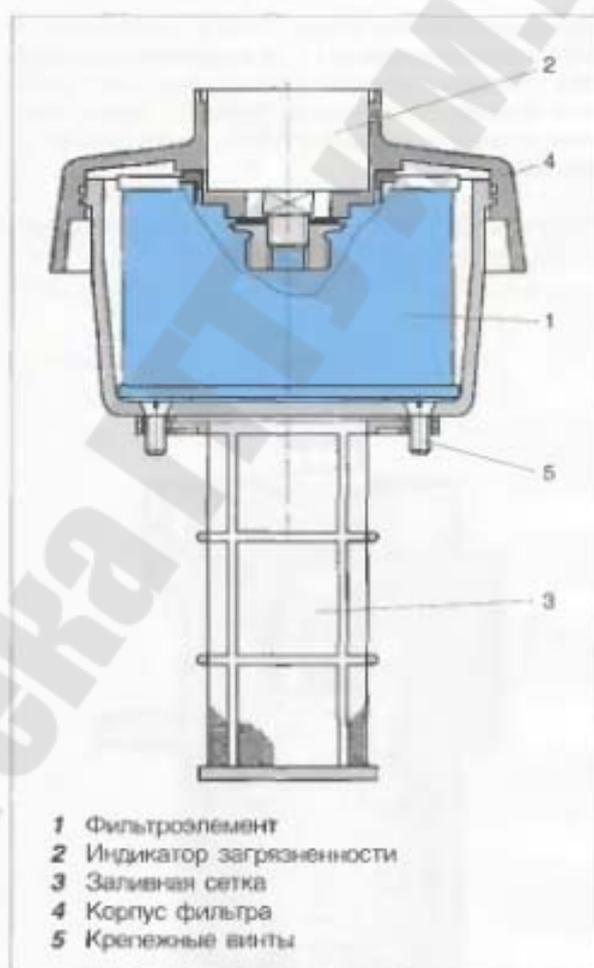


Рисунок 11.8 Заливной фильтр с сапуном

Тема 12. Гидрораспределители. Обратные и предохранительные клапаны. Дроссели и регуляторы расхода

Обратные клапаны

Обратные клапаны используются в гидросистемах для запира-ния потока рабочей жидкости, движущегося в одном направлении, и свободного пропускания обратного потока. Они известны также как невозвратные клапаны.

Обратные клапаны имеют седельные опорные поверхности и, следовательно, обеспечивают полную герметичность. В качестве за-порного элемента применяются шарики, пластины или конусы, в том числе с эластичными уплотнениями.

Производство шариков достаточно экономично, однако шарик в процессе эксплуатации незначительно деформируется и может пово-рачиваться в месте контакта с седлом. С течением времени это может привести к потере герметичности. Чтобы посадочное место под дей-ствием усилия пружины или потока рабочей жидкости не получало местных повреждений, шарик нуждается в дополнительных направ-ляющих устройствах.

Направляющие устройства поддерживают одно определенное положение шарика. После непродолжительной эксплуатации шарик прирабатывается к седлу и обеспечивает полную герметизацию. Про-изводство других запорных элементов технически более сложно по сравнению с производством шариков.

Тарельчатые клапаны с эластичным уплотнением применяются только в зоне небольших рабочих давлений и скоростей потока, одна-ко их существенным преимуществом является отсутствие жестких требований к точности обработки.

В соответствии с областью применения обратные клапаны мож-но подразделить на следующие три группы:

-Простейшие обратные клапаны

-Управляемые обратные клапаны (гидрозамки)

-Клапаны наполнения (антикавитационные клапаны).

Обратные клапаны имеют исполнения по присоединению (мон-тажу):

- резьбовое
- стыковое
- фланцевое
- встраиваемое

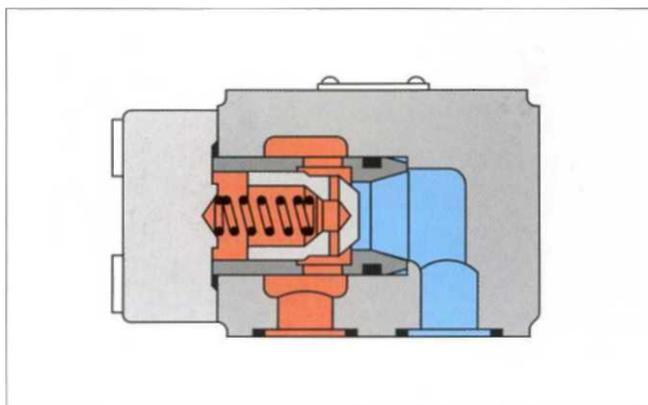


Рисунок 12.1. Обратный клапан стыкового присоединения



Рисунок 12.2. Обратный клапан модульного монтажа



Рисунок 12.3. Обратный клапан встраиваемого монтажа

Гидрораспределители

Действие и назначение

Гидрораспределители служат для управления запуском, остановом и изменением направления потока рабочей жидкости под давлением.

Специальные характеристики

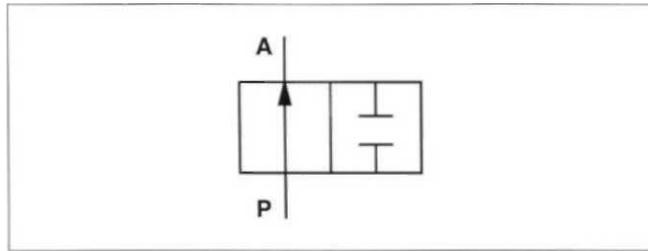


Рисунок 12.4. 2/2-гидрораспределитель

Обозначение гидрораспределителей определяется в зависимости от количества основных гидролиний (не включая линии управления) и количества позиций.

Гидрораспределитель с двумя гидролиниями и двумя позициями обозначается как 2/2-гидрораспределитель.

Гидрораспределитель с четырьмя гидролиниями и тремя позициями обозначается как 4/3-гидрораспределитель.

