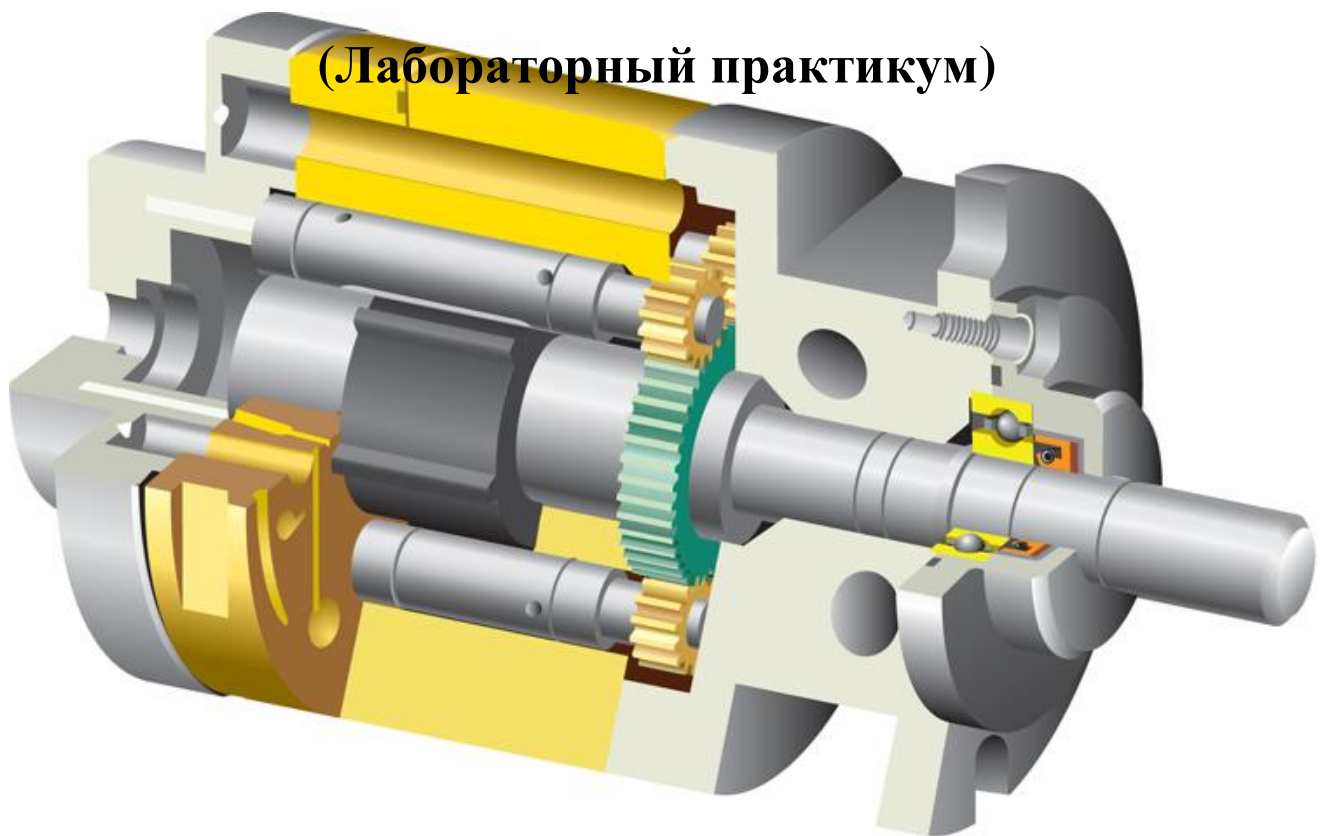


**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
КУБАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНИЗАЦИИ**

**Е.И. Трубилин В.В. Кравченко С.К.Папуша**

# **ГИДРОПРИВОД СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

**(Лабораторный практикум)**



**Краснодар**

**2013**

УДК.62-822

Лабораторный практикум Гидропривод сельскохозяйственных машин : /

В.В. Кравченко, С.К.Папуша ,Е.И. Трубилин. – КубГАУ. Краснодар, 2013. – 114.

Лабораторный практикум написан в соответствии с программой подготовки студентов инженерных направлений сельскохозяйственных вузов очной и заочной форм обучения по дисциплине «Гидропривод»

Лабораторный практикум рассмотрен и одобрен методической комиссией факультета механизации КубГАУ (протокол № 3 от 17.12.13)

Рецензент: Заведующий кафедрой «Тракторов, автомобилей и технической механики» КубГАУ, профессор В.С. Курасов

## СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа №1 Основные параметры и общие технические требования.....	6
Лабораторная работа №2 Основы гидравлики.....	8
2.2 Замеры в гидравлических системах.....	11
Лабораторная работа №3 Принцип действия гидропривода.....	12
Лабораторная работа №4 Рабочие жидкости для гидросистем.....	15
4.1 Основные функции гидравлической жидкости и требования к ней.....	15
4.2 Методы оценки гидравлических жидкостей. Оценка окислительной стабильности.....	22
4.3 Термическая стабильность.....	23
4.4 Гидролитическая стабильность.....	24
Лабораторная работа №5 Гидравлические линии.....	26
5.1 Соединения.....	27
Лабораторная работа №6 Гидронасосы.....	31
6.1 Аксиально-поршневые насосы.....	32
6.2 Радиально-поршневые насосы.....	35
6.3 Шестеренные насосы.....	38
6.4 Условия выбора насоса для гидросистемы.....	42
Лабораторная работа №7 Гидромоторы.....	43
7.1 Шестеренные гидромоторы.....	46
7.2 Планетарные (героторные) гидромашины.....	48
7.3 Роторно-пластинчатые насосы и гидромоторы.....	52
Лабораторная работа №8 Конструкция гидропривода ГСТ–90.....	54
8.1 Принцип работы гидропривода ГСТ–90.....	55
8.2 Расчетные зависимости гидропривода ГСТ–90.....	60
Лабораторная работа № 9 Изучение конструкций и исследование характеристик гидроцилиндров, гидродвигателей возвратно-поступательного действия.....	62
9.1 Гидравлические цилиндры.....	62
9.2 Гидравлический вибратор.....	66
9.3 Поворотные гидродвигатели.....	67
Лабораторная работа № 10 Конструкции и подготовка к работе гидробаков, аккумуляторов, фильтров, трубопроводов и уплотнений.....	70
10.1 Гидробаки.....	70
10.2 Гидроаккумуляторы.....	71
10.3 Фильтры.....	74
10.4 Уплотнения.....	77
Лабораторная работа № 11 Гидравлические распределители.....	80

11. 1 Гидравлические распределители .....	80
Лабораторная работа № 12 Конструкции клапанов, дросселей расхода, регуляторов, делителей и сумматоров потока .....	89
12.1 Гидравлические клапана .....	89
12.2 Предохранительные клапана.....	89
12.3 Обратные клапана.....	90
12.4 Переливные клапана .....	91
12.5 Редукционный клапан .....	92
12.6 Перепускной клапан .....	93
12.7 Гидравлические замки.....	95
12.8 Регуляторы расхода .....	97
12.8 Делители и сумматоры потока .....	101
Лабораторная работа № 13 Изучение конструкций и исследование характеристик гидромуфт, гидротрансформаторов и ГСОМ .....	104
13.1 Гидродинамические передачи .....	104
13.2 Гидравлическая система отбора мощности (ГСОМ) .....	107
ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ .....	111
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА.....	113

## ВВЕДЕНИЕ

Одна из главных проблем развития сельскохозяйственного производства на современном этапе — внедрение комплексной механизации, предусматривающей применение машин повышенной мощности с использованием гидравлики и автоматики.

Широкое распространение гидропривода объясняется целым рядом его преимуществ по сравнению с другими типами приводов: небольшая масса, малые размеры, возможность бесступенчатого регулирования скорости рабочих органов, независимое расположение элементов гидропривода, надежное предохранение от нагрузок, удобство обслуживания и управления, легкость автоматизации процессов и многое другое.

История гидравлического привода начинается с середины XIX века, когда в промышленности получили распространение гидравлические прессы, гидроподъемные механизмы, гидроаккумуляторы. Затем были разработаны гидромоторы и объемные гидропередачи, а в 1902 г. была предложена первая конструкция гидродинамической передачи.

Невозможно представить машины сельскохозяйственного назначения без гидропередач. Гидросистемы малой мощности используются для обслуживания навесного оборудования тракторов, обслуживания активных рабочих органов почвообрабатывающих и уборочных машин и др.

В настоящее время наметилась тенденция к переходу на более высокие давления жидкости в гидроприводах, что позволяет уменьшить их массу и габариты. Современные гидравлические двигатели, контрольно-регулирующие и другие элементы рассчитаны на рабочее давление 16–20 МПа. Однако при этом увеличивается температура рабочей жидкости, что требует создания их новых сортов и совершенствования уплотнений, внесения конструктивных элементов в конструктивные формы гидроэлементов. Применяемые в качестве рабочих жидкостей минеральные масла при работе гидроприводов быстро стареют и вызывают коррозию деталей.

При существующих масштабах производства и применения средств гидропривода становится необходимым решение проблем унификации, функциональной взаимозаменяемости гидроприводов, что служит основой для создания нового поколения гидрофицированных сельскохозяйственных машин.

Гидравлическая энергия потока рабочей жидкости создается благодаря работе насосов, преобразующих энергию, получаемую от механических или электрических средств. Гидромоторы, гидродвигатели и гидроцилиндры гидравлическую энергию потока жидкости преобразуют в механическую работу выходных звеньев.

Гидравлическим приводом называют механизм, передающий движение посредством жидкости.

# Лабораторная работа №1

## Тема: Основные параметры и общие технические требования

**Цель:** изучить основные понятия и технические требования к гидроприводу.

Основные параметры гидроприводов должны соответствовать величинам, указанным ниже.

*Номинальные расходы*  $Q_{\text{НОМ}}$  (л/мин), т. е. расходы жидкости с определенной вязкостью через гидроаппарат при установленном номинальном перепаде давлений, по ГОСТ 13825-80: 1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500.

*Условные проходы*  $D_y$  (мм), т. е. округленные до ближайшего значения из установленного ряда диаметры круга, площадь которого равна площади характерного проходного сечения канала устройства или присоединяемого трубопровода, по ГОСТ 16516—80: 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

*Номинальные рабочие объемы*  $V_o$  (см<sup>3</sup>), т. е. расчетные значения сумм изменений объемов рабочих камер насосов и гидромоторов за один оборот вала, по ГОСТ 13824—80: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400), 1600; (1800); 2000; (2240); 2500; (2800); 3200; (3600); 4000; (4500); 5000; (5600); 6300; (7100); 8000; (9000). Значения, указанные в скобках, не являются предпочтительными.

*Номинальные частоты вращения*  $n_{\text{НОМ}}$  (об/мин), т. е. наибольшие частоты вращения, при которых гидромашина должна работать в течение установленного ресурса с сохранением параметров в пределах установленных норм, по ГОСТ 12446-80: 0,6; 0,96; 1,5; 2,4; 3,78; 6; 9,6; 15; 24; 37,8; 60; 75; 96; 120; 150; 192; 240; 300; 378; 480; 600; 750; 960; 1200; 1500; 1920; 2400; 3000; 3780; 4800; 6000; 7500; 9600; 12 000; 15 000; 19 200; 24 000. Для насосов с приводом от электродвигателей допускается применять значения  $n_{\text{НОМ}}$  соответствующих электродвигателей.

*Нормальные диаметры* (мм) деталей подвижных уплотняющих цилиндрических пар (поршни, плунжеры, штоки, золотники, краны и т. п. и их втулки) по ГОСТ 12447—80: 1; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000. Значения, указанные в скобках, не являются предпочтительными.

*Номинальные вместимости*  $K_{\text{НОМ}}$  (дм<sup>3</sup>) гидробаков, гидроаккумуляторов, пневмоаккумуляторов, ресиверов, емкостных масленок, шприцев и смазочных баков по ГОСТ 12448-80: 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000; 10 000; 12 500; 16 000; 20 000; 25 000.

В соответствии с ГОСТ 12853-80 для устройств гидроприводов могут применяться *присоединительные резьбы* метрические: М3; М3,5; М4; М5; М6; М8х1;

M10x 1; M12x 1,5; M14X1.5; M16 X 1,5; M18 X 1,5; M20 X 1,5; M22 X 1,5; M24 X 1,5; M27 X 2; M30 X 2; M33X2; M36X2; M39X2; M42X2; M45X2; M48X2; M52X2; M56x2; M60 X 2; M64X2; M68X2; M72X2. Допускается применение конической дюймовой резьбы по ГОСТ 6111-52 с углом профиля 60°.

*Номинальные давления  $p_{ном}$  (МПа)*, т. е. наибольшие избыточные давления, при которых устройство должно работать в течение установленного ресурса (срока службы) с сохранением параметров в пределах установленных норм, по ГОСТ 12445-80: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; П; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20f 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

Различают также *максимальное давление  $p_{твх}$* , допустимое для периодической работы гидрооборудования, и *пиковое давление  $p_a$* , действующее мгновенно и определяемое в основном характеристиками предохранительных устройств.

## Лабораторная работа №2

### Тема: Основы гидравлики

**Цель:** изучить основные параметры и принцип действия гидросистемы.

Гидравлика представляет собой науку о законах движения и равновесия жидкостей и способах приложения этих законов для решения инженерных задач. В гидравлике изучаются движение капельных жидкостей, считая их несжимаемыми. С начала 20-го века в качестве рабочей среды используют минеральные масла, так что и речь идёт о масляной гидравлике.

Назначением гидравлики является передача усилий, причём действующая сила при надлежащем согласовании составных частей может быть многократно увеличена. Особое преимущество при этом заключается в том, что жидкости не имеют формы. Это позволяет отказаться от точек приложения и возврата силы, заменив их соответственно проложенными трубчатыми и шланговыми соединениями. Использование в гидравлике различного рода клапанов делает возможным бесступенчатое управление рабочими органами, как по перемещению, так и по усилию, а также защиту от перегрузок при передаче усилий.

Двумя важнейшими параметрами для работы гидравлики являются энергия потока (кинетическая энергия = гидродинамика) и энергия давления (статическая энергия = гидростатика). Все гидравлические системы работают по гидростатическому либо по гидродинамическому принципу.

Для гидростатической системы характерно, что насос, имеющий, как правило, механический привод, перемещает столб масла, который, собственно, и передаёт нагрузку. При поступлении энергии этого масляного столба к потребителю (гидроцилиндр или гидромотор) энергия давления снова преобразуется в механическую энергию.

При этом, правда, выполнение движения при совсем уж полном отсутствии потока масла невозможно, однако кинетической энергией самого потока можно пренебречь, так как он сказывается только на скорости, но не на силе подлежащей выполнению работы.

Для гидродинамической системы характерно, что генерируемая высокооборотным насосным колесом кинетическая энергия потока передаётся на турбинное колесо. Под воздействием этой энергии турбинное колесо приводится во вращение и, таким образом, прилагаемая к насосному колесу энергия преобразуется обратно в механическую.

### *2.1 Гидравлическое давление.*

Согласно основам гидравлики давление внутри жидкости в спокойном состоянии одинаково по всем направлениям. Это действительно также и для случаев, когда на жидкость воздействуют внешние силы. При этом давление ( $p$ ) является производной эффективной площади ( $A$ ), на которой некая сила ( $F$ ) действует на столб масла (закон Паскаля  $p=F/A$ ).



$$p = F/A$$

В физике давление измеряется в Паскалях.  $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ . В гидравлике давление в основном измеряют в барах. Давление в 1 бар соответствует силе  $10 \text{ Н/см}^2$ , т.е.  $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$  (США:  $1 \text{ бар} = 14,5 \text{ фунтов на кв. дюйм [psi]}$ ).

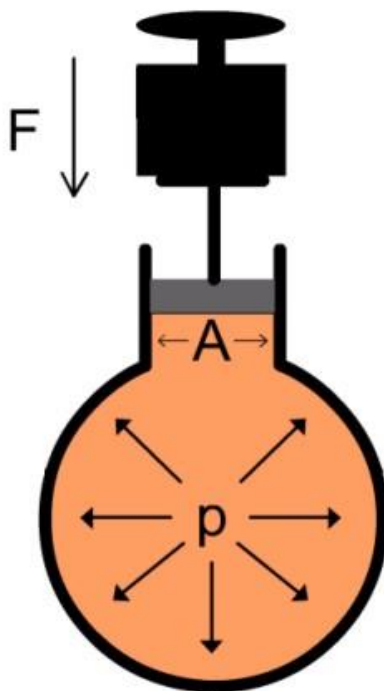


Рисунок 2.1 – Гидравлическое давление

Если жидкость находится в движении, то давление зависит от сопротивления этому движению. Сопротивление складывается из сил трения производимых жидкостью на стенки компонентов системы и нагрузки на потребителя. Если жидкость может протекать без сопротивления, то она не находится под давлением.

Сопротивления трения в системе тем больше, чем меньше сечения трубопроводов и клапанов, больше длина трубопроводов, степень шероховатости их стенок, больше объёмный расход и выше вязкость масла. Эти нежелательные, но в целом приемлемые сопротивления в системе дополняются специально предусмотренными препятствиями потоку. К последним относятся клапаны для регулирования давления (напр., редуцирующие клапаны), дроссельные шайбы или жиклёры. Перед каждой такой точкой дросселирования давление в системе повышается, а за нею — снижается.

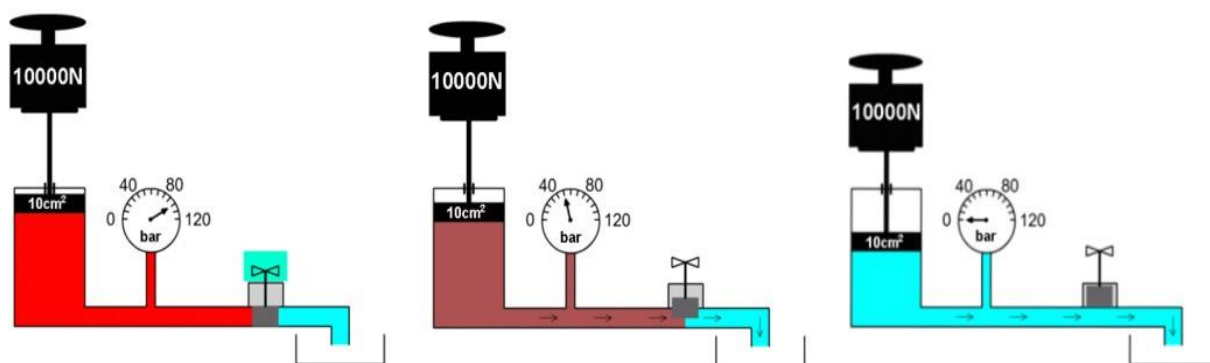


Рисунок 2.2 – Гидравлическое давление в зависимости от сопротивления

Гидравлический объёмный поток.

Объёмная подача — это основа для исчисления производительности насоса, обеспечивающего давление в системе. Помимо размеров нагнетательной камеры самого насоса, важной для величины объёмной подачи является частота вращения привода. Таким образом, объёмная подача ( $Q$ ) является производной количества масла ( $V$ ), подаваемого за определённое время ( $t$ ) ( $Q = V/t$ ).

$$Q = V/t$$

Единицей объёмной подачи является л/мин.