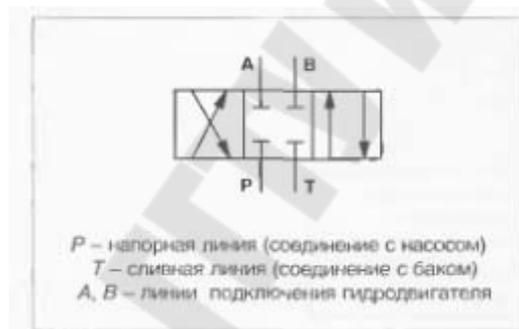
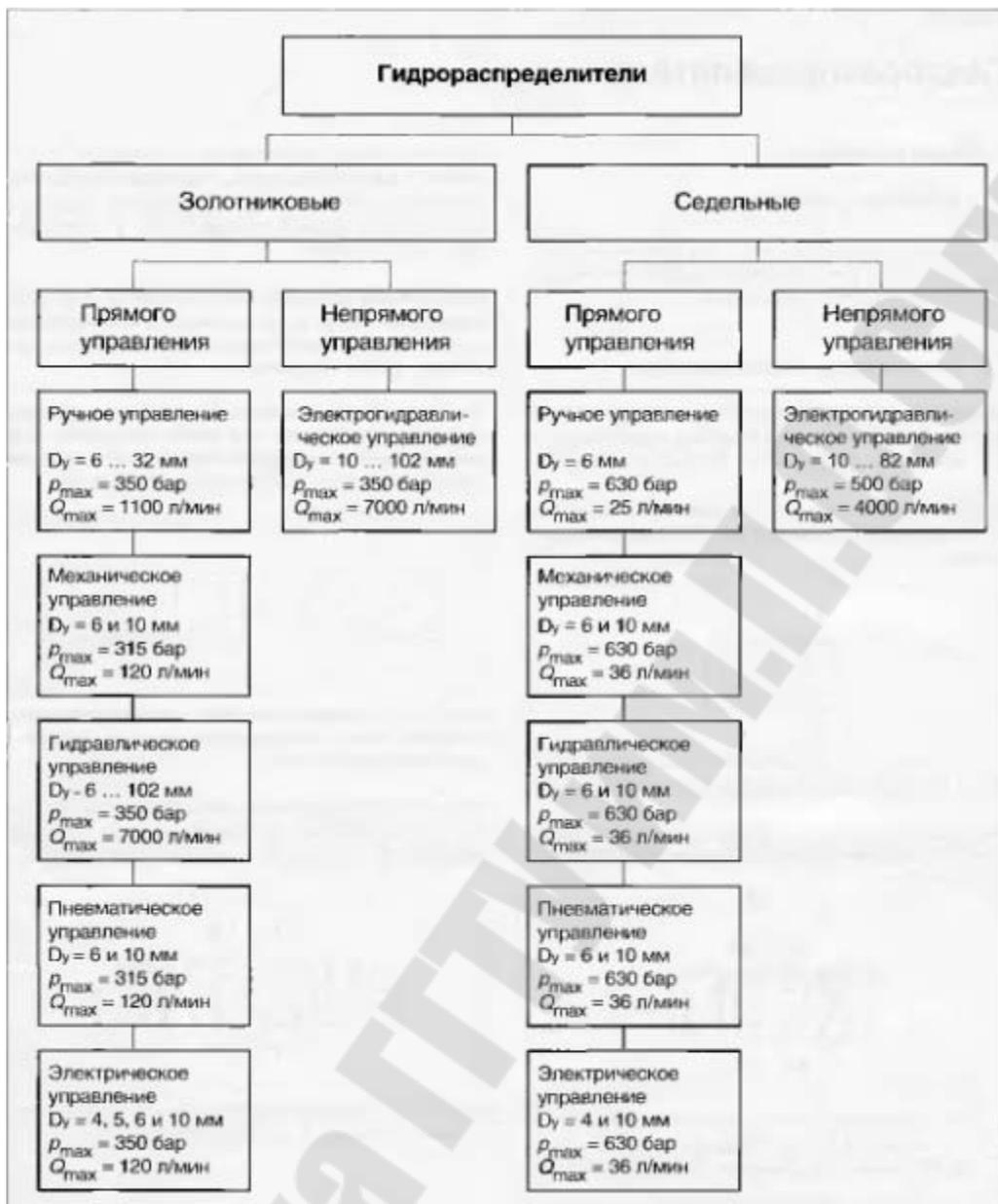


Рисунок 12.5. 4/3-гидрораспределитель с указанием назначения гидролиний

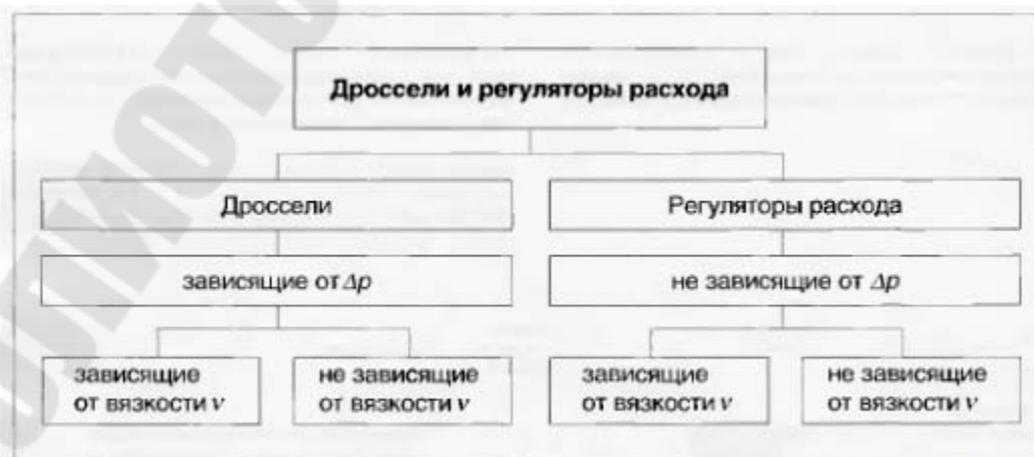
Характеристики гидрораспределителей

Эксплуатационные качества гидрораспределителя оцениваются по следующим критериям:

- предел динамической характеристики
- предел статической характеристики
- потери давления
- утечки (для гидрораспределителей золотникового типа)
- быстрдействие (время переключения).



Дроссели и регуляторы расхода



Общие положения

Дроссели и регуляторы расхода используются для изменения скорости движения гидродвигателей путем изменения открытия (увеличения или уменьшения) дроссельного проходного сечения.

Делители расхода реализуют специальную функцию: они разделяют входной поток на две или более частей. В зависимости от свойств дроссели и регуляторы расхода могут быть подразделены на 4 группы

Дроссели

Расход рабочей жидкости через дроссели зависит от разности давлений и позиции дросселя, т.е. при большей разности давлений проходит больший расход.