В гидростатике от величины объёмного потока зависит исключительно время, за которое некое усилие передаётся на определённое расстояние.

Сопротивления трения в системе, помимо давления, изменяют также объёмный расход. Эти нежелательные, но приемлемые сопротивления в системе дополняются специально предусмотренными сопротивлениями. К последним относятся дроссельные шайбы, жиклёры и клапаны для регулирования объёмного расхода (напр., регуляторы потока).

В каждой точке дросселирования скорость объёмного потока повышается, и, следовательно, возрастают потери на трение в этом месте. При проектировании гидравлических систем точки дросселирования реализуют таким образом, чтобы течение во всей системе оставалось по возможности линейным (ламинарное течение), что позволяет избежать дальнейших потерь от завихрений потока (турбулентные течения).

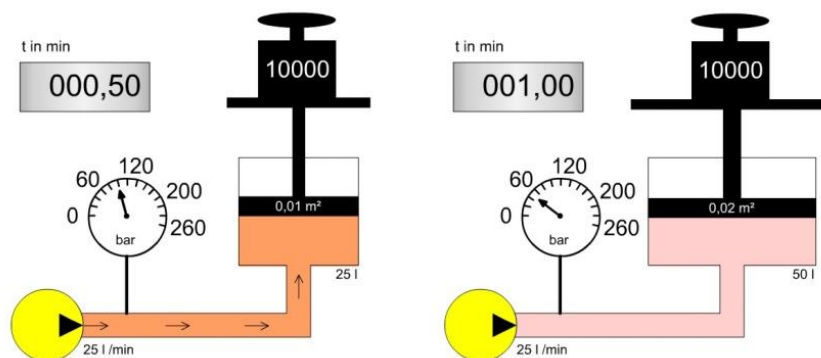


Рисунок 2.3- Скорость объёмного потока

## 2.2 Замеры в гидравлических системах.

### Замер давления.

Перед замером давления необходимо обратить внимание на то, чтобы предполагаемое давление было не выше возможности вашего манометра.

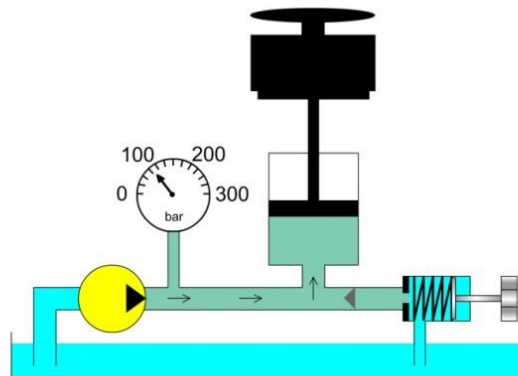


Рисунок 2.4 – Схема установки манометра

Пример расчёта

$$F = p \times A \quad (1 \text{ бар} = 10 \text{ Н/см}^2)$$
$$F = 1800 \text{ Н/см}^2 \times 25 \text{ см}^2 = 45.000 \text{ Н}$$
$$F (\text{Н}) = m (\text{кг}) \times g (\text{м/с}^2)$$
$$m (\text{кг}) = F (\text{Н}) / g (\text{м/с}^2)$$
$$g = 9,81 \text{ м/с}^2$$
$$m = 45000 \text{ Н} / 9,81 \text{ м/с}^2 = 4587 \text{ кг}$$

### Замер потока

Для замера потока в измеряемый трубопровод встраивается мерная турбина. Определить направление потока и обратить внимание на правильность подключения турбины вход/выход.

Для того что бы сделать правильный диагноз о техническом состоянии вашей системы необходимо делать все замеры под нагрузкой.

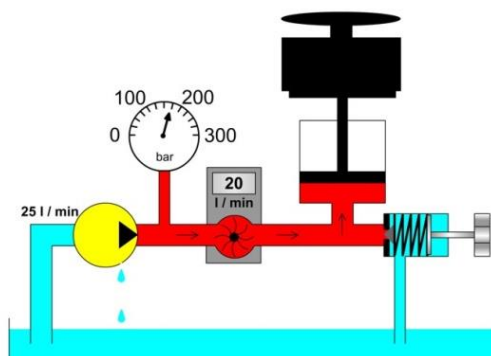


Рисунок 2.5 – Схема установки мерной турбины

**Лабораторная работа №3**  
**Тема: Принцип действия гидропривода**  
**Цель: изучить принцип действия гидропривода**

Принцип работы объемного гидропривода основан на использовании энергии потока сжатого масла, т. е. масла, находящегося под *избыточным давлением* (давлением сверх атмосферного), которое может создаваться либо под действием силы тяжести жидкости, либо под действием усилия на жидкость, находящуюся в замкнутом объеме, либо в результате принудительного вытеснения жидкости из резервуара через отверстие (гидравлическое сопротивление).

Для первого случая (рис. 3.1, а) в некоторой точке А, расположенной в жидкости с удельным весом  $\gamma$  на глубине  $h$ , избыточное давление  $p_A = \gamma h$ . Для второго случая (рис 3.1, б), если пренебречь силами трения поршня о стенки цилиндра 2 и давлением, зависящим от глубины погружения, избыточное давление  $p = G/F$  ( $G$  — вес поршня 1 и лежащего на нем груза, Н;  $F$  — площадь поршня, м<sup>2</sup>). При  $G = 200$  Н и  $F = 10^{-3}$  м<sup>2</sup>  $p = 2 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup> = 0,2 МПа. В соответствии с *законом Паскаля* давление в любой точке находящейся в покое жидкости одинаково во всех направлениях.

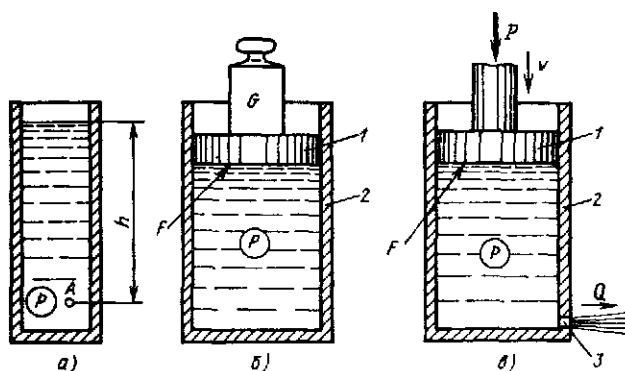


Рис. 1.1 Основные способы создания давления в жидкости

Рисунок 3.1 Основные способы создания давления в жидкости

В последнем случае (рис. 3.1, в), если поршень 1 с рабочей площадью  $F$ , вытесняющий жидкость из цилиндра 2 через малое отверстие (гидравлическое сопротивление) 3, движется с постоянной скоростью  $v$ , то *расход жидкости* через отверстие 3, т. е. количество жидкости, проходящее в единицу времени,

$$Q = vF. \quad (3.1)$$

Чтобы указанное количество жидкости могло проходить через отверстие, должен быть создан *перепад давлений*  $\Delta p = p_{вх} - p_{вых}$  ( $p_{вх}$  и  $p_{вых}$  — давления на входе и выходе из отверстия 5), зависящий от соотношения между расходом и площадью проходного сечения отверстия. Поскольку для этого случая  $p_{вых} = 0$  (истечение в атмосферу), давление жидкости в цилиндре  $p = p_{вх} = \Delta p$  т. е. равно перепаду давлений (гидравлическим потерям) в отверстии 3 при условии, что

через него проходит количество жидкости  $Q$ . При этом необходимое для перемещения поршня усилие  $P = pF$ . Если скорость  $v$  незначительна, а отверстие 3 имеет сравнительно большой диаметр, то  $p \rightarrow 0$  и  $P \rightarrow 0$ , а при большой скорости и малом диаметре  $p = P_{\max}/F$  ( $P_{\max}$  — максимальное усилие на поршне, развиваемое приводным механизмом). Следовательно, давление в гидросистеме может быть создано лишь при наличии определенного сопротивления потоку масла.

В ряде случаев необходимо учитывать атмосферное давление. При этом к избыточному давлению прибавляют нормальное атмосферное давление ( $p_a = 101325$  Па) и полученную сумму называют *абсолютным давлением*:

$$p_{\text{абс}} = p + p_a \quad (3.2)$$

В некоторых участках гидросистем (например, во всасывающих линиях насосов) абсолютное давление может быть ниже атмосферного, т. е. образуется *вакуум*, величина которого определяется как разность между атмосферным и абсолютным давлениями.

Гидропривод способен многократно увеличивать действующее усилие. Так, в гидросистеме (рис. 3.2) поршень 1, имеющий рабочую площадь  $F_1 = 1 \text{ см}^2$ , при действии усилия — 20 Н создает давление  $p = P_1/F_1 = 0,2$  МПа. Указанное давление, действуя на поршень 2 с рабочей площадью  $F_2 = 50 \text{ см}^2$ , создает подъемную силу  $P_2 = pF_2 = 1000$  Н. Выигрывая в 50 раз в силе, столько же проигрывают в перемещении, так как для подъема поршня 2 на 1 мм необходимо опустить поршень 1 на 50 мм.

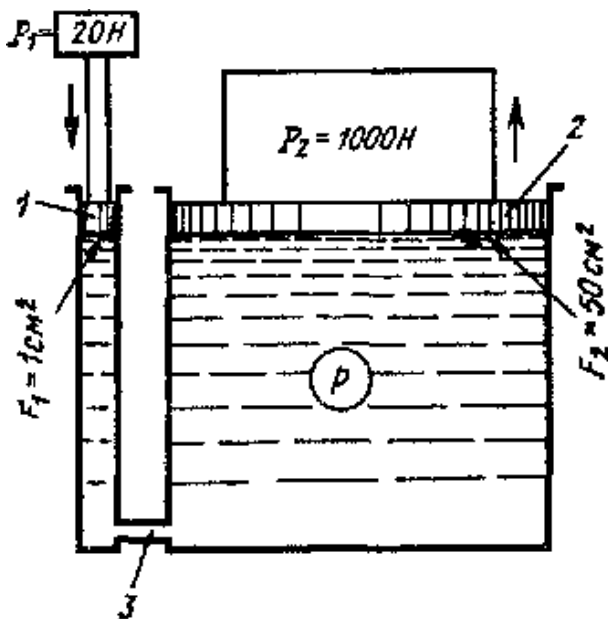


Рисунок 3.2 – Схема действия гидравлического усилителя

Давление  $p$  будет одинаковым в обоих цилиндрах только при неподвижных поршнях. При этом масло не будет проходить через трубопровод 3. Чтобы поток масла проходил через трубопровод, необходимо создать перепад давлений  $\Delta p$  между входом и выходом и наоборот, когда поток масла проходит через трубопровод (или любой другой канал), возникают гидравлические потери, в результате которых давление на выходе понижается по сравнению с давлением на входе. Необходимый перепад давлений создает поршень 1 и, следовательно, в момент движения тяговое усилие, создаваемое поршнем 2, несколько убывает (в зависимости от скорости движения поршня и гидравлического сопротивления трубопровода 3).

Разность давлений масла в двух сечениях одного и того же трубопровода при условии, что первое расположено выше по течению, а второе — ниже, определяется *уравнением Бернулли*:

$$p_1 - p_2 = \left( h_2 - h_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \right) \gamma + \Delta p_n \quad (3.3)$$

где  $h_2 - h_1$  - разность высот центров тяжести сечений от произвольно выбранного горизонтального уровня;  $v_1, v_2$  - средние скорости масла в сечениях;  $g$  - ускорение силы тяжести;  $\Delta p_n$  - сумма гидравлических потерь при движении масла из первого сечения во второе.

Уравнение Бернулли в полном виде используется, например, для расчета всасывающих линий насосов; в остальных случаях первым слагаемым пренебрегают.

## Лабораторная работа №4

### Тема: Рабочие жидкости для гидросистем.

**Цель:** изучить виды, функции, характеристики рабочих жидкостей для гидросистем.

В гидроприводе рабочая жидкость является энергоносителем, благодаря которому устанавливается связь между насосом и гидродвигателем. Кроме того, рабочая жидкость обеспечивает смазку подвижных частей элементов гидропривода.

#### 4.1 Основные функции гидравлической жидкости и требования к ней

Гидравлическая жидкость должна выполнять несколько функций.

Передача энергии - является основной целью использования гидравлической жидкости. Для эффективной передачи гидравлической энергии необходима жидкость, которая не сжимается и легко течет по гидравлическому контуру. Необходимо отметить, что нагрузка на гидравлические масла постоянно растет. Индекс нагрузки за последние 40 лет увеличился в 15-ть раз!

Смазывание - оборудование, используемое в гидравлических системах, изготавливается, как правило, с высокой точностью. Все движущиеся детали должны быть соответствующим образом смазаны для минимизации трения и изнашивания. Гидравлическая жидкость постоянно используется для этой цели, также как для передачи энергии.

Защита - система должна быть защищена от коррозии.

Охлаждение - жидкость должна быть способна рассеивать любое количество тепла, выделяющееся в гидравлической системе.

Способность выдерживать условия, которые существуют в системе - гидравлическая жидкость должна быть устойчива к воздействию тепла и окислению, а также не должна разлагаться с образованием отложений и шламов.

Жидкость также должна быстро отделять воду и легко фильтроваться для удаления твердых примесей, должна иметь гидролитическую стабильность.

Характеристика рабочих жидкостей

В качестве рабочих жидкостей в гидравлическом приводе применяют минеральные масла, водомасляные эмульсии, смеси и синтетические жидкости. Выбор типа и марки рабочей жидкости определяется назначением, степенью надежности и условиями эксплуатации гидроприводов машин.

*Минеральные масла* получают в результате переработки высококачественных сортов нефти с введением в них присадок, улучшающих их физические свойства.

Большинство массовых сортов гидравлических масел вырабатывают на основе хорошо очищенных базовых масел, получаемых из рядовых нефтяных фракций с использованием современных технологических процессов экстракционной и гидрокаталитической очистки.

Физико-химические и эксплуатационные свойства современных гидравлических масел значительно улучшаются при введении в них функциональных присадок - антиокислительных, антикоррозионных, противоизносных, антипен-

ных, вязкостных, снижающих температуру застывания жидкости, и др. Присадки добавляют в количестве 0,05...10%. Присадки могут быть многофункциональными, т.е. влиять на несколько физических свойств сразу.

*Водомасляные эмульсии* (эмульсии "масло в воде", "вода в масле", водно-гликолевые смеси и др.) представляют собой смеси воды и минерального масла в соотношениях 100:1, 50:1 и т.д. Минеральные масла в эмульсиях служат для уменьшения коррозионного воздействия рабочей жидкости и увеличения смазывающей способности. Эмульсии применяют в гидросистемах машин, работающих в пожароопасных условиях и в машинах, где требуется большое количество рабочей жидкости (например, в гидравлических прессах). Применение ограничено отрицательными и высокими (до 60 С) температурами.

*Смеси* различных сортов минеральных масел между собой, с керосином, глицерином и т.д. применяют в гидросистемах высокой точности, а также в гидросистемах, работающих в условиях низких температур.

*Синтетические жидкости* на основе силиконов, хлор- и фторуглеродистых соединениях, полифеноловых эфиров и т.д., негорючи, стойки к воздействию химических элементов, обладают стабильностью вязкостных характеристик в широком диапазоне температур. В последнее время, несмотря на высокую стоимость синтетических жидкостей, они находят все большее применение в гидроприводах машин общего назначения.

Выбор и эксплуатация рабочих жидкостей

Выбор рабочих жидкостей для гидросистемы машины определяется:

- диапазоном рабочих температур;
- давлением в гидросистеме;
- скоростями движения исполнительных механизмов;
- конструкционными материалами и материалами уплотнений;
- особенностями эксплуатации машины (на открытом воздухе или в помещении, условиями хранения машины, возможностями засорения и т.д.).

Диапазон рекомендуемых рабочих температур находят по вязкостным характеристикам рабочих жидкостей. Верхний температурный предел для выбранной рабочей жидкости определяется допустимым увеличением утечек и снижением объемного КПД, а также прочностью пленки рабочей жидкости.

Нижний температурный предел определяется работоспособностью насоса, характеризующейся полным заполнением его рабочих камер или пределом прокачиваемости жидкости насосом. При безгаражном хранении машин в зимнее время вязкость жидкостей становится настолько высокой, что в периоды пуска и разогрева гидросистемы насос некоторое время не прокачивает рабочую жидкость. В результате возникает "сухое" трение подвижных частей насоса, кавитация, интенсивный износ и выход насоса из строя. Таким образом, при применении рабочих жидкостей в условиях отрицательных температур пуску гидропривода в работу должен непременно предшествовать подогрев рабочей жидкости.

Вязкостные и низкотемпературные свойства определяют температурный диапазон эксплуатации гидросистем и оказывают решающее влияние на выходные характеристики гидропривода. При выборе вязкости гидравлического масла важно знать тип насоса. Изготовители насоса, как правило, рекомендуют для него пределы вязкости: максимальный, минимальный и оптимальный. Максималь-



ная - это наибольшая вязкость, при которой насос в состоянии прокачивать масло. Она зависит от мощности насоса, диаметра и протяженности трубопровода. Минимальная - это та вязкость при рабочей температуре, при которой гидросистема работает достаточно надежно. Если вязкость уменьшается ниже допустимой, растут объемные потери (утечки) в насосе и клапанах, соответственно падает мощность и ухудшаются условия смазывания. Пониженная вязкость гидравлического масла вызывает наиболее интенсивное проявление усталостных видов изнашивания контактирующих деталей гидросистемы. Повышенная вязкость значительно увеличивает механические потери привода, затрудняет относительное перемещение деталей насоса и клапанов, делает невозможной работу гидросистем в условиях пониженных температур.

Вязкость масла непосредственно связана с температурой кипения масляной фракции, ее средней молекулярной массой, с групповым химическим составом и строением углеводородов. Указанными факторами определяется абсолютная вязкость масла, а также его вязкостно-температурные свойства, т.е. изменение вязкости с изменением температуры. Последнее характеризуется индексом вязкости масла.

Для улучшения вязкостно-температурных свойств применяют вязкостные (загущающие) присадки - полимерные соединения. В составе товарных гидравлических масел в качестве загущающих присадок используют полиметакрилаты, полиизобутилены и продукты полимеризации винилбутилового эфира (винипол).

Максимальные и минимальные значения вязкости рабочих жидкостей в зависимости от типа насоса приведены в табл.4.1.