Во многих случаях управления, где постоянство расхода (скорости) несущественно, используют только дроссели, поскольку регуляторы расхода слишком сложны для этих целей.

Дроссели используются в случаях:

- где имеется постоянное рабочее сопротивление
- где изменение скорости допустимо или даже желаемо при изменении нагрузки.

Необходимо также отметить, что поток увеличивается, когда среда становится более жидкой.

Зависит или практически не зависит расход от вязкости, определяется типом дросселя.

Дроссели, зависимые от вязкости рабочей жидкости

Дроссели резьбового монтажа

Через радиальные отверстия (7) в корпусе (2) рабочая жидкость поступает к дросселирующей щели (3) между корпусом и дросселирующей втулкой (4). Путем поворота втулки может бесступенчато регулироваться кольцевое проходное сечение дросселирующей щели. Дросселирование имеет место в обоих направлениях.

Если требуется дросселировать поток только в одном направлении, необходим дополнительный обратный клапан.

В направлении дросселирования жидкость подводится справа к обратному клапану (5) и прижимает его к седлу. Процесс дросселирования происходит, как в дросселе.

В противоположном направлении (слева направо) поток воздействует на переднюю поверхность обратного клапана, заставляя его отойти от седла. Рабочая жидкость свободно проходит через аппарат.

Одновременно часть жидкости проходит через кольцевую щель, обеспечивая эффект самоочистки.

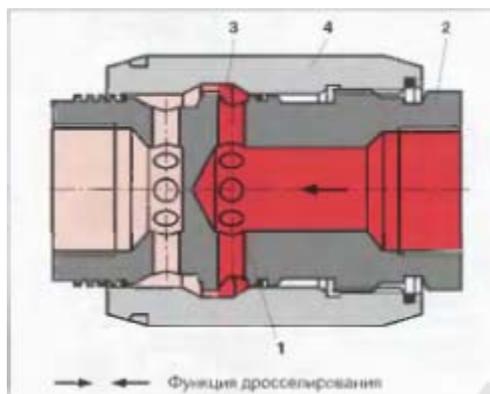


Рисунок 12.6. Дроссель резьбового монтажа

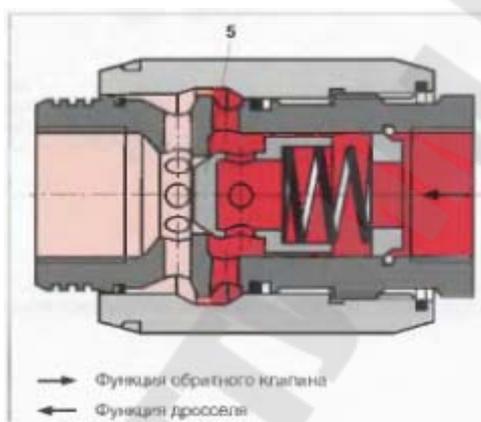


Рисунок 12.7. Дроссель с обратным клапаном резьбового монтажа

Дроссели и дроссели с обратными клапанами ввертного и вставного монтажа

Дроссели и дроссели с обратным клапаном патронного исполнения в стандартной версии не имеют собственного корпуса с соединительными линиями. Эти аппараты ввинчиваются или вставляются в соответствующие расточки монтажных плит или гидроблоков, в которых выполнены соответствующие соединения.

В случае размещения в монтажной плите эти аппараты могут соединяться с другими с помощью каналов (например, сверлений).

Если они ввернуты или вставлены в соответствующий корпус, могут быть получены аппараты резьбового, фланцевого, стыкового или модульного монтажа.

Таким образом, патронные аппараты могут использоваться в самых разнообразных случаях без какого-либо конструктивного изменения.

Дроссель с обратным клапаном содержит вставной патрон (1), корпус (2) с маховичком настройки (3), дросселирующую втулку (4) и обратный клапан (5) с пружиной (6).

Дросселирующая щель образуется втулкой (4) с фасонным отверстием (7) и кромкой обратного клапана (5). При повороте маховичка настройки дросселирующая втулка перемещается вертикально и изменяет величину проходного сечения.

Поток рабочей жидкости свободно (без дросселирования) через обратный клапан.

Путевые (тормозные) дроссели

Дроссели с механическим приводом (рычаг с роликом, плунжер, толкатель с роликом) применяются для путевого регулирования движения, мягкого торможения или ускорения гидравлически приводимых узлов.

Путевой дроссель имеет нормально открытый основной дроссель (2), вспомогательный дроссель с фиксированной настройкой (7) и обратный клапан (6).

В корпусе (1) основной дроссель (2) смещается в исходное положение пружиной (3).

В исходном положении в зависимости от исполнения по гидросхеме соединение линий *A-B* открыто или закрыто.

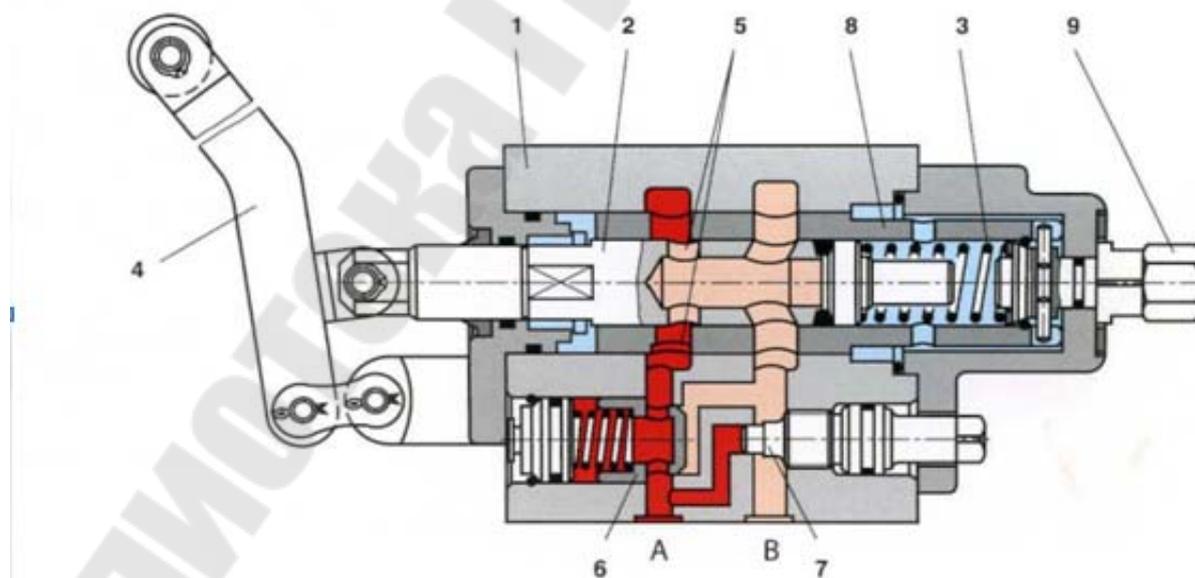


Рисунок 12.8. Путевой дроссель с управлением от рычага с роликом

Тема 13. Применение следящего гидропривода в мобильной технике

Автоматика в гидронавесных системах тракторов

Раздельно-агрегатные гидронавесные системы тракторов состоят из двух основных частей: гидравлической системы и механизма навески. В гидравлической системе применяют ряд автоматических систем и узлов: предохранительные и перепускные клапаны, разрывные и запорные муфты, гидромеханические ограничители хода поршня в силовом цилиндре, автоматы возврата золотника распределителя в нейтральное положение, устройства для компенсации бокового и радиального зазоров в шестеренчатых масляных насосах и др.

Все более широкое распространение на тракторах получают объединенные гидросистемы, обеспечивающие управление гидроцилиндрами навески, выносными цилиндрами, тормозами, поворотом управляемых колес, трансмиссией, а также смазывание узлов. Такие системы имеют общую емкость для рабочей жидкости, устройства ее фильтрации и охлаждения и состоят из контуров высокого и низкого давлений.

Совершенствование подобных систем идет по следующим направлениям: а) применение автоматического регулирования давления по наиболее нагруженному потребителю; б) создание гидроаппаратуры управления несколькими потоками рабочей жидкости от одной рукоятки и использование систем дистанционного управления; в) применение автоматического суммирования потоков жидкости различных насосов постоянного рабочего объема; г) создание систем автоматического контроля и регулирования условий всасывания насосов, параметров рабочей жидкости, а также автоматической сигнализации состояния фильтров и автоблокировки, предотвращающей работу гидроагрегатов на загрязненной жидкости.

В механизмах навески для повышения надежности и безопасности работы применяются автоматические сцепные устройства. Так, на тракторах МТЗ устанавливается автосцепка, представляющая закрепленную на тягах механизма навески специальную рамку. Автосцепка позволяет трактористу, не выходя из кабины, производить присоединение или отсоединение навесных машин и орудий.

Составной и важной частью гидравлических систем современных тракторов являются автоматические регуляторы глубины обработки почвы. Различают следующие способы регулирования глубины обработки: высотный, позиционный, силовой, комбинированный. При

высотном способе глубина обработки задается положением опорного колеса орудия, которое при движении копирует рельеф опорной поверхности. Позиционное регулирование заключается в автоматическом поддержании заданного положения орудия относительно остова трактора. Оно применяется для навесных машин и орудий, у которых рабочие органы находятся над почвой (разбрасыватели удобрений, косилки и т.д.), или при обработке ровных участков. Силовой способ, получивший наибольшее распространение при работе с почвообрабатывающими орудиями, состоит в автоматическом поддержании заданного тягового сопротивления орудия. Этот способ обеспечивает хорошее качество обработки однородных почв независимо от рельефа поля. При этом нагрузка двигателя постоянна.

Для обработки почв с переменным удельным тяговым сопротивлением с целью обеспечения равномерности глубины обработки применяется сочетание различных способов, т. е. комбинированное регулирование. При сочетании силового и позиционного регулирования достигается улучшение агротехнических показателей за счет одновременного поддержания заданных тягового сопротивления орудия и его положения относительно трактора. Это происходит следующим образом. Если удельное сопротивление почвы изменяется, в цепи силового регулирования возникает сигнал на перемещение орудия для сохранения заданного сопротивления. Одновременно с началом перемещения вступает в действие позиционное регулирование, и при этом устранение сигнала рассогласования происходит сразу двумя способами. Цепь силового регулирования обрабатывает только часть сигнала рассогласования, и из-за вступления в действие позиционной цепи орудие перемещается на меньшее расстояние, чем только при силовом регулировании. Этим повышается качество работы, так как снижаются колебания глубины обработки.

При сочетании силового и высотного способов улучшение равномерности хода рабочих органов орудий достигается путем установки опорного колеса, которое препятствует заглублению орудия на участках почвы с пониженным удельным сопротивлением.

Рассмотрим основные требования к САР глубины обработки почвы. При пахоте нужно, чтобы рабочие органы плуга (нижние обрезы лемехов) копировали рельефы дна борозды и поля. Считается, что при выполнении этого требования будет выдерживаться постоянная глубина вспашки. Однако это верно только при ровной поверхности поля. В случае неровной поверхности у систем, работающих по такому принципу, происходит копирование микро-, мезо- и макроне-

ровностей поля, при этом образуется неровное дно борозды, что приводит к неодинаковым условиям для развития семян.

Системы, удовлетворяющие только такому требованию к качеству вспашки по глубине, как выровненность дна борозды, также не соответствуют агротехническим требованиям, так как не реагируют на внешние возмущения и толщина слоя почвы над дном борозды получается различной, а это существенно сказывается на развитии растений.

Оба противоречивых требования можно удовлетворить только при создании оптимальной САР, которая точно копирует поверхность поля с большой длиной неровностей (20 м и более), т. е. реагирует на изменение макрорельефа поля и полностью отфильтровывает высокочастотные колебания, связанные с микрорельефом (с длиной неровностей 1,4 м и менее). Средние по частоте колебания, вызванные изменениями мезорельефа (длина неровностей 1,4...20 м), должны пропускаться системой с некоторыми искажениями, тем большими, чем меньше длина неровностей. В результате такой работы получаются достаточно ровные дно борозды и поверхность поля.