Таблица 4.1- Значения вязкости при крайних температурных пределах

Тип насоса	Значение вязкости (сСт) при температурном пределе		
	нижнем		верхнем
	по условию прокачиваемости	по условию полного заполнения рабочих камер	по условию обеспечения смазывающей пленки и значению КПД = 0,80...0,85
Шестеренный	4500...5000	1380...1250	16...18
Пластинчатый	4000...4500	680...620	10...12
Аксиально-поршневой	1800...1600	570...530	6...8

Рабочее давление в гидросистеме и скорость движения исполнительного механизма также являются важными показателями, определяющими выбор ра-

бочей жидкости. Утечки жидкости повышаются при увеличении давления, следовательно, было бы лучше применять рабочую жидкость с повышенной вязкостью. Но при этом будут увеличиваться гидравлические потери, и снижаться КПД гидропривода. Аналогичное влияние оказывает на рабочую жидкость скорость движения исполнительных механизмов. В настоящее время нет научно обоснованных рекомендаций по выбору рабочих жидкостей в зависимости от давления и скорости движения исполнительного механизма. Однако отмечается стремление при больших давлениях применять рабочую жидкость повышенной, а при низких давлениях - пониженной вязкости.

Антиокислительная и химическая стабильности характеризуют стойкость масла к окислению в процессе эксплуатации под воздействием температуры, усиленного барботажа масла воздухом при работе насоса. Окисление масла приводит к изменению его вязкости (как правило, к повышению) и к накоплению в нем продуктов окисления, образующих осадки и лаковые отложения на поверхностях деталей гидросистемы, что затрудняет ее работу.

Повышения антиокислительных свойств гидравлических масел достигают путем введения антиокислительных присадок обычно фенольного и амидного типов.

В гидросистемах машин и механизмов присутствуют детали из разных металлов: разных марок стали, алюминия, бронзы, которые могут подвергаться коррозионно-химическому изнашиванию. Коррозия металлов может быть электрохимической, возникающей обычно в присутствии воды, и химической, протекающей под воздействием химически агрессивных сред (кислых соединений, образующихся в процессе окисления масла) и под воздействием химически активных продуктов расщепления присадок при повышенных контактных температурах поверхностей трения. Устранению коррозии металлов способствуют вводимые в масло присадки - ингибиторы окисления, препятствующие образованию кислых соединений, и специальные антикоррозионные добавки.

Стремление к улучшению противоизносных свойств гидравлических масел вызвано включением в новые конструкции гидравлических систем интенсифицированных гидравлических насосов. Наибольшее распространение в качестве присадок, обеспечивающих достаточный уровень противоизносных свойств гидравлических масел, наибольшее распространение получили диалкилдитиофосфаты металлов (в основном цинка) или беззольные (аминные соли и сложные эфиры дитиофосфорной кислоты).

К гидравлическим маслам предъявляют достаточно жесткие требования по нейтральности их по отношению к длительно контактирующим с ними материалам. Учитывая, что рабочие температуры масла в современных гидропередачах достаточно высоки и резиновые уплотнения могут быстро разрушаться, в гидравлических маслах недопустимо высокое содержание ароматических углеводородов, проявляющих наибольшую агрессивность по отношению к резинам. Содержание ароматических углеводородов характеризуется показателем "анилиновая точка" базового масла.

При работе циркулирующих гидравлических масел недопустимо пенообразование. Оно нарушает подачу масла к узлу трения и, насыщая масло воздухом, интенсифицирует его окисление, ухудшая отвод тепла от рабочих поверхностей,

вызывает кавитационные повреждения деталей, перегрев гидропривода и его повышенный износ. Для обеспечения хороших антипенных свойств масла преимущественное значение имеет полнота удаления из базового масла поверхностно-активных смолистых веществ. Чтобы предотвратить образование пены или ускорить ее разрушение, в масло вводят антипенную присадку (например, полиметилсилоксан), которая снижает поверхностное натяжение на границе раздела жидкости и воздуха, что приводит к ускоренному разрушению пузырьков пены.

В составе гидравлических масел крайне нежелательно наличие механических примесей и воды. Вследствие весьма малых зазоров рабочих пар гидросистем (особенно, оснащенных аксиально-поршневыми механизмами) наличие загрязнений может привести не только к износу элементов гидрооборудования, но и к заклиниванию деталей. Для очистки рабочей жидкости от загрязнений в гидросистемах применяют фильтры различных типов. Даже незначительное количество (0,05-0,1 %) воды отрицательно влияет на работу гидросистем. Вода, попадающая в гидросистему с маслом или в процессе эксплуатации, ускоряет процесс окисления масла, вызывает гидролиз гидролитических неустойчивых компонентов масла (в частности, присадок - солей металлов). Продукты гидролиза присадок вызывают электрохимическую коррозию металлов гидросистемы. Вода способствует образованию шлама неорганического и органического происхождения, который забивает фильтр и зазоры оборудования, тем самым нарушая работу гидросистемы.

К некоторым маслам предъявляют специфические, дополнительные требования. Так, масла, загущенные полимерными присадками, должны обладать достаточно высокой стойкостью к механической и термической деструкции; для масел, эксплуатируемых в гидросистемах речной и морской техники, особенно важна влагостойкость присадок и малая эмульгируемость.

#### Система обозначения гидравлических масел

Принятая в мире классификация минеральных гидравлических масел основана на их вязкости и наличии присадок, обеспечивающих необходимый уровень эксплуатационных свойств.

В соответствии с ГОСТ 17479.3-85 ("Масла гидравлические. Классификация и обозначение") обозначение отечественных гидравлических масел состоит из групп знаков, первая из которых обозначается буквами "МГ" (минеральное гидравлическое), вторая - цифрами и характеризует класс кинематической вязкости, третья - буквами и указывает на принадлежность масла к группе по эксплуатационным свойствам.

Таблица 4.2 - Классы вязкости гидравлических масел

Класс вязкости	Кинематическая вязкость при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с	Класс вязкости	Кинематическая вязкость при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с
5	4,14-5,06	32	28,80-35,20
7	6,12-7,48	46	41,40-50,60
10	9,00-11,00	68	61,20-74,80
15	13,50-16,50	100	90,00-110,00
22	19,80-24,20	150	135,00- 165,00

По ГОСТ 17479.3-85 (аналогично международному стандарту ISO 3448) гидравлические масла по значению вязкости при 40 °С делятся на 10 классов (табл. 4.2).

В зависимости от эксплуатационных свойств и состава (наличия соответствующих функциональных присадок) гидравлические масла делят на группы А, Б и В.

Группа А (группа НН по ISO) - нефтяные масла без присадок, применяемые в малонагруженных гидросистемах с шестеренными или поршневыми насосами, работающими при давлении до 15 МПа и максимальной температуре масла в объеме до 80 °С.

Группа Б (группа НL по ISO) - масла с антиокислительными и антикоррозионными присадками. Предназначены для средненапряженных гидросистем с различными насосами, работающими при давлениях до 2,5 МПа и температуре масла в объеме свыше 80 °С.

Группа В (группа НМ по ISO) - хорошо очищенные масла с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками. Предназначены для гидросистем, работающих при давлении свыше 25 МПа и температуре масла в объеме свыше 90 °С.

В масла всех указанных групп могут быть введены загущающие (вязкостные) и антипенные присадки.

Загущенные вязкостными полимерными присадками гидравлические масла соответствуют группе НV по ISO 6743/4.

В таблице приведено обозначение гидравлических масел существующего ассортимента в соответствии с классификацией по ГОСТ 17479.3-85.

Таблица 4.3 - Обозначение отечественных товарных гидравлических масел

Обозначение масла по ГОСТ 17479.3-85	Товарная марка	Обозначение масла по ГОСТ 17479.3-85	Товарная марка
МГ-5-Б	МГЕ-4А, ЛЗ-МГ-2	МГ-22-В	"Р"
МГ-7-Б	МГ-7-Б, РМ	МГ-32-А	"ЭШ"
МГ-10-Б	МГ-10-Б, РМЦ	МГ-32-В	"А", МГТ
МГ-15-Б	АМГ-10	МГ-46-В	МГЕ-46В
МГ-15-В	МГЕ-10А, ВМГЗ	МГ-68-В	МГ-8А-(М8-А)
МГ-22-А	АУ	МГ-100-Б	ГЖД-14С
МГ-22-Б	АУП		

В таблице кроме чисто гидравлических масел включены масла марок "А", "Р", МГТ, отнесенные к категории трансмиссионных масел для гидромеханических передач. Однако благодаря высокому индексу вязкости, хорошим низкотемпературным и эксплуатационным свойствам и из-за отсутствия гидравлических масел такого уровня вязкости они также используются в гидрообъемных передачах и гидросистемах навесного оборудования наземной техники.

Некоторые давно разработанные и выпускаемые гидравлические масла по значению вязкости нестрого соответствуют классу по классификации, обозначенной ГОСТ 17479.3-85, а занимают промежуточное положение. Например, масло ГТ-50, имеющее вязкость при 40 °С 17-18 мм<sup>2</sup>/с, находится в ряду классификации между 15 и 22 классами вязкости.

По вязкостным свойствам гидравлические масла условно делятся на следующие:

маловязкие - классы вязкости с 5 по 15;

средневязкие - классы вязкости 22 и 32;

вязкие - классы вязкости с 46 по 150.

Синтетические и полусинтетические гидравлические масла

Наряду с широко распространенными рабочими жидкостями на нефтяной основе все большее применение находят синтетические и полусинтетические продукты, выгодно отличающиеся от нефтяных по комплексу эксплуатационных свойств, а также огнестойкостью и большей пожаробезопасностью. Такие рабочие жидкости используют в авиационной технике, в гидравлических приводах шахтного оборудования, в гидравлических системах "горячих" цехов металлургических заводов и ряде других областей.

Масла 132-10 и 132-10Д (ГОСТ 18613-88) - полусинтетические гидравлические жидкости - представляют собой смесь полиэтилсилоксановой жидкости и нефтяного маловязкого низкозастывающего масла МВП. Указанные жидкости выпускают под индексом ВПС. Масло 132-10 предназначено для работы в гидравлических системах в интервале температур от -70 до +100 °С, масло 132-10Д - для работы в электрически изолированных системах также в том же интервале температур.

Рабочая жидкость 7-50С-3 (ГОСТ 20734-75) - синтетическая жидкость, применяют в гидравлических агрегатах и гидравлических системах летательных аппаратов в диапазоне температур от -60 до +175 °С длительно, с перегревами до 200 °С; рабочие давления до 21 МПа. Жидкость изготавливают из смеси полисилоксановой жидкости и органического эфира с добавлением противоизносной присадки и ингибиторов окисления.

Рабочая жидкость НГЖ-4у (ТУ 38.101740-80, изменения №№ 4-6) - синтетическая взрывопожаробезопасная жидкость на основе эфиров фосфорной кислоты. Была создана взамен ранее широко применявшейся в авиации жидкости НГЖ-4, вызывавшей эрозию клапанов гидросистем и, как следствие этого, утечку жидкости. Жидкость НГЖ-4у является эрозионнотстойкой, содержит присадки, улучшающие ее вязкостные, антиэрозионные, антиокислительные свойства. Работоспособна в интервале температур от -55 до 125 °С при рабочих давлениях до 21 МПа. Имеет температуру самовоспламенения 650-670 °С, медленно горит в пламени, но не поддерживает горение и не распространяет пламя в отличие от нефтяных жидкостей типа АМГ-10. Является хорошим пластификатором и растворителем для многих неметаллических материалов, поэтому при использовании последних в контакте с жидкостью НГЖ-4у следует тщательно проверять их совместимость или пользоваться только теми материалами, которые специально подобраны и рекомендованы для жидкостей типа НГЖ

Рабочая жидкость НГЖ-5у (ТУ 38.401-58-57-93) - синтетическая взрывопожаробезопасная, эрозионнотстойкая жидкость на основе смеси эфиров фосфорной кислоты, содержащая пакет присадок, улучшающих вязкостные, антигидролизные, антиокислительные, антикоррозионные и антиэрозионные свойства.

Используют в гидросистемах самолетов ИЛ-86, ИЛ-96, ТУ-204 и др. Температурный интервал использования жидкости НГЖ-5у составляет -60...+150 °С при номинальных давлениях до 21 МПа.

Жидкость имеет температуру самовоспламенения 595-630 °С, медленно горит в пламени, не поддерживает горения и не распространяет пламя. Жидкость НГЖ-5у полностью совмещается с жидкостями НГЖ-4 и НГЖ-4у.

#### **4.2 Методы оценки гидравлических жидкостей. Оценка окислительной стабильности.**

Для оценка стойкости гидравлической жидкости к окислению используют метод TOST (Turbine Oil Stability Test). Устойчивость к окислению -это признак срока службы масла.

1000 часов TOST (стандартный метод). Окисление жидкости вызывается нагревом до (95 °С), в присутствии воды, кислорода и металлов (медной и стальной проволоки). Затем проводится измерение общего кислотного числа (TAN) и продуктов окисления через 1000 часов;

Ресурс TOST. Для оценки склонности масла к образованию углеродистых отложений и (или) коррозии металлов при окислении определяют ресурс TOST. Испытание проходит по вышеописанному сценарию, но длится дольше. Фикси-

руется время, необходимого для достижения общего кислотного числа, равного 2 мг КОН/г.

### 4.3 Термическая стабильность.

Последствия разложения из-за тепла аналогичны окислению:

- повышение кислотности;
- образование углеродистых отложений;
- рост вязкости.

Хорошая термическая стабильность также необходима во избежание коррозии металлов при высоких рабочих температурах. Выше 60°C при повышении рабочей температуры на каждые 10°C ресурс масла уменьшается вдвое (термическое и окислительное разложение).

Температура является одним из основных факторов, ускоряющих окисление. Скорость любой химической реакции, в том числе и окисления смазочного материала, повышается при увеличении температуры. Скорость окисления достаточно мала при температурах ниже 60°C, но выше этой температуры она становится критическим фактором. Для многих смазочных материалов необходимо, чтобы они были термически стабильными во избежание образования отложений и шламов, а также для защиты от коррозии при высоких рабочих температурах, как черные, так и цветные металлы.

#### Оценка термической стабильности

Cincinnati Machine (стандартный метод испытания)



Рисунок 4.1 Процесс оценки термической стабильности

Тепловое разложение жидкости вызывается высокой температурой (135 оС) в присутствии медных и стальных стержней. Состояние стальных и медных стержней; изменение вязкости и кислотности смазки, образование шлама измеряется спустя 168 часов. При оценке термической стабильности масла особенно важна устойчивость противоизносных присадок против распада с образованием коррозионно-активных кислот. Термическая стабильность - это способность смазочного материала выдерживать высокие температуры не разлагаясь.

Метод Cincinnati Machine (ранее Cincinnati Milacron, теперь 'Cincinnati Lamb') широко используется для сертификации (в частности, гидравлических жидкостей), но также используется для оценки термической стабильности других промышленных смазочных материалов.

Когда система работает при высоких температурах, необходимо тщательно выбирать присадки. Некоторые присадки, превосходно работая при обычных рабочих температурах, имеют ограниченную термическую стабильность. При повышении температуры происходит их химический распад. Присадка, вместо того, чтобы быть преимуществом, начинает наносить системе вред, образуя коррозионно-активные кислоты. Прежде это происходило с участием ряда диалкилдитиофосфатов цинка (ZDTP).

#### **4.4 Гидролитическая стабильность.**

Что это такое? Способность гидравлической жидкости не образовывать кислот в присутствии воды.

Почему гидролитическая стабильность имеет важное значение?

Благодаря ей сталь и цветные металлы защищены от коррозии, а жидкость служит дольше! Вода - не редкость в гидравлических системах, ее присутствие является следствием загрязнения, условий эксплуатации и конденсации влаги. Для некоторых видов цинксодержащих присадок характерна низкая гидролитическая стабильность. Взаимодействие воды и присадок может привести к образованию кислот, что, в свою очередь, может вызвать образование шламов и коррозию цветных металлов.

Оценка гидролитической стабильности проводится измерением кислотного числа и/или потерей массы введенной в гидравлическую жидкость меди.

##### ***Оценка фильтруемости.***

Для оценки фильтруемости используются методы:

TMS 371 (метод испытаний в тяжелых условиях, используемый Шелл)

AFNOR (индекс фильтруемости)

Оценка защиты от изнашивания.

Для оценки защиты от изнашивания используются методы:

Eaton M-2952 и I-286S

##### ***Стандарты и классификация гидравлических жидкостей***

Стандарты DIN и ISO уже недостаточно хороши:

ASTM D6158 HM, ASTM D2070

DIN 51 524

Cincinnati P-68, P-69, P-70



Denison HF-0, HF-1, HF-2

Eaton(Vickers) I-286-S, M2950-S

GM LS/2 (AW)

Bosch Rexroth

Шведский стандарт SS 15 54 34 AM

CM, Denison, Eaton и Rexroth ведут сертификационные списки.

Еще известны технические условия по гидравлическим жидкостям:

Komatsu KES 07.841.1

US Steel 126/127/136

Оба этих стандарта включают серии специализированных внутрифирменных испытаний производителей оборудования.

## Лабораторная работа №5

### Тема: Гидравлические линии

**Цель:** изучить конструкцию, требования предъявляемые к гидролиниям.

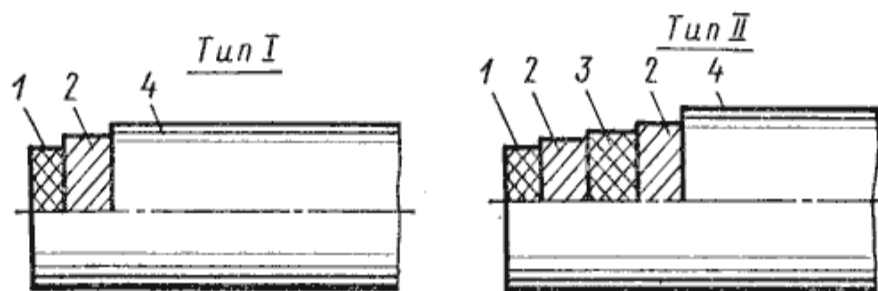
В гидросистемах машин отдельные элементы находятся на расстоянии друг от друга и соединяются между собой гидролиниями. Гидролинии должны обладать:

- достаточной прочностью;
- минимальными потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений;
- отсутствием утечек жидкости;- отсутствием в трубах воздушных пузырей.

Трубопроводы в зависимости от своей конструкции делятся на жесткие и гибкие.

Жесткие трубопроводы изготавливают из стали, меди, алюминия и его сплавов. Стальные применяют при высоких давлениях (до 320 ат). Трубы из сплавов алюминия применяют при давлениях до 150 ат и главным образом в гидросистемах машин с ограниченной массой (авиация). Медные трубопроводы при меньших давлениях (до 50 ат), там, где требуется изгиб труб под большими углами, что обеспечивает компактность гидросистемы, и применяются для дренажных линий.

Гибкие трубопроводы (рукава) бывают двух видов: резиновые и металлические. Для изготовления резиновых рукавов применяют натуральную и синтетическую резину. Рукав состоит из эластичной внутренней резиновой трубки, упрочненной наружной оплеткой или внутренним текстильным каркасом (рис.5.1). Их применяют тогда, когда соединяемые трубопроводом гидроагрегаты должны перемещаться относительно друг друга. При этом благодаря своей упругости резиновый рукав уменьшает пульсацию давления в гидросистеме. Они имеют следующие недостатки: подвижность при изменении давления; снижение общей жесткости гидросистемы; малая долговечность (1,5...3 года). Поэтому при проектировании гидросистем машин резиновых рукавов следует по возможности избегать.

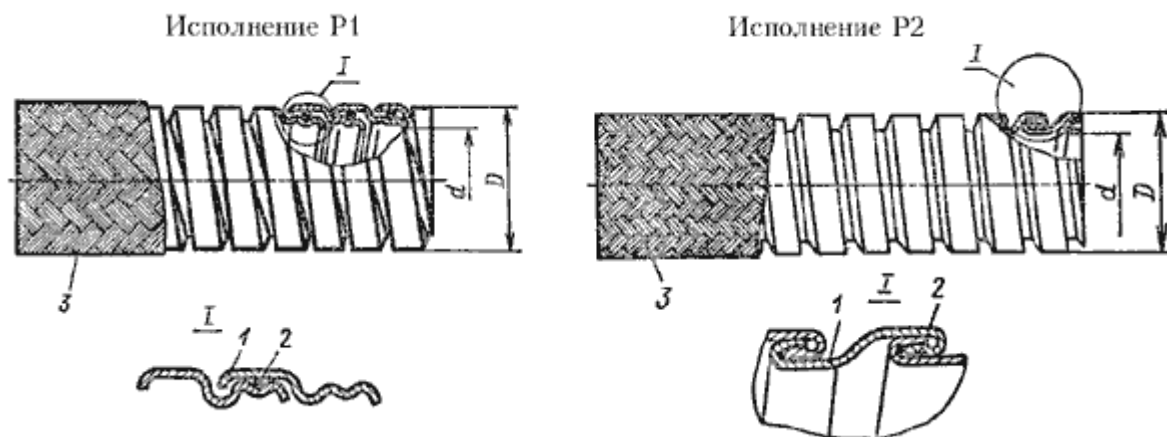


- 1 - внутренний резиновый слой; 2 - металлическая оплетка;  
3 - промежуточный резиновый слой; 4 - наружный резиновый слой

Рисунок 5.1. Схемы конструкции рукавов с оплеткой.

*Металлические рукава* имеют гофрированную внутреннюю трубу, выполненную из бронзовой или стальной ленты, и наружную проволочную оплетку.

Между витками ленты находится уплотнитель. Рукава с хлопчатобумажным уплотнением предназначены для работы с температурой рабочей жидкости до 110 С, а с асбестовым уплотнением - до 300 С. Металлические рукава применяют в специфических условиях эксплуатации гидросистем, в контакте с агрессивными рабочими жидкостями.



1 - профилированная лента; 2 - уплотнитель; 3 - проволочная оплетка

Рисунок 5.2. Металлические рукава.

## 5.1 Соединения

Соединениями отдельные трубы и гидроагрегаты монтируются в единую гидросистему. Кроме того, соединения применяют и тогда, когда в гидросистеме необходимо предусмотреть технологические разъемы. Соединения могут быть неразборными и разборными.

*Неразборные соединения* применяют в недемонтируемых гидросистемах. Для соединения труб применяют сварку и пайку встык или используют муфты (переходные втулки) с прямыми с скошенными под углом 30 концами. При применении неразборных соединений масса гидролиний может быть уменьшена на 25...30% по сравнению с применением разборных соединений.

*Разборные соединения* (неподвижные и подвижные) - это соединения при помощи фланцев, штуцеров, ниппелей и других соединительных элементов.

*Неподвижное разборное соединение* может быть выполнено по наружному и внутреннему конусу, с врезающимся кольцом и фланцевое.

Соединение по *наружному конусу* (рис.5.3) состоит из трубопровода 1 с развальцованным на конус концом, ниппеля 2, штуцера 3 и накидной гайки 4. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием развальцованного конца трубы к наружной поверхности штуцера и соответствующей затяжкой накидной гайки. Недостатками такого соединения являются: уменьшение прочности трубы в месте раструба; возможность образования незаметных для глаза кольцевых трещин; сравнительно большой момент затяжки накидной гайки; небольшое количество переборок; применение специализированного инструмента для развальцовки.

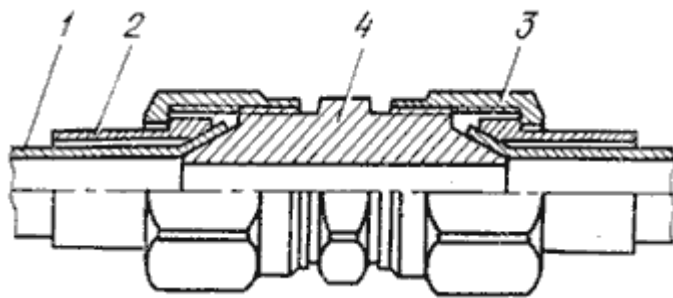


Рисунок 5.3. Соединение по наружному конусу

Неподвижное разборное соединение по внутреннему конусу (рис.5.4) состоит из ниппеля 4, приваренного или припаянного к трубе 5, штуцера 2 и накладной гайки 1. Герметичность соединения обеспечивается плотным прилеганием наружной поверхности ниппеля к внутренней поверхности штуцера и затяжной накладной гайки. Соединение по внутреннему конусу допускает большое количество переборок, а при его монтаже не происходит нежелательных деформаций в трубах и в соединительной арматуре. Благодаря сферической поверхности ниппеля допускается небольшой перекося труб.

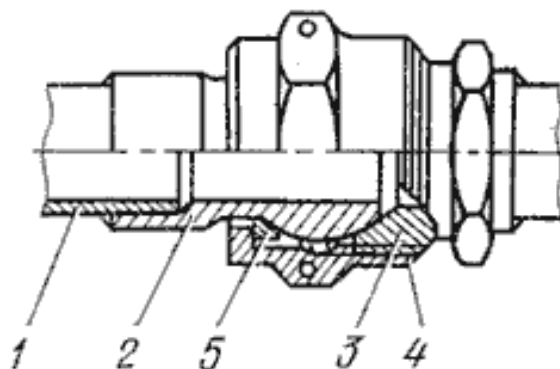


Рисунок 5.4. Соединение по внутреннему конусу

Соединение с *врезающимся кольцом* (рис.5.5) состоит из штуцера 1 с внутренней конической поверхностью 2, накладной гайки 5 и врезающегося кольца 3. Кольцо изготовлено из стали с цементированной поверхностью, а его конец, обращенный к штуцеру, имеет режущую кромку. При затяжке соединения гайкой режущая кромка врезается в трубу 4, происходит деформация кольца, которое получает форму, соответствующую конической поверхности штуцера. В результате обеспечиваются требуемые прочность и герметичность соединения.

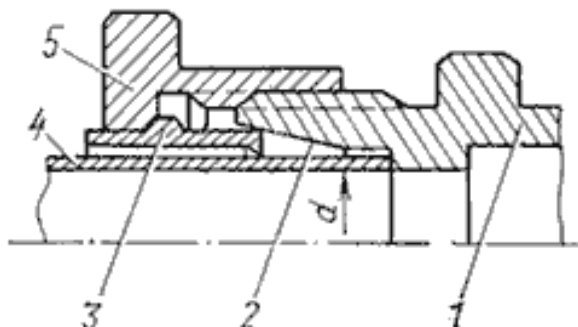


Рисунок 5.5. Соединение с врезающимся кольцом

К неподвижным разборным соединениям относится и *фланцевое соединение* (рис.5.6), которое применяют при монтаже гидросистем с трубами, имеющими диаметр условного прохода более 32 мм при рабочих давлениях до 32 МПа. Герметичность обеспечивается установкой между фланцами уплотнительных колец.

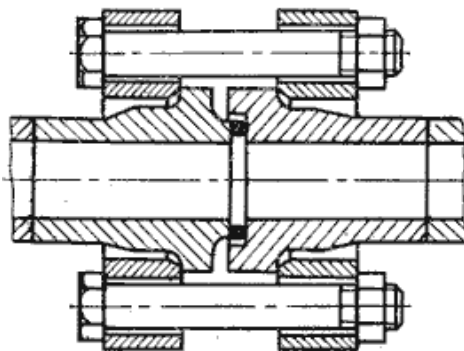
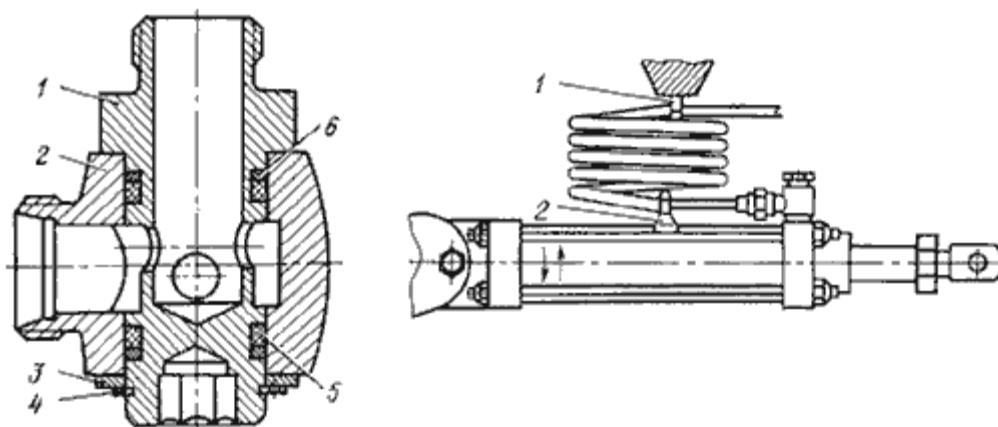


Рисунок 5.6. Фланцевое соединение

*Подвижное разборное соединение* применяется в гидросистемах землеройных, строительных, лесных и других машин. Здесь нередко применяют гидроцилиндры, которые должны поворачиваться на небольшой угол относительно оси, проходящей через точку крепления гидроцилиндра. При монтаже таких гидросистем применяют подвижные соединения, имеющие одну, две и более степени свободы. На рис.5.7, а приведено поворотное соединение с одной степенью свободы, которое состоит из штуцера 1 и закрепленного на нем поворотного угольника 2. От осевого перемещения угольник стопорится шайбой 3 и кольцом 4. Герметичность соединения обеспечивается резиновыми кольцами 5 с защитными шайбами 6.

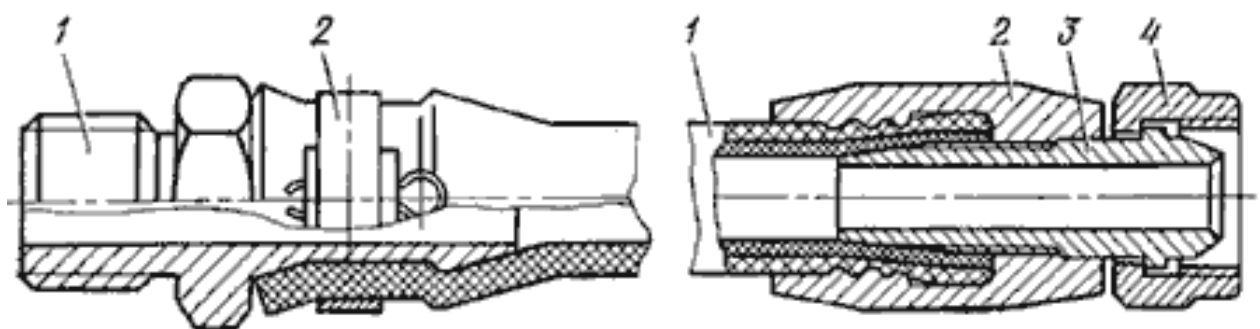
Другим примером подвижного соединения является свернутый в спираль трубопровод (рис.5.7, б). В этом случае спираль необходимо закрепить в двух точках (точки 1 и 2). Во время поворота гидроцилиндра спираль может растягиваться. Такой способ соединения может обеспечивать несколько степеней свободы.



а - шарнирное; б - в виде трубы, свернутой в спираль

Рисунок 5.7. Подвижное разборное соединение

Способ заделки в концах гибких трубопроводов соединительной арматуры определяется давлением и конструкцией гибкого трубопровода. При давлении до 0,5 МПа (рис.5.8, а) конец рукава навинчивают на наконечник или на ниппель 1 с гребенчатой поверхностью и закрепляют хомутом 2. При давлениях до 10 МПа соединение конца рукава происходит в результате зажатия его между ниппелем и зажимной муфтой (обоймой). При таком способе (рис.5.8, б) рукав 1 ввинчивают в зажимную муфту 2, имеющую резьбу с большим шагом. Далее в муфту ввинчивают ниппель 3, который своей конусной поверхностью вдавливает конец рукава в резьбу муфты и зажимает его. Для давлений более 10 МПа муфту 2 обжимают в специальном цанговом приспособлении. Накладной гайкой 4 производят соединение рукава с гидрооборудованием.



а - при давлении до 0,5 МПа; б - при давлении свыше 10 МПа

Рисунок 5.8. Заделка концов рукавов

## Лабораторная работа №6

### Тема: Гидронасосы

**Цель:** изучить устройство, типы и принцип действия гидравлических насосов.

Насосами называются машины для создания напорного потока жидкой среды. Этот поток создается в результате силового воздействия на жидкость в рабочей камере насоса.

Насос преобразует энергию движения ведущего звена (вала) в энергию потока масла за счет изменения объема рабочих камер, герметично отделенных друг от друга. *Самовсасывающие насосы* создают вакуум в камерах, объем которых увеличивается, в результате чего масло всасывается из бака, и одновременно вытесняют масло из камер, объем которых уменьшается; *несамовсасывающие насосы* реализуют лишь последнюю функцию.

Насосы согласно ГОСТ 17398 по принципу действия и конструкции делятся на две основные группы — *динамические* и *объемные*.

К динамическим относят насосы, в которых жидкость в камере движется под силовым воздействием и имеет постоянное сообщение с входным и выходным патрубками. Это силовое воздействие осуществляется с помощью рабочего колеса, сообщаящего жидкости кинетическую энергию, трансформируемую в энергию давления. Динамическими являются насосы лопастные, электромагнитные, трения и инерции.

К объемным относят насосы, в которых сообщение энергии жидкости осуществляется по принципу механического периодического вытеснения жидкости рабочим телом, создающим в процессе перемещения определенное давление жидкости. В объемных насосах жидкость получает энергию в результате периодического изменения замкнутого объема, который попеременно сообщается то с входом, то с выходом насоса. Объемными являются насосы поршневые, плунжерные, диафрагменные, роторные и шестеренные



Рисунок 6.1 Условные обозначения насосов на схемах.

Гидронасос качает жидкость в систему. Производительность насоса задается в л/мин или  $\text{см}^3/\text{мин}^{-1}$ . Гидронасосы бывают следующих типов: Шестерённые, роторные, пластинчатые, винтовые и поршневые. Поршневые, в свою очередь,

подразделяются на аксиально-поршневые и радиально-поршневые. Шестерённые и роторные насосы можно отнести к насосам с постоянной подачей.

Поршневые и пластинчатые относят к насосам с переменной подачей.

### 6.1 Аксиально-поршневые насосы

Аксиально-поршневые гидромоторы нашли широкое применение в гидроприводах сельскохозяйственных машин, это объясняется рядом их преимуществ: меньшие радиальные размеры, масса, габарит и момент инерции вращающихся масс; возможность работы при большом числе оборотов; удобство монтажа и ремонта.

Рабочими камерами аксиально-поршневых насосов являются цилиндры, аксиально расположенные относительно оси ротора, а вытеснителями - поршни. По виду передачи движения вытеснителям аксиально-поршневые насосы подразделяются на насосы с *наклонным блоком* и с *наклонным диском*. Также различают насосы с *управлением* и *без управления*.

Известные конструкции аксиально-поршневых насосов выполнены по четырем различным принципиальным схемам.

- ~ *Насосы с силовым карданом*
- ~ *насосы с двойным несиловым карданом*
- ~ *Насосы с точечным касанием поршней наклонного диска*
- ~ *Аксиально-поршневые насосы бескарданного типа*



Рисунок 6.2 Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком. (Вид общий)