Наиболее полно агротехническим требованиям удовлетворяет высотный способ регулирования по координате $z(x)$ глубины обработки почвы. Однако существующие системы, у которых плуг заглубляется под влиянием равнодействующей R_z сил сопротивления, а удерживается на заданной глубине опорным колесом, не всегда соответствуют указанным требованиям. В этих системах (рисунок 13.1) цикл регулирования замкнут двумя отрицательными обратными связями, одна из которых действует через опорное колесо (при попытке заглубления больше заданного эта обратная связь, воздействуя на плуг, не дает ему заглубляться). При попытке выглубления действует вторая отрицательная обратная связь веса плуга. Так как почва имеет разную твердость и плотность, на мягких, рыхлых грунтах опорное колесо начинает «тонуть», а на твердых – «зависать», что приводит к повышенным отклонениям глубины обработки. С целью включения указанных недостатков разрабатываются высотные системы с параметрическим воздействием, в которых используются первичные преобразователи в виде копирующего колеса или ползка. Такая система (рисунок 13.2) работает следующим образом.

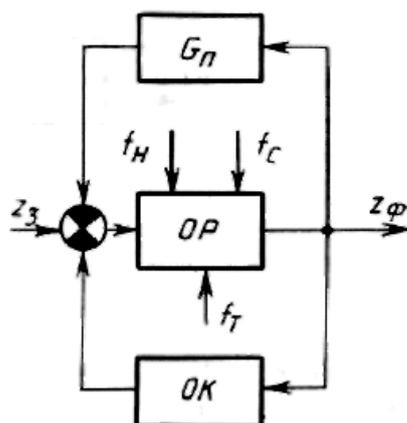


Рисунок 13.1 Функциональная схема серийной высотной системы регулирования глубины обработки почвы:

OP – плуг; *OK* – опорное колесо плуга; G_n – вес плуга; z_3 , z_ϕ – заданная и фактическая глубина обработки; f_n , f_c , f_m – возмущающие воздействия на плуг соответственно от неровностей поля, изменения удельного сопротивления почвы, от колебаний трактора.

При отклонении глубины вспашки H в сторону увеличения качающаяся планка 4 с ползунком под действием пружины 5 отклонится и переместит золотник гидромеханического усилительно-преобразовательного устройства /. Масло под давлением начнет поступать в нижнюю полость гидроцилиндра 2. Перемещение поршня вверх снизит заглубление плуга 3, при этом по мере его выглубления поворот качающейся планки с ползунком приведет к перемещению золотника в нейтральное положение. При уменьшении глубины обработки система будет действовать в обратном направлении. Задание глубины обработки производится винтом 6, который при вращении может изменять исходное положение качающейся планки с ползунком.

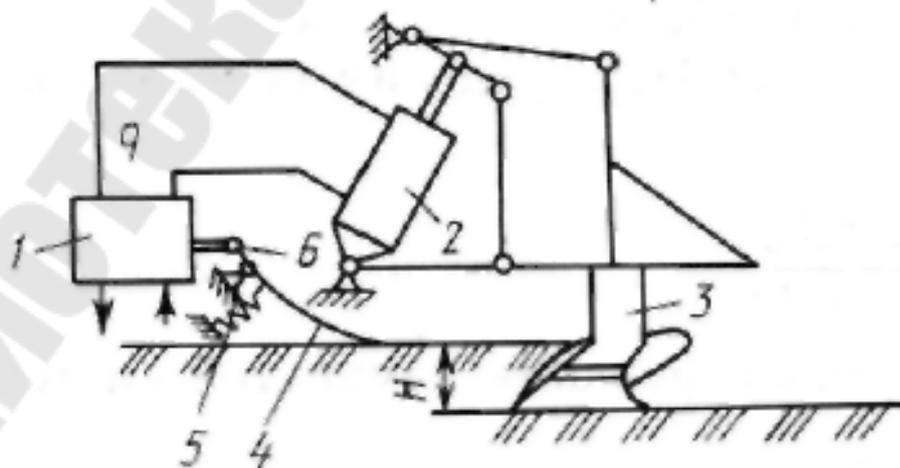


Рисунок 13.2 Принципиальная схема высотной САР глубины обработки почвы с параметрическим воздействием

Функциональная схема рассматриваемой системы будет иметь вид, представленный на рисунке 13.3. Возмущающими воздействиями $f(t)$ объекта управления являются неровности поверхности поля и вертикальные колебания плуга, возникающие при движении агрегата.

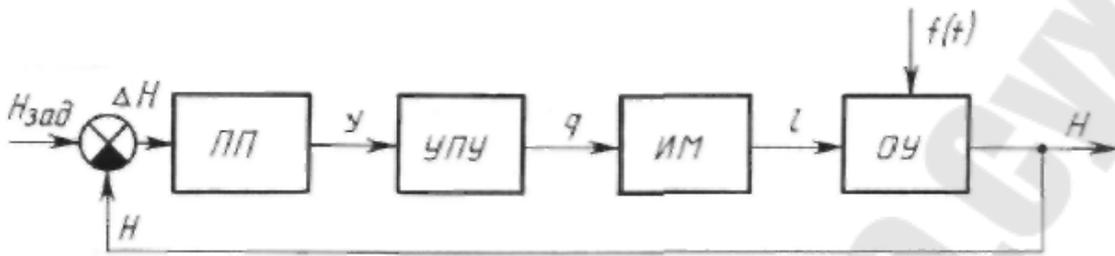


Рисунок 13.3 Функциональная схема высотной САР глубины обработки:
 ПП – качающаяся планка с ползунком; УПУ – гидромеханический усилитель; ИМ – гидроцилиндр; ОУ – плуг; H – глубина пахоты; y – перемещение золотника; q – поток масла, пропорциональный y ; l – перемещение штока гидроцилиндра.

Объект управления (плуг) обладает значительной массой и определенной инерционностью при возникновении усилий, направленных на его перемещение, а связь между перемещением штока поршня и глубиной вспашки плуга может быть представлена дифференциальным уравнением первого порядка. В идеальном случае плуг может быть представлен апериодическим звеном

$$W_{o.y.}(s) = \frac{k_o}{T_o s + 1}$$

Первичный преобразователь является обычным рычажным устройством и с учетом допущения, что при небольших скоростях движения его вынужденные колебания незначительны, может быть описан как пропорциональное звено: $W_{n.n.}(s) = k_n$.

Золотниковый гидромеханический усилитель представляет нелинейное звено со статической характеристикой «зона нечувствительности и насыщение». Если предположить, что работа усилителя ведется на линейном участке, его можно представить также пропорциональным звеном $W_y(s) = k_y$.