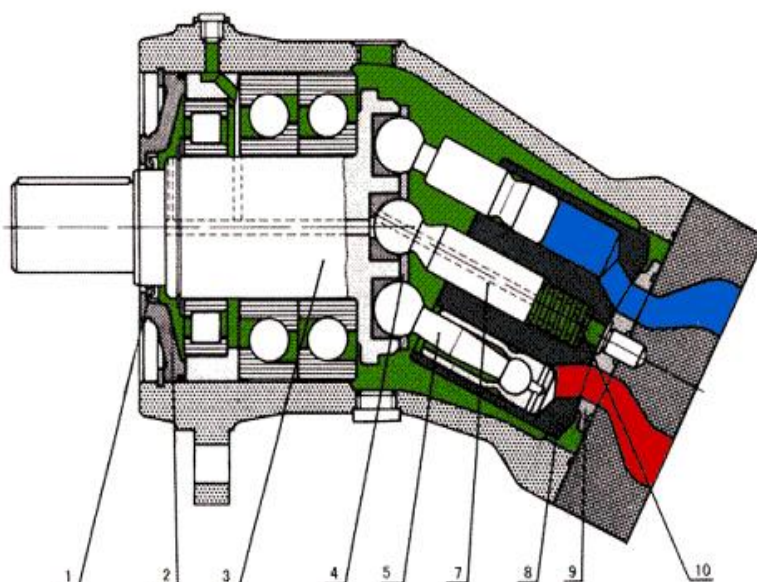


Рисунок 6.3 Схема работы аксиально-поршневого насоса с наклонным блоком

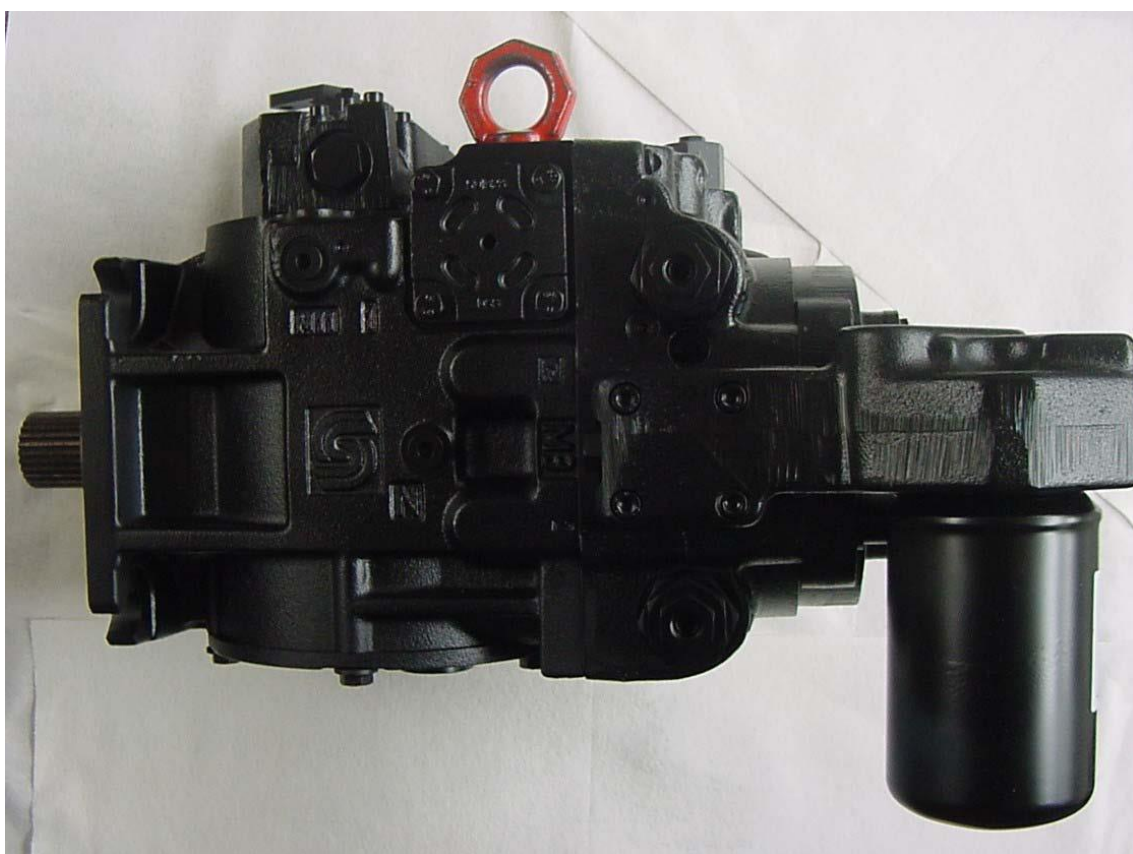


Рисунок 6.4 Аксиально-поршневой насос с наклонным диском Вид общий

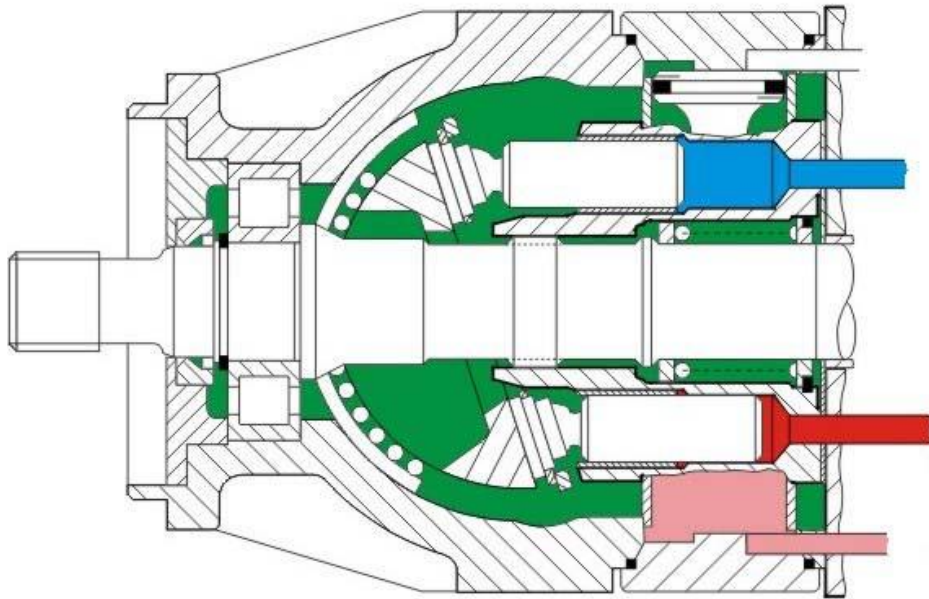


Рисунок 6.5 Схема работы аксиально-поршневого насоса с наклонным диском

Опорно-распределительный диск 6 и наклонная шайба 2 аксиально-поршневого насоса (рис. 6.6) расположены неподвижно в корпусе, а ротор 4 приводится во вращение от электродвигателя 1 через вал 15. В роторе выполнены рабочие камеры 5, в которых перемещаются поршни 3. Каждая из камер имеет осевое отверстие, которое попеременно сообщается с полукольцевыми пазами 13 и 14 диска 6, связанными с напорной 7 и всасывающей 11 линиями гидросистемы. Ротор к диску и поршни к наклонной шайбе прижимаются пружинами (не показаны) и давлением масла.

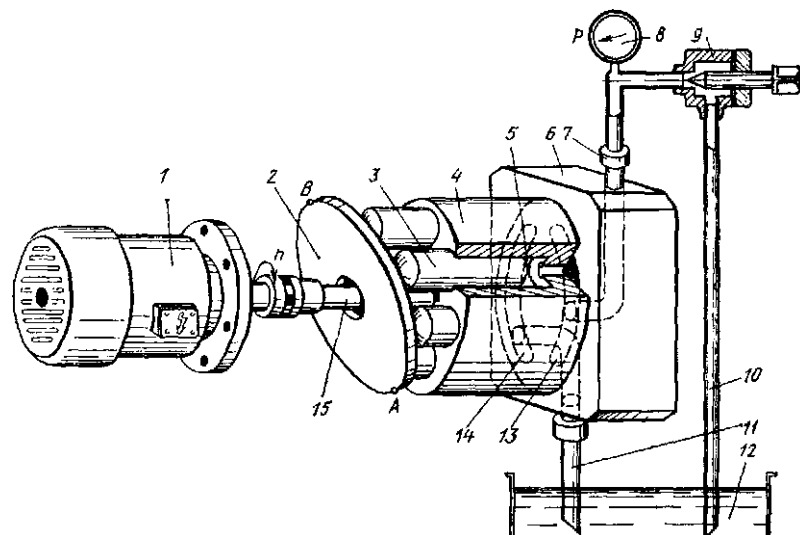


Рисунок 6.6 Схема действия аксиально-поршневого насоса

При вращении ротора 4 поршни, взаимодействующие с наклонной шайбой, совершают возвратно-поступательное движение: при движении от точки А до точки В — выдвигаются из ротора и всасывают масло из бака 12 через линию 11

и паз 14, а при движении от точки В к точке А — вдвигаются в ротор и через паз 13 вытесняют масло в линию 7. Давление  $p$  (МПа) масла в напорной линии зависит от сопротивления подключенной к насосу гидросистемы. При полностью открытом дросселе 9 манометр 8 будет показывать давление, близкое к нулевому (потери давления в сливной линии 10). По мере закрытия дросселя давление в напорной линии растет, причем максимально допустимое давление не должно превышать паспортного значения во избежание резкого снижения долговечности или поломки деталей насоса.

Основными характеристиками аксиально-поршневого насоса являются подача л/мин и крутящий момент.

Подачу для машин с бесшатунным приводом определяют по формуле:

$$Q = q_n \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{4} z D \operatorname{tg} \gamma \eta_{об} \quad (6.1)$$

где  $d$  - диаметр цилиндра;  $D$  - диаметр окружности, на которой расположены центры окружностей цилиндров или закреплены шатуны на диске;  $D \operatorname{tg} \gamma$  - ход поршня при повороте блока цилиндров на  $180^\circ$ ;  $z$  - число поршней ( $z = 7, 9, 11$ ).

Крутящий момент аксиально-поршневого гидромотора определяют по формуле:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^2}{8} z D \operatorname{tg} \gamma \eta_m \quad (6.2)$$

## 6.2 Радиально-поршневые насосы

Радиально-поршневые гидронасосы применяют при сравнительно высоких давлениях (10 МПа и выше). По принципу действия радиально-поршневые гидронасосы делятся на одно-, двух- и многократного действия. В машинах однократного действия за один оборот ротора поршни совершают одно возвратно-поступательное движение.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия приведена на рис.3.6. Рабочими камерами в насосе являются радиально расположенные цилиндры, а вытеснителями - поршни. Ротор (блок цилиндров) 1 на скользящей посадке установлен на ось 2, которая имеет два канала 3 и 4 (один соединен с гидрوليнией всасывания, другой - с напорной гидрوليнией). Каналы имеют окна 5, которыми они могут соединяться с цилиндрами 6. Статор 7 по отношению к ротору располагается с эксцентриситетом.

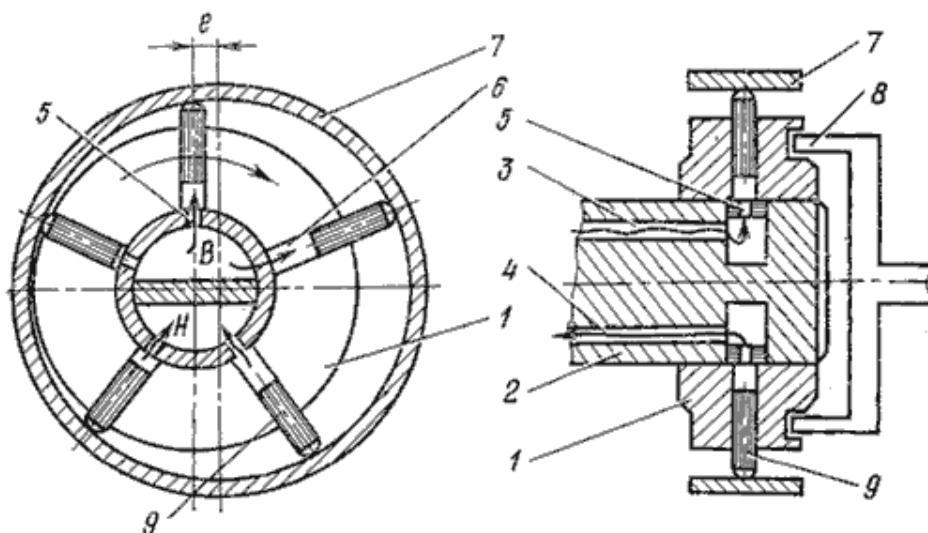


Рисунок 6.7. Схема радиально-поршневого насоса однократного действия

Ротор вращается от приводного вала через муфту 8. При вращении ротора в направлении, указанном на рис.3.6. стрелкой, поршни 9 вначале выдвигаются из цилиндров (происходит всасывание), а затем вдвигаются (нагнетание). Соответственно рабочая жидкость вначале заполняет цилиндры, а затем поршнями вытесняется оттуда в канал 4 и далее в напорную линию гидросистемы. Поршни выдвигаются и прижимаются к статору центробежной силой или принудительно (пружиной, давлением рабочей жидкости или иным путем).

Подача радиально-поршневого насоса

$$Q = q_n \eta_{об} = \frac{\pi d^2}{2} e z n \eta_{об} \quad (6.3)$$

где  $d$ - диаметр цилиндра;

$e$ - эксцентриситет;

$z$ - число поршней.

В серийных конструкциях радиально-поршневых насосов число поршней принимается нечетным (чаще всего  $z = 7$  или  $z = 9$ ). Число рядов цилиндров для увеличения подачи может быть увеличено от 2 до 6. Подача радиально-поршневого насоса с кратностью действия  $i$  и числом рядов  $m$  подсчитывается по формуле

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} h z i m n \eta_{об} \quad (6.4)$$

где  $h$  - ход поршней.

В станкостроении применяют регулируемые радиально-поршневые насосы однократного действия типа НП, которые выпускают с максимальной подачей до 400 л/мин и давлением до 200 МПа.

На рисунке 6.8. представлен радиально-поршневой насос однократного действия типа НП с четырьмя рядами цилиндров. Который состоит из корпуса 1 и крышки 25, внутри которых размещены все рабочие элементы насоса: скользящий блок 10 с крышкой 24, обойма 9 с крышкой 3 и реактивным кольцом 6, ротор 8 с радиально расположенными цилиндрами, поршни 7, распределительная ось 11, на которой на скользящей насадке установлены ротор, приводной вал 20 и муфта. Скользящий блок может перемещаться по направляющим 15, благодаря чему достигается изменение эксцентриситета, а следовательно, и подача насоса. Величина эксцентриситета ограничивается указателем 19. Обойма вращается в двух подшипниках 12, а приводной вал - в подшипниках 14. Распределительная ось имеет каналы с отверстиями, через которые происходят всасывание и нагнетание. Муфта состоит из фланца 2, установленного на шлицах приводного вала промежуточного кольца 5 и четырех роликов 4, через которые крутящий момент передается от фланца к ротору. Для исключения утечек рабочей жидкости по валу служит уплотнение 21. Утечки по каналу 17 отводятся в корпус насоса, а из него через отверстие 13 в дренажную гидролинию.

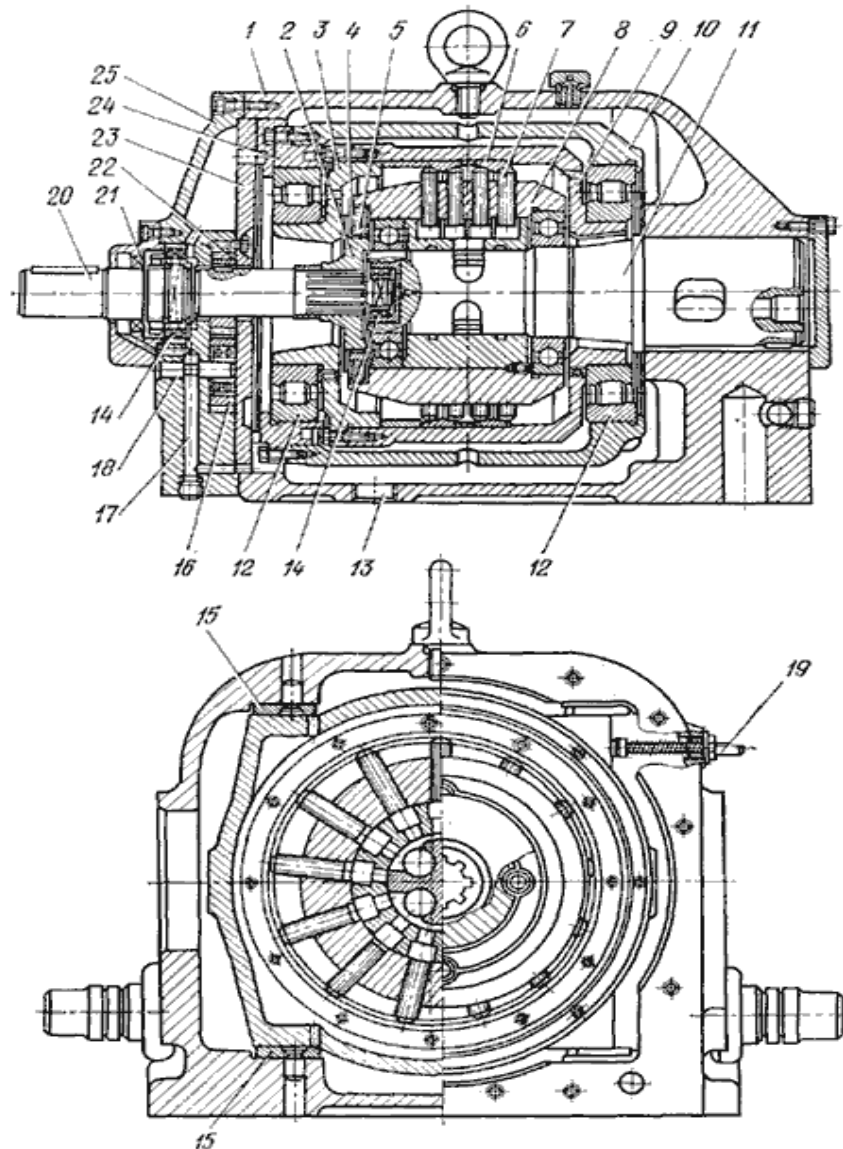


Рисунок 6.8. Радиально-поршневой насос однократного действия типа НП

Насос работает следующим образом. При вращении ротора поршни под действием центробежной силы выдвигаются из цилиндров и прижимаются к реактивным кольцам обоймы. При этом если между ротором и обоймой есть эксцентриситет, то поршни, кроме вращательного, будут совершать и возвратно-поступательные (в радиальном направлении) движения. Изменение эксцентриситета вызывает соответствующее изменение хода поршней и подачи насоса. Вместе с ротором во вращение вовлекается обойма, вращающаяся в своих подшипниках. Такая конструкция позволяет уменьшить силы трения и повысить КПД гидронасоса.

### 6.3 Шестеренные насосы

Шестеренные насосы благодаря простой конструкции и надежности в работе широко распространены в гидроприводах сельскохозяйственных машин.

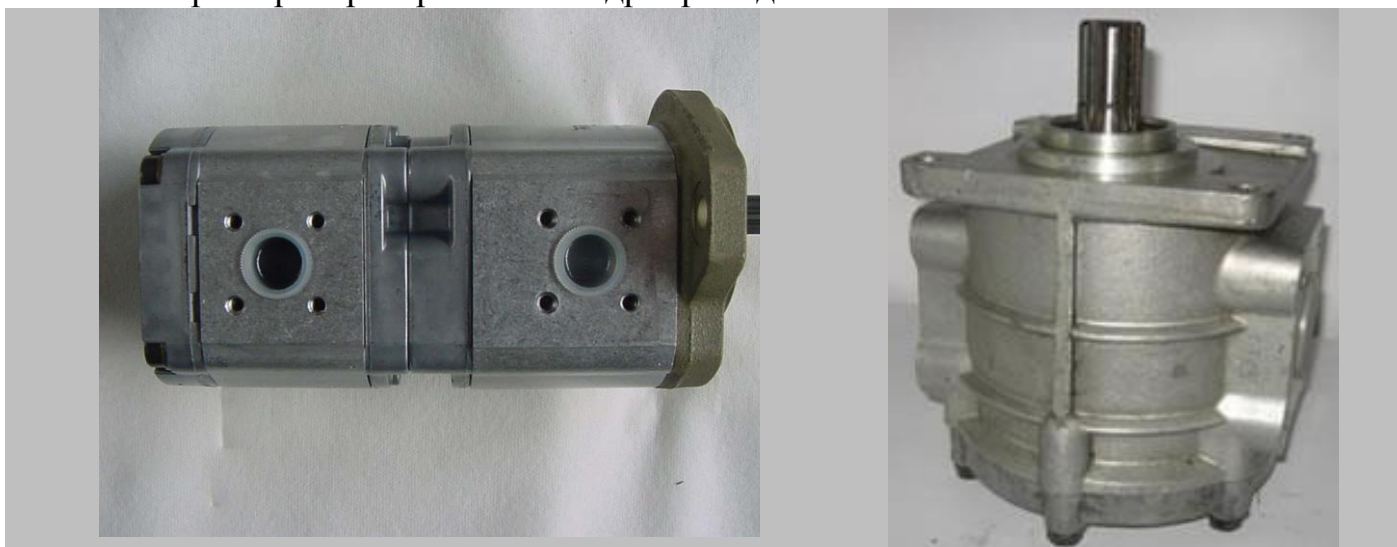


Рисунок 6.9 Шестеренный насос

Шестеренный насос состоит корпуса и расположенных в нем шестерен. Благодаря плотному зацеплению зубьев другая (другие) шестерни получает движение от первой. При работе шестеренного насоса жидкость захватывается зубьями колес, отжимается к стенкам корпуса и перемещается на сторону нагнетания.

Принцип действия шестеренного насоса (рис. 1) заключается в следующем: при вращении шестерен во входном канале насоса образуется разрежение, благодаря чему рабочая жидкость поступает в зону всасывания (низкого давления) насоса, где заполняет межзубовые впадины и по периферии переносится ими в зону нагнетания (высокого давления) насоса, создавая, тем самым, высокое давление в напорной гидролинии гидросистемы. Рабочая жидкость гидросистемы так же выполняет функции смазывания и охлаждения деталей насоса.