Исполнительный механизм представляет интегрирующее звено, так как перемещение штока при подаче на вход потока рабочей жидкости изменяется во времени по линейному закону: $W_{u.m.}(s) = k_u / s$.

Построив структурную схему системы (рис. 13.4), определим передаточную функцию разомкнутой САР:

$$W_{раз}(s) = \frac{k_n k_y k_n k_o}{s(t_o s + 1)}$$

Обозначим $k_n k_y k_u k_o = k_1$, тогда передаточная функция замкнутой системы

$$W(s) = \frac{k_1}{s(T_o s + 1) + k_1}$$

Для дальнейшего анализа работоспособности САР нужно знать значения передаточных коэффициентов и постоянной времени объекта управления. Так, например, по данным Н.И. Бохана и И.С. Нагорского, для агрегата, состоящего из трактора К-701 и плуга ППП-7-40, $k_1 = 6 \text{ мм}/(\text{мм} \cdot \text{с})$, $T_o = 0,08 \text{ с}$.

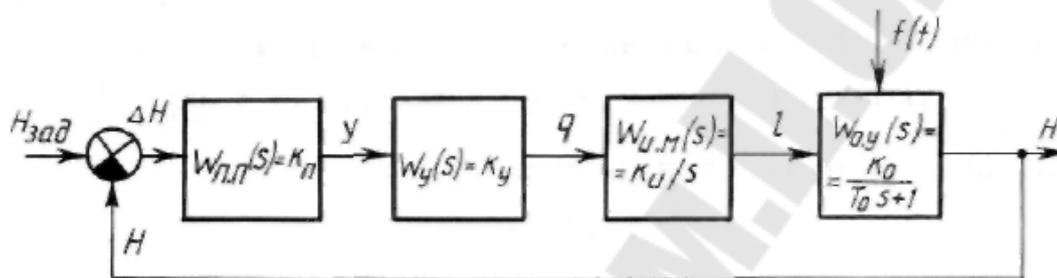


Рисунок 13.4 Структурная схема высотной САР глубины обработки почвы

Тогда

$$W_{\text{раз}}(s) = \frac{6}{s(0,08s + 1)};$$

$$W(s) = \frac{6}{0,08s^2 + s + 6} \quad (13.1)$$

Исследования такой системы показывают, что она будет устойчивой при любых значениях коэффициента усиления регулятора. Определим показатели качества регулирования прямым методом, т. е. решением дифференциального уравнения движения системы и построением кривой переходного процесса.

По передаточной функции (13.1) можно записать дифференциальное уравнение движения:

$$0,08 \frac{d^2 \Delta H(t)}{dt^2} + \frac{d\Delta H(t)}{dt} + 6\Delta H(t) = 6y(t) \quad (13.2)$$

где $\Delta H = H_{\text{зад}} - H$; H , $H_{\text{зад}}$ – соответственно действительная и заданная глубина вспашки.

Начальные условия нулевые, т. е.

$$\Delta H(0) = 0, \quad \frac{d\Delta H(0)}{dt} = 0.$$

Решая характеристическое уравнение уравнения (13.2), определим его корни:

$$\lambda_{1,2} = -6,75 \pm 5,25j.$$

Так как корни характеристического уравнения комплексные с отрицательной вещественной частью, общее решение однородного дифференциального уравнения будет иметь вид

$$\Delta H'(t) = e^{-6,75t} (C_1 \cos 5,25t + C_2 \sin 5,25t).$$

Частное решение

$$\Delta H''(t) = 1,$$

а общее решение дифференциального уравнения примет вид

$$\Delta H(t) = 1 + e^{-6,75t} (C_1 \cos 5,25t + C_2 \sin 5,25t).$$

Учитывая начальные условия, получаем

$$C_1 = C_2 = -1,$$

и общее решение уравнения (21.2) будет иметь вид

$$\Delta H(t) = 1 - e^{-6,75t} (\cos 5,25t + \sin 5,25t).$$

Подставляя различные значения t от 0 до ∞ , строим график переходного процесса (рисунок 13.5). Как видно из кривой переходного процесса, перерегулирование в САР не превышает 10%, продолжительность регулирования $T_p < 0,7$ с, число колебаний $n \approx 1$, т.е. система обладает хорошими показателями качества. Если золотниковый гидромеханический усилитель считать не пропорциональным звеном, а нелинейным, то в системе также будет затухающий переходный процесс с несколько большим числом полукосинусов.

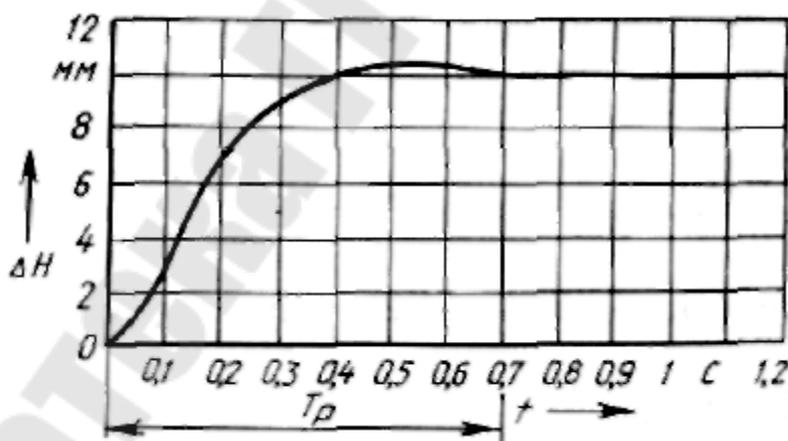


Рисунок 13.5 Кривая переходного процесса высотной САР глубины обработки почвы

Автоматические системы силового регулирования, используемые на современных тракторах, позволяют повысить производительность агрегата на 8...15% по сравнению с высотным способом регулирования. При создании систем силового регулирования в качестве регулируемого параметра можно принять усилие в тягах механизма на-

вески, крутящий момент на одном из валов трансмиссии, буксование трактора и т. д. В настоящее время применяют системы, работающие на замере усилий в центральной или нижних тягах навески.