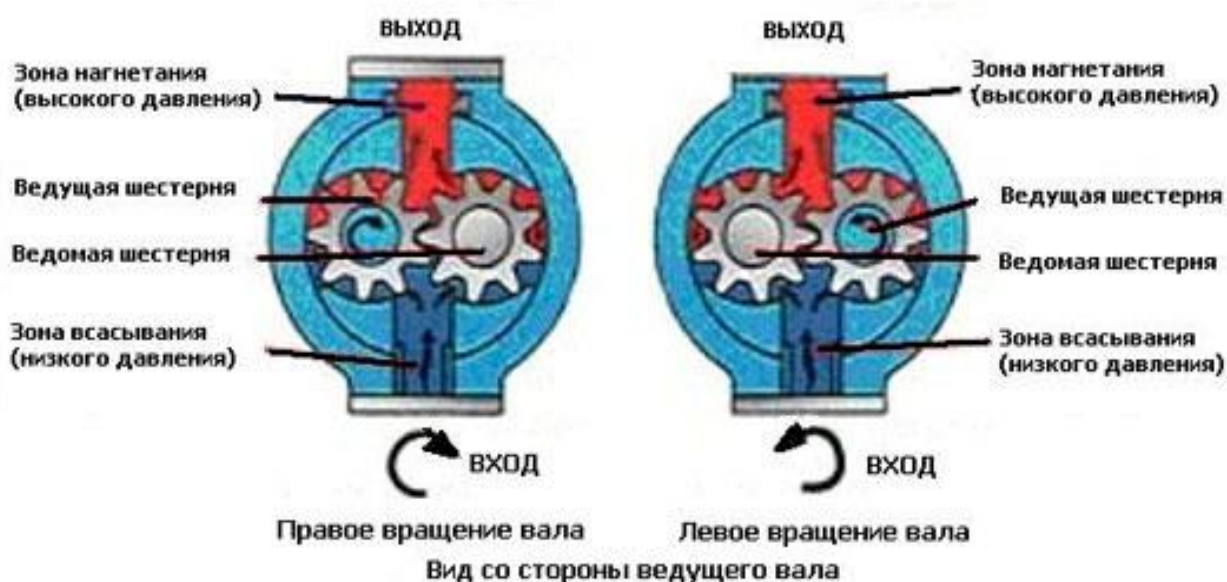


Рисунок 6.10 Схема работы шестеренного насоса

Ресурс насоса во многом зависит от качества (вязкости, чистоты) используемого масла, т.к. во всех НШ применяются подшипники скольжения, работоспособность которых определяется, в значительной степени условиями смазки.

По типу процесса вытеснения шестеренные насосы с шестернями внешнего зацепления относятся к классу роторно-вращательных машин. Вытесняемая жидкость в механизмах данного класса переносится из всасывающей в нагнетательную полость насоса, вытеснители при этом совершают строго вращательное движение.

Помимо приведенного типа насоса, применяются также следующие конструктивные схемы:

- ~ с внутренним зацеплением;
- ~ со спиральными зубьями;
- ~ с шевронными зубьями;
- ~ двух- и трехвинтовые;
- ~ двузубые или барабанные;
- ~ двух- и трехступенчатые;

Основным недостатком шестеренных насосов принято считать быстрый износ рабочих органов при сравнительно низком (до 0,75%) КПД. Однако преимуществ от использования шестеренчатых насосов. Так безусловными плюсами, говорящими в пользу применения насосов этого вида, являются простота конструкции и связанная с ней низкая стоимость обслуживания, компактность, реверсивность, независимость подачи от противодействия сети, возможность использования для привода высокоскоростных электродвигателей и возможность получения высоких давлений (5 МПа для шестеренного насоса, 0,5 МПа для насоса "восьмерочного" типа), и т.д.

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внутреннего и внешнего зацепления. Насос с шестернями внешнего зацепления состоит из пары помещенных в плотно охватывающий их корпус (статор) защемляющихся одинако-

вых цилиндрических шестерен. Шестеренные насосы с шестернями внешнего зацепления имеют сравнительно малые габариты и массу, просты по конструкции и надежны.

Шестеренные насосы с шестернями внутреннего зацепления отличаются еще большей компактностью и малыми габаритами по сравнению с насосами внешнего зацепления. Однако эти насосы рекомендуется использовать только при небольших (до 7 МПа) давлениях.

Для приближенного расчета минутной подачи насосов с двумя одинаковыми шестернями можно пользоваться формулой

$$Q = \eta_0 \pi A (D_r - A) b n, \quad (6.5)$$

где  $\eta_0$  - объемный КПД насоса, зависящий от конструкции, технологии изготовления и давления насоса и принимаемый равным 0,7-0,95;

A - расстояние между центрами шестерен, равное диаметру начальной окружности D;

$D_r$  - диаметр окружности головок зубьев; b - ширина шестерен; n - частота вращения ротора, об/мин.

Применяемая маркировка шестеренчатых насосов:

Например: НМШФ 0,6-25-0,25/25Ю-3 ТУ26-06-1558-89

Ш - шестеренный насос

НМШ - насос масляный шестеренный на лапах

НМШФ - насос масляный шестеренный фланцевый

НМШГ - насос масляный шестеренный с обогревом (охлаждением) корпуса

0,6 - подача насоса в литрах на 100 оборотов

25 - наибольшее давление насоса, кгс/см<sup>2</sup>

0,25 - подача насоса в агрегате, м<sup>3</sup>/ч

25 - давление на выходе из насоса в агрегате, кгс/см<sup>2</sup>

Ю - условное обозначение материала проточной части насоса

без обозначения – чугун

Б – бронза

Ю - алюминий и его сплавы

К - нержавеющая сталь

З - исполнение двигателя (морское)

ТУ 26-06-1558-89 - обозначение технических условий

Основные характеристики шестеренчатых насосов типа НШ приведены в приложении.

### ***Характерные причины отказа шестерённых насосов***

*Насос НШ не нагнетает масло в гидросистему или нагнетает в недостаточном количестве, не создает давления.*

Неисправен привод насоса

Давление настройки предохранительного клапана распределителя меньше рабочего давления гидросистемы



Наличие утечек масла  
Низкая температура масла  
Несоответствие направлений вращения насоса и привода  
Повышенный износ насоса из-за загрязнения масла гидросистемы  
Пенообразование в гидробаке.  
Насос НШ захватывает и нагнетает в гидросистему воздух из-за:  
нарушения герметичности всасывающего трубопровода  
низкой температуры масла  
износа манжеты приводного вала насоса.  
Вибрация, шум при работе насоса, что вызывает быстрый износ подшипников насоса и выход его из строя.  
Наличие воздуха в гидросистеме:  
не закреплены трубопроводы или узлы гидросистемы  
вибрируют запорные элементы предохранительных клапанов  
износ муфты привода насоса  
кавитация в насосе (перекрыто всасывающее отверстие, заужены или погнуты трубопроводы, чрезмерная вязкость масла или его низкая температура).  
*Не достигается максимальное давление.*  
Засорился золотник предохранительного клапана  
Нарушилась регулировка предохранительного клапана  
Заедает (не смещается) золотник гидрораспределителя  
Износ деталей насоса  
Перегрев насоса при работе.  
Наличие в масле механических примесей, наличие воздуха в гидросистеме  
недостаточный уровень масла в гидробаке  
Длительная работа гидросистемы на предельных нагрузках (залег предохранительный клапан или нарушилась его настройка)  
Забит фильтр гидросистемы  
Повышенное разрежение в сливной гидролинии (смятые, зауженные трубопроводы)  
Заклинивание деталей насоса из-за их износа.  
Утечка масла по приводному валу насоса в картер.  
Износ манжеты уплотнения вала или ее выдавливание в случае несоответствия направлений вращения насоса и привода.  
  
*Самопроизвольное выключение насоса.*  
Неисправность механизма привода шестерного насоса (ослабла пружина фиксатора)  
Разрушен корпус насоса.  
Неправильно отрегулирован предохранительный клапан гидрораспределителя  
Заедает переливной золотник гидрораспределителя.

## 6.4 Условия выбора насоса для гидросистемы

При выборе насоса для гидросистемы следует учитывать большое количество определяющих факторов. Основными критериями с которых необходимо начать выбор насоса являются необходимая подача  $Q$  и давление. Также в начале процедуры подбора необходимо четкое представление о типе приводного двигателя. В зависимости от предназначения и базирования механизма приводимого в действие гидросистемой приводной двигатель может быть электрическим или двигателем внутреннего сгорания. При выборе мощности приводного двигателя следует определить необходимую для гидросистемы гидравлическую мощность, которую можно приблизительно определить по зависимости (6.2).

$$W = \frac{16,67 \cdot Q \cdot p}{\eta} [Вт] \quad (6.6)$$

где  $Q$  – подача насоса [л/мин]

$p$  – давление в гидросистеме [МПа]

$\eta$  - КПД насоса (шестеренного и пластинчатого  $\eta=0,85$ , для роторно-поршневого  $\eta=0,9$ )

После определения мощности выбирается тип гидронасоса исходя из характеристик свойственных для каждого из типов насосов и рабочего давления. Необходимый рабочий объем гидронасоса определяется как:

$$q_0 = \frac{Q}{n} \cdot 1000 [см^3/об] \quad (6.7)$$

где  $Q$  – необходимая подача насоса [л/мин]

$n$  – частота вращения двигателя [об/мин]

Определив необходимый рабочий объем насоса, мы выбираем по каталогу насос выбранного типа с наиболее близким значением рабочего объема. После чего взяв из каталога реальные значения  $q_0$  и  $\eta$ , рассчитываем реальное значение подачи насоса  $Q$ :

$$Q = \frac{q_0 \cdot n}{1000} [л/мин] \quad (6.8)$$

и проверяем насос на совместимость с выбранным двигателем по мощности (см. выражение (6.6)).

## Лабораторная работа №7

### Тема: Гидромоторы

**Цель: изучить устройство, типы и принцип действия гидромоторов.**

Мощные, компактные и высокоэффективные гидромоторы широко используются в современной дорожной, строительной, сельскохозяйственной технике, а также в буровых платформах и станциях.

Гидромотор преобразует потенциальную энергию давления жидкости в механическую энергию вращения гидромотора. Производительность гидромотора задаётся в  $\text{см}^3/\text{мин}^{-1}$  (теоретический объём пропускаемой жидкости за один оборот гидромотора). Гидромоторы различаются по принципу действия: роторные и поршневые.

Роторные гидромоторы классифицируют по конструкции рабочей камеры на:

- ~ шестеренные;
- ~ коловратные;
- ~ винтовые;
- ~ шиберные(пластинчатые);
- ~ обладающие обратимостью.

По числу рабочих циклов в каждой камере за один оборот выходного вала гидромоторы разделяют на:

- ~ однократного действия (одноходовые);
- ~ многократного действия (многоходовые).

Гидромоторы выполняются как с нерегулируемым, так и с регулируемым рабочим объемом. Они используются для работы как в режиме объемного гидронасоса, так и в режиме объемного гидронасоса с реверсивным и нереверсивным направлениями потока. Если сравнить основные параметры различного гидравлического оборудования, то видно, что каждый тип имеет определенные конструктивные особенности, которые определяют область их использования, целесообразную с технической и экономической точек зрения.

Кроме того, гидромоторы являются одним из самых сложных механических устройств. Эксплуатация, обслуживание и ремонт гидромоторов и гидронасосов требует специальных знаний и специальных условий в ремонтных мастерских, и особенно - высококвалифицированного персонала.



Рисунок 7.1 Условные обозначения гидромоторов на схемах.

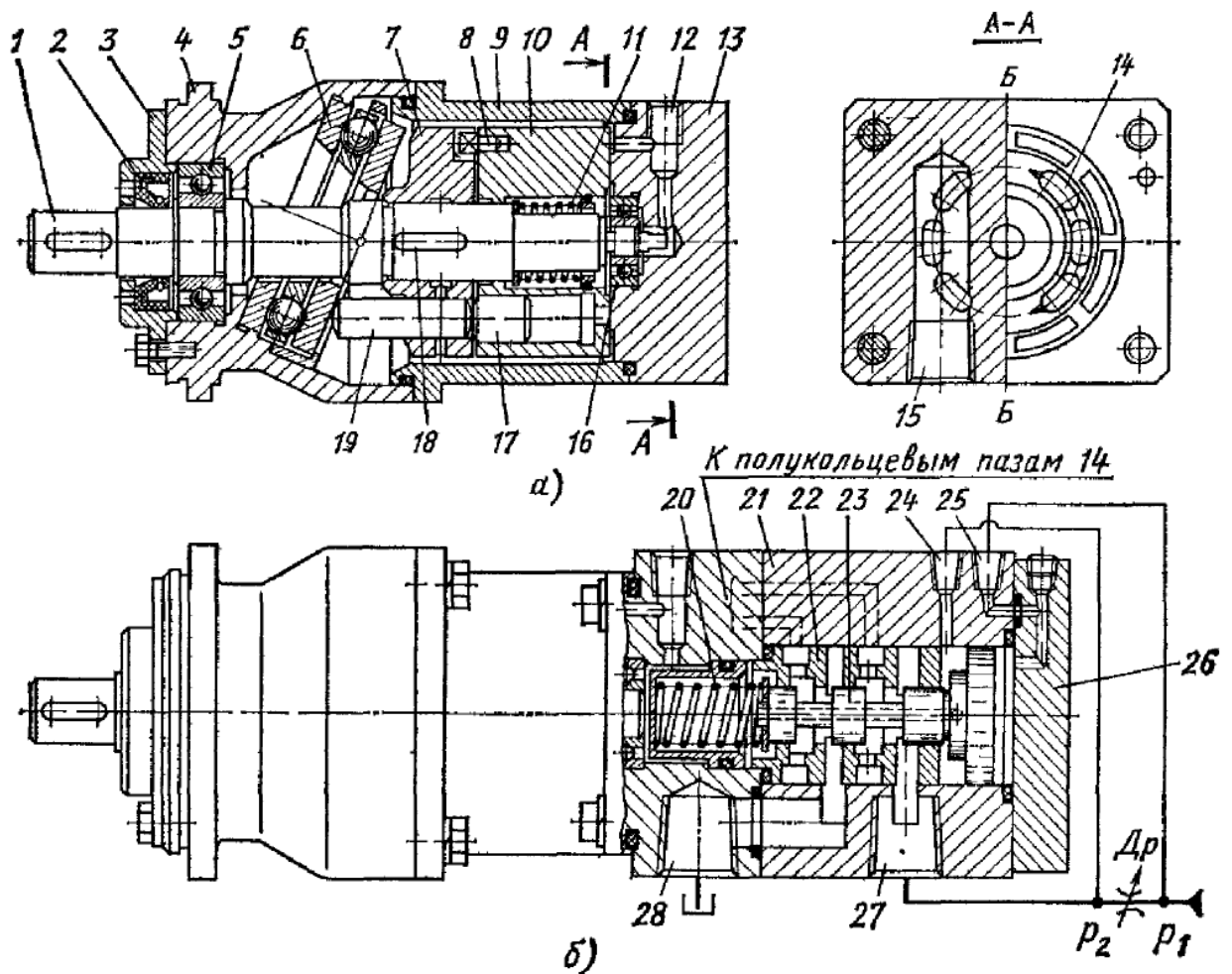


Рисунок 7.2 Гидромоторы аксиально-поршневые типа Г15-2 ... Н

(ГОСТ 21229—75) состоят из следующих основных деталей и узлов: ротора 10 (рис. 3.6, а) с семью поршнями 17, барабана 7 с толкателями 19, радиально-упорного подшипника 6, вала 1, опирающегося на подшипники 5 и 16, опорно-распределительного диска 13, корпусов 4 и 9, фланца 3 с манжетой 2, пружины 11 и торцевой шпонки 8. Масло подводится к гидромотору и отводится от него через два отверстия 15, расположенные в диске 13, причем каждое из отверстий

связано с полукольцевым пазом 14, выполненным на рабочей поверхности диска. Утечки из корпуса отводятся через дренажное отверстие 12. На торце ротора, взаимодействующем с диском 13, выполнены отверстия, выходящие в каждую из рабочих камер. При вращении ротора указанные отверстия соединяются с одним из пазов 14

При работе гидромотора масло из напорной линии через отверстие 15 и один из пазов 14 поступает в рабочие камеры, расположенные по одну сторону от оси Б—Б. Осевое усилие, развиваемое поршнями, через толкатели 19 передается на подшипник 6. Поскольку последний расположен наклонно, на толкателях возникают тангенциальные силы, заставляющие поворачиваться барабан 7, а вместе с ним вал 1 и ротор 10, связанные с барабаном шпонками 18 и 8. Одновременно поршни, расположенные по другую сторону от оси Б—Б, вдвигаются в ротор, вытесняя масло из соответствующих рабочих камер через полу кольцевой паз и другое отверстие 15 в сливную линию, в которой должен быть подпор для поджима толкателей к радиально-упорному подшипнику.

Ротор прижимается к диску 13 пружиной 11 и давлением масла, действующим на дно рабочих камер. Конструкция ходовой части гидромотора обеспечивает возможность самоустановки ротора относительно опорно-распределительного диска, что позволяет частично компенсировать износ трущихся поверхностей и деформацию деталей под нагрузкой, а также снизить требования к точности изготовления. Частота вращения гидромотора определяется количеством проходящего через него масла, направление вращения зависит от того, какое из отверстий 15 соединено с напорной линией, а величина крутящего момента примерно пропорциональна разности давлений в подводном и отводном отверстиях.