На рисунке 13.6 показана принципиальная схема автоматической системы силового регулирования. При работе агрегата усилие, возникающее в центральной тяге 4 механизма навески от тягового сопротивления орудия 5, оказывает воздействие на пружины 3 датчика. Через передаточный механизм 2 под действием этого усилия происходит перемещение золотника / регулятора 7, что вызывает подачу масла в полость подъема гидроцилиндра навески (при возрастании усилия) либо его слив (при уменьшении усилия). Заданные усилия устанавливаются рукояткой 8, связанной через передаточный механизм с подвижной гильзой 6 регулятора. Золотник будет занимать нейтральное положение при движении агрегата с заданным рукояткой 8 тяговым сопротивлением, которое соответствует определенной глубине обработки почвы.

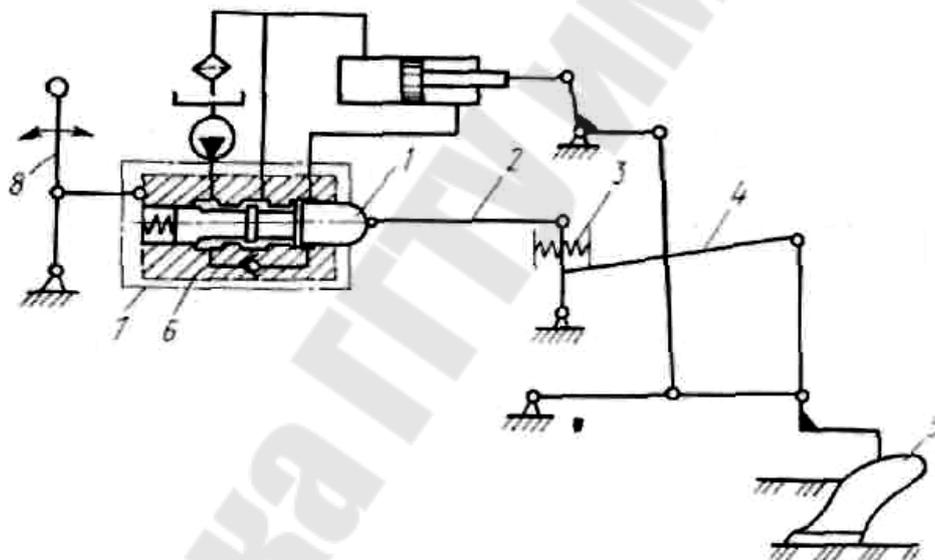


Рисунок 13.6 Принципиальная схема автоматической системы силового регулирования глубины обработки почвы

Теоретические и экспериментальные исследования подобных систем показали, что при работе агрегата силы в центральной и нижней тягах механизма навески меняют знак и поэтому необходимо применять датчики, воспринимающие сжимающие и растягивающие усилия. Относительное изменение этих усилий в нижних тягах при изменении эксплуатационного состояния рабочих органов орудия, вида и состояния почвы, массы машины ниже, чем в центральной. Для обеспечения глубины обработки в пределах агротехнического доступа, согласно ГОСТу, нечувствительность системы с датчиком в

нижних тягах допускается примерно вдвое большей по сравнению с системой с датчиком в центральной тяге. Все это свидетельствует о том, что более предпочтительными являются системы с расположением датчика в нижних тягах. Системы силового регулирования, несмотря на ряд их преимуществ, создают напряженный режим работы гидросистемы, вызванный повышенными затратами энергии вследствие частого срабатывания регулятора. Полевые испытания таких САР показывают, что появившееся возмущение устраняется ими за несколько коррекций, т. е. переходный процесс носит колебательный характер. Улучшение рабочих параметров САР может достигаться применением в ней демпфирующих устройств.

При проектировании автоматических систем силового регулирования глубины обработки почвы с целью обеспечения заданного качества работы в условиях случайных воздействий, имеющих место на практике, основные

параметры элементов и всей системы выбирают с учетом статики и динамики процесса силового регулирования. Качество и параметры этого процесса существенно зависят от характеристик управляющего регулятора. Получили распространение управляющие устройства двух типов: релейные и пропорциональные (линейные).

Линеаризованная модель автоматической системы с регулятором релейного типа описывается по отношению к возмущению передаточной функцией вида

$$W_p(s) = \frac{(T_2^2 s^2 + T_1 s + 1)s}{s(T_2^2 s^2 + T_1 s + 1)(Ts + 1) + k_p e^{-\tau s}},$$

где T , T_1 , T_2 – постоянные времени; k_p – общий коэффициент усиления системы; τ – время чистого запаздывания.

Исследования систем, описываемых такой передаточной функцией, показали, что главными условиями повышения качества работы (уменьшения неравномерности усилий и глубины вспашки) являются рациональная конструкция датчика (введение переменной жесткости пружины, постоянной зоны нечувствительности) и снижение времени постоянного запаздывания перепускного клапана.

Проводимые в нашей стране и за рубежом исследования показывают, что лучшее качество регулирования может быть получено с применением пропорционального регулятора.

Тема 14. Техника монтажа гидроаппаратуры на мобильных сельскохозяйственных машинах

Различные компоненты гидросистемы связаны между собой с помощью соответствующих соединений и образуют гидравлические системы циркуляции.

К этим соединениям предъявляются высокие требования, они должны:

- соответствовать проходящему потоку (расходу) рабочей жидкости и оказывать минимальное сопротивление
- легко изготавливаться, монтироваться и не требовать сложного техобслуживания
- в течение длительного времени выдерживать высокое давление, в том числе динамические пики давления
- в течение длительного времени сохранять герметичность
- выдерживать динамические нагрузки (вибрацию конструктивных элементов).

В данной главе рассматривается техника монтажа гидроаппаратуры: стыкового, модульного, различных систем сопряжения и т.д.

Гидроаппаратура резьбового монтажа

В настоящее время только отдельные гидроаппараты присоединяются напрямую к трубопроводам. К этой группе относятся, например, очень простые по конструкции обратные клапаны или дроссели.

Клапаны этого типа практически не нуждаются в техобслуживании, имеют обычно только два подвода и за счет своей простоты не требуют больших затрат при монтаже и ремонте.



Рисунок 14.1. Обратные клапаны резьбового монтажа

Ввертные гидроаппараты



Рисунок 14.2. Предохранительные клапаны ввертного монтажа (патронного исполнения)

Такие типы гидроаппаратов, как, например, предохранительные или редукционные клапаны, могут встраиваться напрямую в систему трубопроводов, что дает положительный эффект. Все функциональные элементы аппарата объединены в одном установочном патроне, который в виде полнофункционального устройства ввертывается в корпус. При обслуживании или ремонте патрон может полностью демонтироваться без разъединения системы трубопроводов.