Роторные и радиально-поршневые моторы - почти без исключения моторы с постоянной скоростью вращения. Аксиально-поршневые с переменной

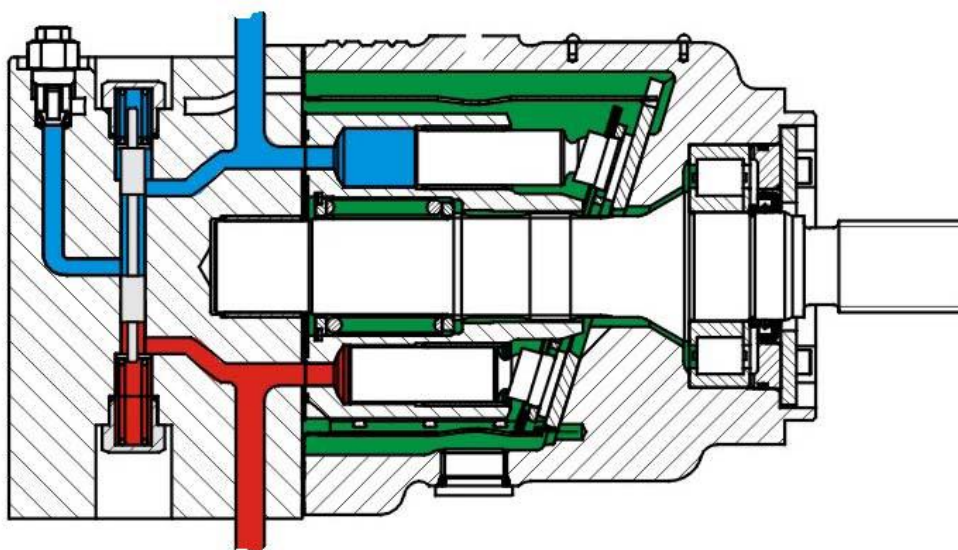


Рисунок 7.3 Аксиально-поршневой мотор

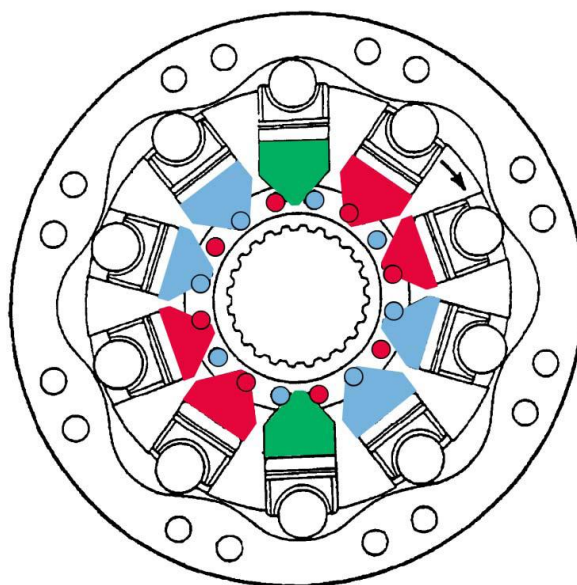


Рисунок 7.4 Радиально-поршневой мотор

Радиально-поршневые гидромоторы являются малоскоростными моторами, работающими по многоходовому принципу. В центральной роторно-поршневой группе оптимизировано соотношение между диаметром обкатки и опорным профилем.

Таким образом, достигнуто наилучшее из возможных выравнивание сил между поршнями и кулачками и, соответственно, обеспечивается высокий ресурс. Исполнения со ступенчатыми поршнями или большим рабочим объемом позволяют выполнить очень компактные конструкции приводов с высокой удельной мощностью. Моторы MCR могут использоваться как в открытых, так и в закрытых контурах.

Для радиально-поршневых гидромоторов крутящий момент можно определить по формуле

$$M_{кр} = \frac{\Delta P q}{2\pi} \eta_m = \Delta P \frac{d^2}{8} h z m i \eta_m \quad (7.1)$$

где  $m$  - число рядов цилиндров;

$i$  - кратность хода поршней;

$h$  - величина хода поршней.

## 7.1 Шестеренные гидромоторы

Шестеренные машины в сельскохозяйственной технике нашли широкое применение. Их основным преимуществом является конструкционная простота, компактность, надежность в работе и сравнительно высокий КПД.

Конструктивно шестеренные гидромоторы отличаются от насосов меньшими зазорами в подшипниках, меньшими усилиями поджатия втулок к торцам ше-

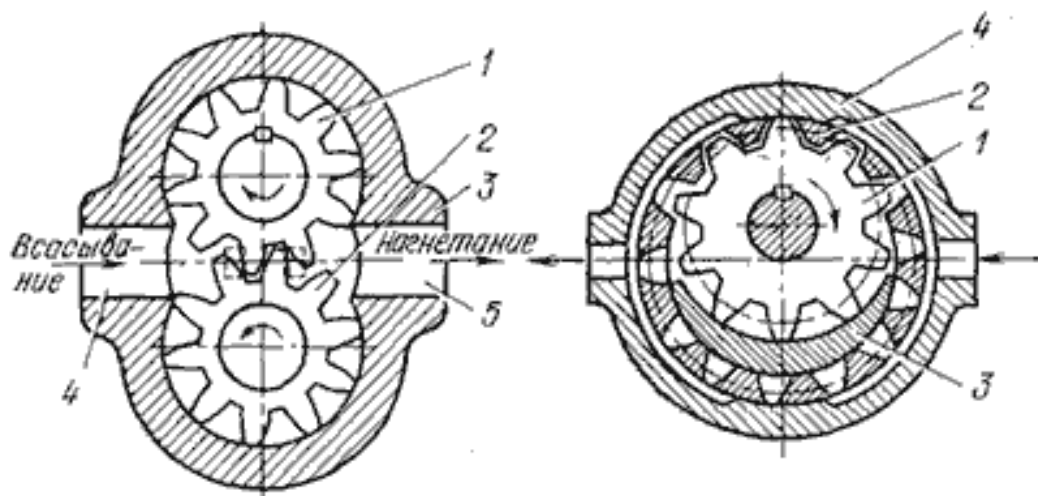


стерен, разгрузкой подшипников от неуравновешенных радиальных усилий. Пуск гидромоторов рекомендуется производить без нагрузки.

Шестеренные машины являются обратимыми, т.е. могут быть использованы и как гидромоторы и как насосы.



Рисунок 7.5 Шестеренный гидромотор. Вид общий



а - с внешним зацеплением; б - с внутренним зацеплением;

Рисунок 7.6 Схемы шестеренных гидромоторов

Работа шестеренных гидромоторов осуществляется следующим образом. Жидкость из гидромагистрали (см. рис.3.1, а) поступает в полость 4 гидродвигателя и, воздействуя на зубья шестерен, создает крутящий момент, равный

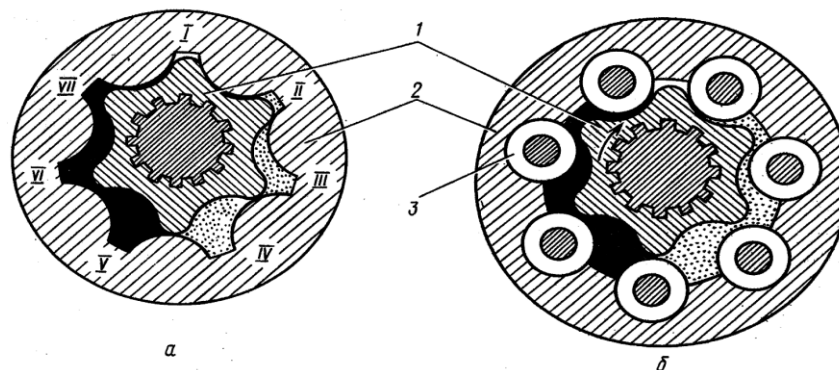
$$M_{кр} = k \frac{D^2 b}{2\pi z} \Delta P \eta_m, \quad (7.2)$$

где  $\eta_m$  - механический КПД гидромотора.

## 7.2 Планетарные (героторные) гидромашины

Рабочие органы сельскохозяйственных машин работают в диапазоне частоты вращения  $0,1 \dots 15 \text{ с}^{-1}$  с различными моментами сопротивления. Для их привода используют гидромоторы героторного типа (рисунок 2.3 *а, б*). Качающий узел этих гидромашин представляет собой шестеренную пару внутреннего эпитроходного зацепления с профилем зубьев внутренней шестерни (ротора) *1* и круговыми зубьями охватывающей кольцевой шестерни (статора) *2*. Статор имеет на один зуб больше, чем ротор. Зубья шестерен находятся в непрерывно взаимном контакте и образуют ряд замкнутых рабочих камер без каких-либо дополнительных разделительных элементов, что позволяет осуществить планетарное движение одной из шестерен с передачей движения на выходной вал.

Для исключения скольжения зубьев ротора по поверхности статора и улучшения технологии изготовления гидромашин вместо зубьев статора используют ролики (рисунок 2.3, *б*). При вращении ротора объем рабочих камер левой и правой сторон гидромашин постепенно изменяется. После поворота ротора на  $25^\circ$  распределитель переключает камеры нагнетания I, II, IV (рисунок 2.3) и всасывания (слива) У, VI, VII.



*а* – зубчатым статором, *б* - с роликовым статором

*1* — ротор; *2* — статор; *3* — ролик

Рисунок 7.7 – Схемы планетарных гидромашин

Распределитель расположен на валу статора и имеет по шесть сливных (всасывающих) и нагнетательных каналов. Таким образом, одна впадина статора (седьмая) в процессе работы разобщена с линиями нагнетания слива; она находится при положении зуба внутри ротора *1*. При повороте вала на один оборот происходит переключение каналов по следующему циклу: I IV VII VI II V I. Следовательно, за один оборот ротора у гидромашин происходит шесть рабочих циклов при семи циклах распределителя.

За один оборот вала при шести циклах и ширине *b* шестерни, удельный расход жидкости:

$$q = 7,7k_0 b. \quad (7.3)$$

Секундный расход жидкости:



$$Q = 2eb\omega\pi D_e \frac{z_2}{z_1}, \quad (7.4)$$

где  $e$  — высота зуба;

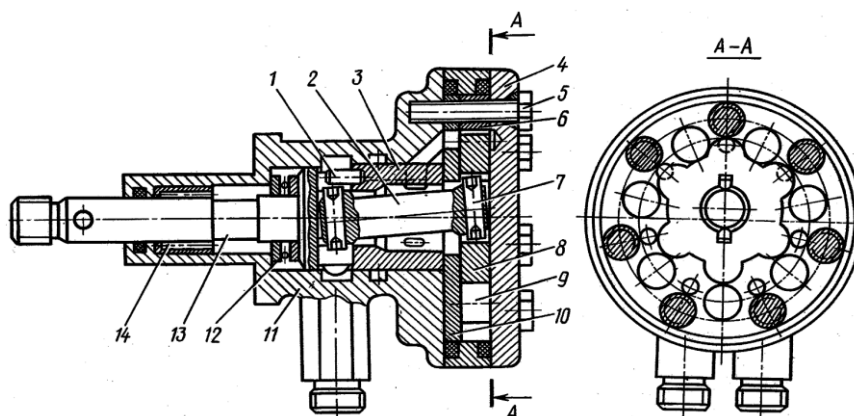
$\omega$  — угловая скорость;

$D_e$  — диаметр делительной окружности зацепления;

$z_1$  и  $z_2$  — число зубьев соответственно ротора и статора.

Насос-дозатор обеспечивает подачу рабочей жидкости в полости гидроцилиндра управляемых колес пропорционально повороту рулевого колеса.

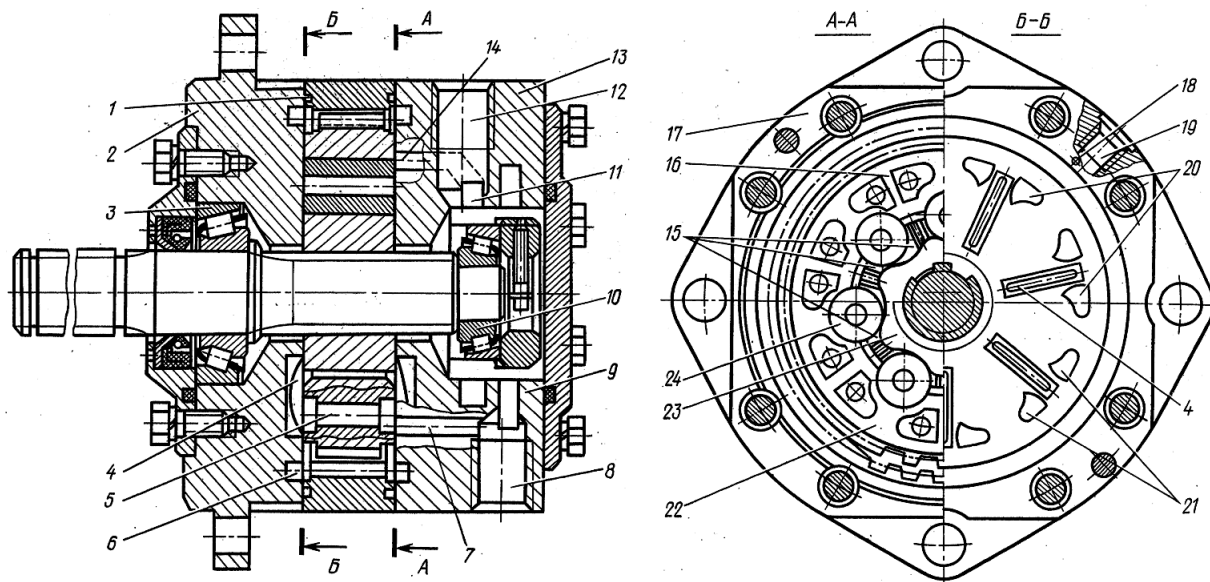
В корпусе *11* (рисунок 2.4) установлен вал *13*, хвостовик которого соединен через карданную передачу с рулевым колесом. Вал, вращающийся на игольчатом *14* и упорном *12* подшипниках, при помощи штифтов *1* связан с вращающимся распределителем *3*. Основные рабочие элементы насоса — обойма (статор) *6* с роликами *9* и сателлит (ротор) *8*, ролики и сателлит установлены между пластиной *10* и крышкой *4* и закреплены болтами *5*. Толщина обоймы больше толщины роликов и сателлитов, поэтому в процессе работы ролики и сателлит вращаются без заедания. Приводной вал связан с сателлитом при помощи карданного вала *2* и штифтов *7*. Распределитель *3* имеет овальные отверстия, которые соединяются с центральным каналом, и пазы, сообщающиеся с расточкой в корпусе при помощи промежуточного концентричного канала.



*1, 7* — штифты; *2* — карданный вал; *3* — распределитель;  
*4* — крышка; *5* — болт; *6* — обойма; *8* — сателлит; *9* — ролик;  
*10* — пластина; *11* — корпус; *12, 14* — подшипники; *13* — вал

Рисунок 7.8 – Насос-дозатор рулевого управления:

Конструкция гидромотора с планетарным поступательным движением кольцевой шестерни и простым вращательным движением ротора, установленного соосно на центрально расположенном выходном валу гидромотора, показана на рисунке 7.8.



1 — уплотнитель; 2 — передняя крышка; 3, 10 — подшипники; 4, 5, 7, 14 — каналы; 6 — расточка; 8, 12 — магистрали; 9, 11 — кольцевые камеры; 13 — задняя крышка; 15 — рабочая камера; 16 — шестерня; 17 — кольцо; 18 — фиксатор; 19 — дренажный канат; 20, 21 — фигурные окна; 22 — шестерня; 23 — ротор; 24 — ролик

Рисунок 7.9 – Планетарный гидромотор

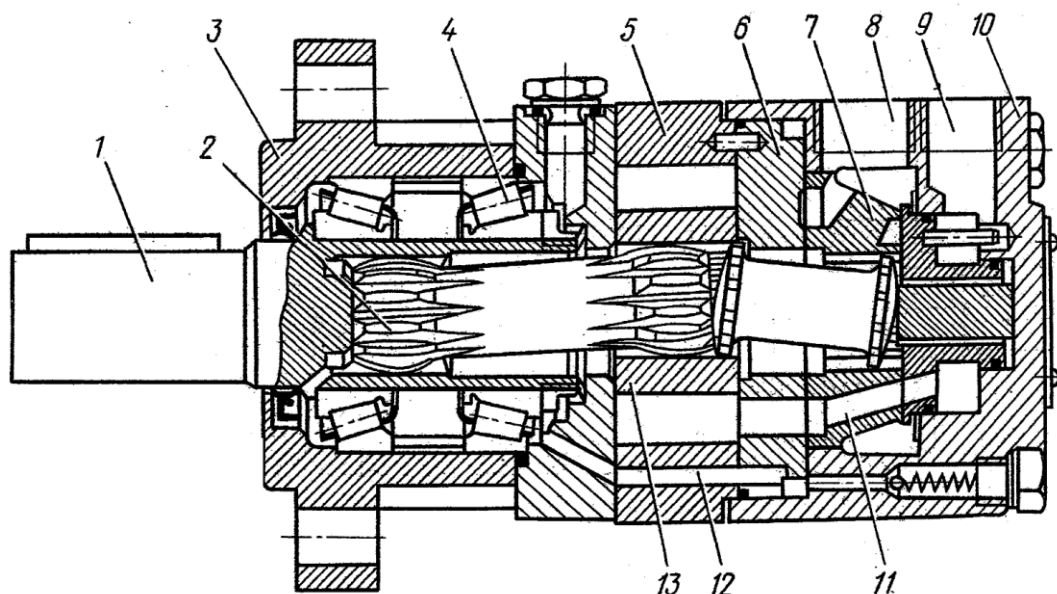
Качающий узел гидромоторов серии ПМТ состоит из находящегося во взаимном зацеплении ротора 23 с эпициклоидным профилем зубьев и кольцевой шестерни 22 с внутренним зубчатым венцом, выполненным в виде вставных цилиндрических роликов 24. Число зубьев ротора и кольцевой шестерни, определяющее кратность гидромотора, выбрано соответственно равными шести и семи. Центально расположенный ротор связан посредством стандартного соединения с валом, вращающимся в двух радиально-упорных роликовых подшипниках 3 и 10, способных воспринимать внешние радиальную и осевую нагрузки на вал. Эти подшипники установлены соответственно в передней 2 и задней 13 крышках, являющихся одновременно торцевыми замыкателями рабочих камер 15.

Кольцевая шестерня 22 имеет также наружный зубчатый венец, находящийся в зацеплении с неподвижным зубчатым кольцом, число внутренних зубьев которого равно числу наружных зубьев кольцевой шестерни. Такое зацепление при постоянном смещении оси кольцевой шестерни относительно оси гидромотора и кольца на величину эксцентриситета допускает планетарное поступательное движение кольцевой шестерни, при котором каждая ее точка движется по окружности с радиусом, равным эксцентриситету.

Неподвижное кольцо 17 с крышками выполняет роль корпуса, для уменьшения износа кольцевой шестерни предусмотрена расточка 6 под масляную ванну, а герметичность достигается установкой уплотнителей 1. Положение крышек с распределителем относительно ротора должно быть строго определенным. Это достигается установкой фиксаторов 18. В задней 13 и передней 2 крышках на прилегающих к ротору поверхностях и поверхности шестерни 16 выполнены семь прямоугольных каналов 4 и фигурные окна 20, через которые подводится и

отводится рабочая жидкость. Утечки жидкости отводятся через дренажный канал 19.

Рабочая жидкость поступает в одну из магистралей 8 или 12 и далее по кольцевой камере 9 или 11 через каналы 7 или 14 и 5 в рабочие камеры по одну сторону от плоскости симметрии. Таким образом, создается одностороннее давление на ротор, вследствие чего он перемещается и совершает планетарное движение. Из камер, расположенных с противоположной плоскости симметрии, жидкость вытесняется зубьями ротора и по соответствующим каналам и кольцевой камере идет на слив.