Гидроаппаратура ввертного монтажа широко применяется в гидроприводах. Кроме того, она используется в качестве встраиваемого элемента в аппаратах стыкового монтажа.

Гидроаппаратура стыкового монтажа

Для многих областей применения, особенно для стационарных установок, предпочтительно используется гидроаппаратура стыкового монтажа (присоединения).

Основные преимущества:

- гидроаппараты легко демонтируются для техобслуживания
- соединение находится в одной плоскости,
- стыковая (уплотнительная) поверхность плоская
- уплотнение стыковой плоскости с помощью круглых резиновых колец отличается высокой надежностью.

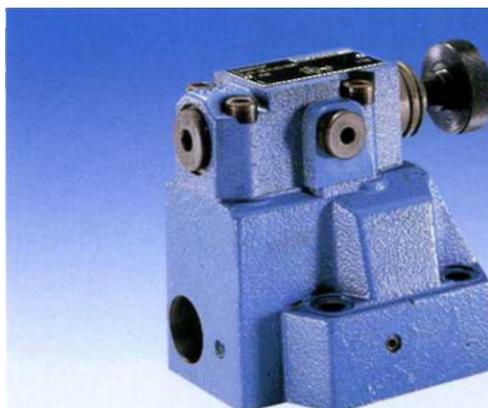


Рисунок 14.3. Предохранительный клапан стыкового монтажа

Унифицированные монтажные поверхности

Монтажные поверхности для стыкового монтажа унифицированы в соответствии со стандартом DIN 24340. На следующих рисунках приведены типичные монтажные поверхности. Монтажная поверхность с диаметром условного прохода $D = 6$ мм (NG6) применяется главным образом для гидрораспределителей, однако она может также применяться для предохранительных клапанов и дросселей.

Монтажная поверхность с $D_y = 16$ мм (NG16) предпочтительна для гидрораспределителей с

электрогидравлическим управлением соответствующего условного прохода.

Одноместные монтажные плиты



Рисунок 14.4. Монтаж модульной и стыковой гидроаппаратуры с $D_y = 6$ мм на многоместной монтажной плите

Простейшая форма присоединения аппарата стыкового монтажа – это его установка на одноместной монтажной плите и соединение плит между собой с помощью трубопроводов.

Обычно стыковая поверхность находится сверху, а отводные резьбовые отверстия – снизу и рядом. Поскольку для резьбовых отверстий требуется много места, монтажная плита по размерам часто превосходит размеры стыковой плоскости гидроаппарата. При этом каналы от стыковой плоскости к резьбовым отводным отверстиям могут быть наклонными или поперечными.

Стандартные многоместные монтажные плиты

Часто питание нескольких потребителей осуществляется от одного общего трубопровода.

Если диаметры условных проходов управляющих гидроаппаратов равны или отличаются не более чем на одну ступень (например, $D = 6$ и 10 мм), рекомендуется их установка на многоместных монтажных плитах.

Многоместные монтажные плиты совместно с модульным принципом (соединение по высоте) обеспечивают возможность компактного размещения гидроаппаратуры для нескольких потребителей. Здесь не требуются соединительные трубопроводы и имеются лишь несколько мест, которые должны быть герметизированы.

Гидроблоки управления



Рисунок 14.5. Позиционирующий гидромотор с интегрированной системой управления на переходном блоке

Сложные управляющие устройства требуют применения индивидуально сконструированных и изготовленных монтажных плит и блоков.

По спецзаказу управляющие устройства изготавливаются из стальных блоков, в которых просверлены соединительные каналы. Гидроблоки управления оснащаются гидроаппаратами вставного, ввертного (патронного), стыкового и модульного монтажа.

Для больших условных проходов (начиная примерно с размера $D_u = 40$ мм) преимущества такого подхода становятся особенно явными. Никакой другой конструктивный принцип не дает возможности создания столь компактных узлов управления при минимальном количестве уплотняющих элементов. Основная область применения – большие гидравлические прессы.

Переходные блоки

В ряде случаев по техническим причинам желательно расположить гидроаппараты управления возможно ближе к гидродвигателю. В идеале при помощи переходных блоков они могут располагаться непосредственно на гидроцилиндре или гидромоторе. Переходные блоки с одной стороны имеют отверстия для подключения гидроцилиндра или гидромотора, а с другой – управляющего гидроаппарата. Свободные стороны используются для присоединения трубопроводов или других аппаратов.



Рисунок 14.6. Сервоцилиндр с интегрированной системой управления на переходном блоке

ЛИТЕРАТУРА

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]; под ред. Т.М. Башты. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро– и пневмомашин и передачи / В.В. Гуськов [и др.]; под ред. В.В. Гуськова. – Минск: Высшая школа, 1987. – 250 с.
3. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики / А.Ф. Андреев [и др.] – Мн.: ВУЗ–ЮНИТИ БГПА – ИСН, 1998. – 224 с.
4. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М.: Машиностроение, 1984.– 224с.
5. Лебедев, В.Т. Гидропневматические приводы тракторных агрегатов – М.: Машиностроение, 1982. – 184 с
6. Машиностроительный гидропривод. / Л.А. Кондаков [и др.]; под ред. В.Н. Прокофьева – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с
7. Чупраков, Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
8. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учеб. пособие для студ. Высш. Учеб. заведений / Т.В. Артемьев [и др.]; под ред. С.П. Стесина. – М.: Издательский центр «Академия», 2005.–336 с.
9. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: учеб. пособие для втузов / Б.Б. Некрасов [и др.]; под ред. Б.Б. Некрасова – М.: Высшая школа, 1989.–154 с.
10. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик [и др.]; под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
11. Коробочкин, Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. М.: Машиностроение, 1976.– 240с.
12. Попов, Д.Н. Гидромеханика: учеб. для вузов / Д.Н. Попов [и др.]; под ред. Д.Н. Попова. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.
13. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: Справочник / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 2004. – 464 с.
14. Справочное пособие по гидравлике, насосам и гидропередачам /Я.М.Вильнер [и др.]; под ред. Б.Б.Некрасова. – Минск: Выш. школа, 1985. – 384 с.

Попов Виктор Борисович

**ГИДРОПРИВОД МОБИЛЬНЫХ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

**Курс лекций
по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 24.06.13.

Рег. № 77Е.

<http://www.gstu.by>