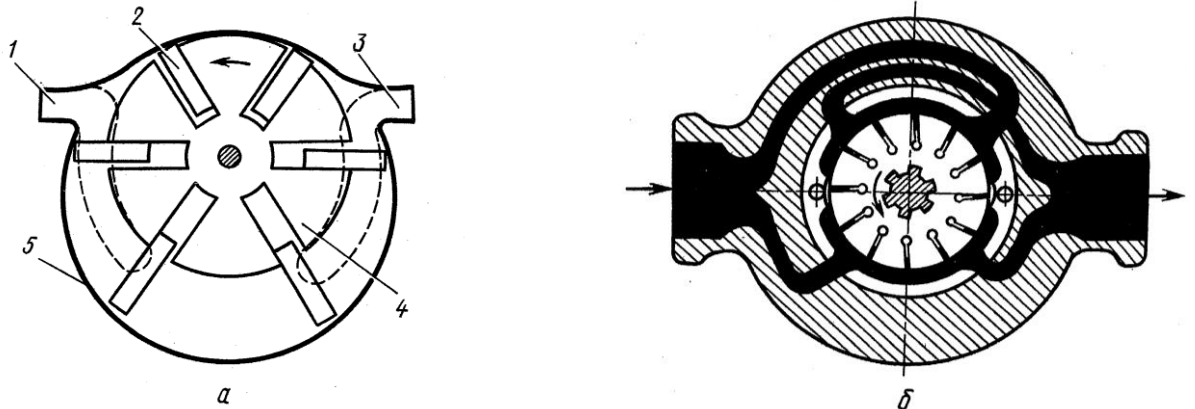
- 1 — выходной вал; 2 — карданно-шлицевой вал; 3 — передняя крышка;  
4 — подшипник; 5 — статор; 6 — пластина; 7 — распределитель;  
8, 9 — штуцера; 10 — крышка; 11 — канал;  
12 — дренажный канал; 13 — ротор

Рисунок 7.10 – Планетарный гидромотор МГП–90

Гидромоторы серии МГП состоят из неподвижного статора 5 (рисунок 7.10) с внутренним зацеплением, подвижного ротора 13, у которого число зубьев на один меньше, чем у статора. Крутящий момент передается через выходной вал 1, который имеет дополнительный карданно-шлицевой вал 2, связанный с ротором, и карданный вал привода синхронного по скорости и фазе привода распределителя 7. Вал вращается в двух радиально-упорных подшипниках 4, установленных в передней крышке 3. В пластине 6 выполнен ряд сверлений, через которые поступает жидкость из соответствующих каналов 11 распределителя 7. Гидромотор реверсируют изменением направления потока, жидкости к штуцерам 8, 9 в его передней крышке. Утечки жидкости через дренажный канал 12 (допускается превышение давления по 1 МПа) отводятся в гидрелинию слива. Если сравнить по металлоемкости различные гидромашины, то можно заметить, что существенно меньшую металлоемкость имеют героторные гидромашины типа МГП, что особенно важно для мобильных сельскохозяйственных машин.

### 7.3 Роторно-пластинчатые насосы и гидромоторы

В пластинчатых гидромашинах рабочие камеры образуются поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек. Пластинчатый насос состоит из вала, статора 5 (рисунок 2.7) и ротора 4, в пазах которого расположены пластины 2. Ротор расположен эксцентрично по отношению к статору. На боковых крышках имеются два окна: всасывающее и нагнетательное 3.



1 — всасывающее окно; 2 — пластина; 3 — нагнетательное окно;  
4 — ротор; 5 — статор

Рисунок 7.11 – Пластинчатые насосы однократного (а) и двукратного (б) действия:

При вращении ротора под действием центробежной силы или пружины пластины прижимаются к стенке корпуса и совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. Правые рабочие камеры сообщены с нагнетательными, а левые рабочие камеры — с всасывающими окнами. Вследствие вращения за счет вакуума, создавшегося в левой камере, жидкость всасывается, перемещается в замкнутом объеме и под давлением нагнетается в правое окно.

У пластинчатого насоса двукратного действия (рисунок 7.11, б) внутреннее пространство выполнено в виде эллипса и разделено на две всасывающие и две нагнетательные камеры, лопастные гидромашины могут быть одностороннего действия или реверсивные. Рабочая жидкость поступает в рабочие камеры и отводится из них через распределительные окна, которые совпадают с переходными участками профиля статора. Зона нагнетания от зоны всасывания (слива) перекрывается самими лопатками. При номинальной работе гидромашин ее лопатки должны быть постоянно прижаты к профилю статора.

Пластинчатые насосы и гидромоторы могут обеспечивать высокую мощность (до 85 кВт) и работать при давлении до 18 МПа с частотой вращения вала ротора до  $30 \text{ с}^{-1}$ , поэтому в будущем они найдут широкое применение и в сельскохозяйственных машинах.

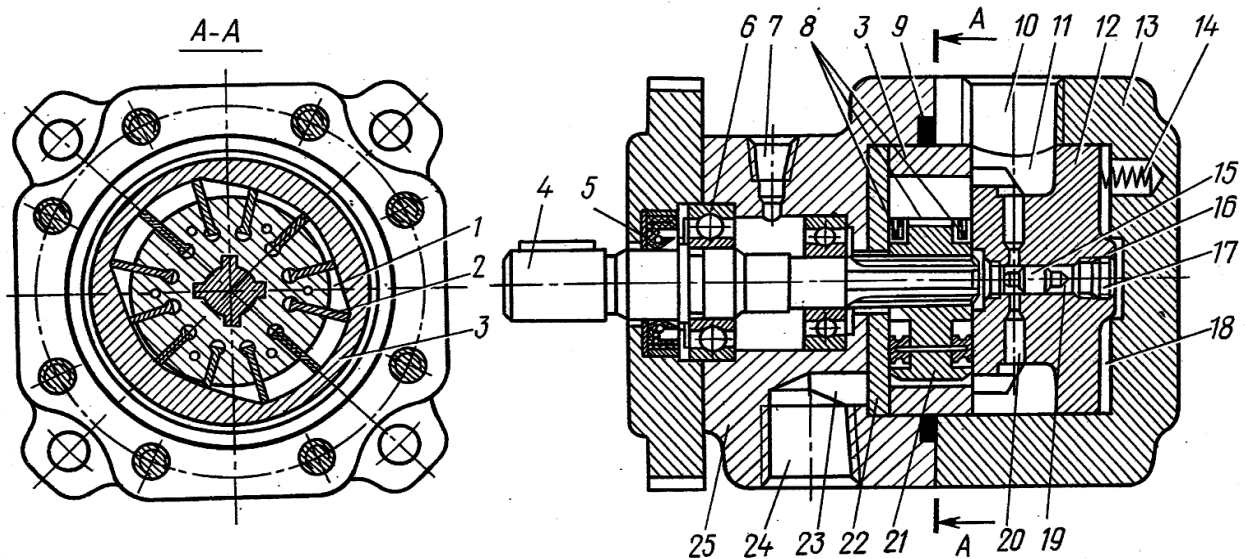
Поддача пластинчатого насоса зависит от расстояния, на которое перемещаются лопатки в пазах, толщины и числа этих лопаток, ширины ротора и частоты его вращения.

Объем рабочей жидкости, подаваемый лопаткой за один оборот ротора, для насоса составит:

$$q_o = \eta_o b (R^2 - r^2 \pi - zh(R - r)), \quad (7.5)$$

где  $\eta_o$  — объемный КПД;  
 $b$  — ширина ротора;  
 $r$  — радиус ротора;  
 $z$  — число лопаток;  
 $h$  — толщина пластины.

На рисунке 2.8. показана конструкция пластинчатого гидромотора, выпускаемого промышленностью. На валу 4 установлен вращающийся в шарикоподшипниках 6 на шлицах ротор 21 с пластинами 2. Статор 3, скрепленный в корпусе 25 между передним диском 22 и задним распределительным диском 16, уплотнен при помощи резинового кольца 9.



1 — окно; 2 — пластина; 3 — статор; 4 — вал; 5 — манжета; 6 — шарикоподшипник; 7 — дренажное отверстие; 8 — полости высокого давления; 9, 12 — кольца; 10 — окно; 11 — полость всасывания; 13 — крышка; 14 — пружина; 15 — золотник; 16 — распределительный диск; 17 — пробка; 18, 19 — полости; 20 — соединительный канал; 21 — ротор; 22 — диск; 23 — кольцевой канал; 24 — выходное отверстие; 25 — корпус

Рисунок 7.12— Пластинчатый гидромотор

В крыше 13 установлен неподвижный распределительный диск 16 с золотником 15. Полость золотника 19 отделена пробкой 17 от полости 18. Распределительный диск постоянно поджат к ротору пружинами 14 и давлением жидкости со стороны полости 18. Рабочая жидкость через окно 10 и канал 20, полости 11 и окна 1 проходит в межлопаточные камеры, часть ее поступает под лопатки в полости 8 и прижимает их к профилю статора. Герметичность достигается установкой манжет 5, а вытекающая жидкость через дренажное отверстие 7 возвращается в резервуар. После теснения рабочая жидкость через кольцевой канал 23 и выходное отверстие 24 поступает в гидрелинию слива.

## Лабораторная работа №8.

### Тема: Конструкция гидропривода ГСТ–90

**Цель: изучить конструкция гидропривода ГСТ–90 и основные параметры, характеризующие его работу.**

Гидропривод ГСТ–90 (гидростатическая трансмиссия с рабочим объемом 90 см<sup>3</sup>/об) применяется для передачи мощности от двигателя к ходовым колесам сельскохозяйственных машин с бесступенчатым регулированием скорости движения и силы тяги. ГСТ–90 широко применяются на различных мобильных машинах: комбайнах, погрузчиках, автогрейдерах, экскаваторах, катках, траншеекопателях, тракторах и т. д.

В странах СНГ разработан ряд машин, на которых предусматривается применение ГСТ–90, ГСТ–112 среди них: энергетическое средство свеклоуборочного комбайна КСН–6, зерноуборочный комбайн «Лида–1500», «Дон–1500», кормоуборочные и зерноуборочные комбайны производства Гомсельмаш и другие.

Таблица 8.1 — Техническая характеристика ГСТ–90

Основные технические характеристики аксиально-поршневого гидронасоса		Основные технические характеристики аксиально-поршневого гидромотора	
Давление на выходе из насоса, МПа:		Давление на входе гидромотора, МПа:	
номинальное	21	максимальное	35
максимальное	35	кратковременное	45
кратковременное	45	Давление на выходе, МПа:	
Давление на входе, МПа:		минимальное	1,0
минимальное	1,0	максимальное	1,5
максимальное	1,5	Номинальный перепад давления, МПа	21
Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	89	Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	89
Частота вращения, мин <sup>-1</sup> :	2100	Частота вращения, мин <sup>-1</sup> :	
номинальная	2900	при номинальном давлении	2590
максимальная	500		2900
			25

минимальная	220	максимальная	
		минимальная	234
Номинальный расход, л/мин	0,96	Номинальный расход, л/мин	274
	0,89		
Коэффициент подачи, не менее	78	Номинальный крутящий момент, Нм	0,9
КПД		КПД при номинальных параметрах:	2
			0,8
Масса, кг		гидромеханический	9
			47
		полный	
		Масса, кг	

Применение ГСТ обеспечивает ряд существенных преимуществ:

- бесступенчатое регулирование реверсированием скорости движения и силы тяги во всем диапазоне передачи;
- широкие возможности по автоматизации управления с обеспечением оптимального режима работы;
- высокое быстродействие, низкая инерционность;
- низкая металлоемкость;
- широкая унификация гидравлического оборудования при простой компоновке на машинах.

Реализация данных преимуществ при эксплуатации машин с ГСТ–90 позволяет, по сравнению с машинами, оснащенными механическими приводами, повысить производительность машин, снизить расход топлива и т. п.

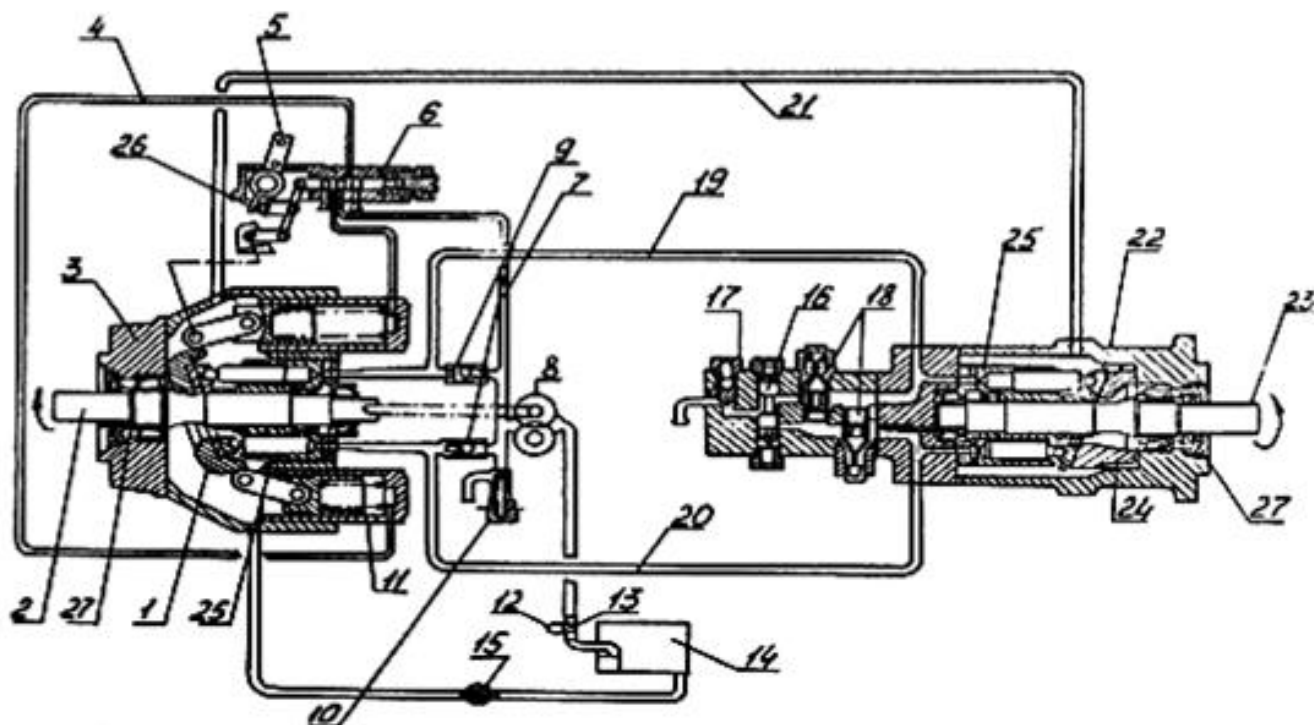
ГСТ–90 состоит из следующих основных узлов.

1. Регулируемый насос высокого давления (входное звено).
2. Нерегулируемый гидромотор (выходное звено).
3. Гидроаппаратура управления.
4. Вспомогательные устройства (фильтры, теплообменники, резервуары, трубы, шпонки и т. п.).

### 8.1 Принцип работы гидропривода ГСТ–90

Гидропривод ГСТ–90 (рисунок 8.1) включает аксиально-плунжерные агрегаты: регулируемый гидронасос с шестеренным насосом подпитки и гидрораспределителем; нерегулируемый гидромотор в сборе с клапанной коробкой, фильтр тон-

кой очистки с вакуумметром, трубопроводы и шланги, а также бак для рабочей жидкости.



1 — шайба; 2 — выходной вал насоса; 3 — реверсивный регулируемый насос; 4 — гидролиния управления; 5 — рычаг управления; 6 — золотник управления положением люльки; 7 — гидролиния низкого давления; 8 — насос подпитки; 9 — обратный клапан; 10 — предохранительный клапан системы подпитки; 11 — сервоцилиндр; 12 — фильтр; 13 — вакуумметр; 14 — гидробак; 15 — теплообменник; 16 — золотник; 17 — переливной клапан; 18 — главный предохранительный клапан высокого давления; 19 — гидролиния низкого давления; 20 — гидролиния высокого давления; 21 — дренажная гидролиния; 22 — нерегулируемый мотор; 23 — выходной вал гидромотора; 24 — наклонная шайба гидромотора; 25 — блок цилиндров; 26 — тяга связи; 27 — торцевое уплотнение

Рисунок 8.1 – Схема гидропривода ГСТ-90

Вал 2 гидронасоса вращается в двух роликовых подшипниках. На шлице вала посажен блок цилиндров 25, в отверстиях которого перемещаются плунжеры. Каждый плунжер сферическим шарниром соединен с пятой, которая упирается на опору, расположенную на наклонной шайбе 1. Шайба соединена с корпусом гидронасоса при помощи двух роликовых подшипников, и благодаря этому может быть изменен наклон шайбы относительно вала насоса. Изменение угла наклона шайбы происходит под действием усилий одного из двух сервоцилиндров 11, поршни которых соединены с шайбой 1 при помощи тяг.

Внутри сервоцилиндров находятся пружины, воздействующие на поршни и устанавливающие шайбу так, чтобы расположенная в ней опора была перпендикулярна к валу. Вместе с блоком цилиндров вращается приставное дно, скользя-



щее по распределителю, закрепленному на задней крышке. Отверстия в распределителе и приставном дне периодически соединяют рабочие камеры блока цилиндров с магистралями, связывающими гидронасос с гидромотором.

Сферические шарниры плунжеров и скользящие по опоре пяты смазываются под давлением рабочей жидкостью.

Внутренняя плоскость каждого агрегата заполнена рабочей жидкостью и является масляной ванной для работающих в ней механизмов. В эту полость поступают и утечки из сопряжений гидроагрегата.

К задней торцевой поверхности гидронасоса крепятся насос подпитки 8 шестеренного типа, вал которого соединен с валом гидронасоса.

Насос подпитки всасывает рабочую жидкость из бака 14 и подает ее:

- в гидронасос через один из обратных клапанов;
- в систему управления через гидрораспределитель в количествах, ограниченных жиклером.

На корпусе насоса подпитки 8 расположен предохранительный клапан 10, который открывается при повышении давления, развиваемого насосом.

Гидрораспределитель 6 служит для распределения потока жидкости в системе управления, то есть для направления ее к одному из двух сервоцилиндров, в зависимости от изменения положения рычага 5 или запираения жидкости в сервоцилиндре.

Гидрораспределитель состоит из корпуса, золотника с возвратной пружиной, расположенной в стакане, рычага управления с пружиной кручения, а также рычага 5 и двух тяг 26, которые связывают золотник с рычагом управления и наклонной шайбой.

Устройство гидромотора 22 аналогично устройству насоса. Основные отличия заключаются в следующем: пяты плунжеров при вращении вала скользят по наклонной шайбе 24, имеющей постоянный угол наклона, а поэтому механизм ее поворота с гидрораспределителем отсутствует; вместо насоса подпитки к задней торцевой поверхности гидромотора крепится клапанная коробка. Гидронасос с гидромотором связаны с двумя трубопроводами (магистралями «гидронасос-гидромотор»). По одной из магистралей поток рабочей жидкости под высоким давлением движется от гидронасоса к гидромотору, по другой — под низким давлением возвращается обратно.

В корпусе клапанной коробки находятся два клапаны высокого давления, переливной клапан 17 и золотник 16.

Система подпитки включает насос подпитки 8, а также обратные 9, предохранительный 10 и переливной клапаны.

Система подпитки предназначена для снабжения рабочей жидкостью системы управления, обеспечения минимального давления в магистралях «гидронасос-гидромотор», компенсации утечек в гидронасосе и гидромоторе, постоянного перемешивания рабочей жидкости, циркулирующей в гидронасосе и гидромоторе, с жидкостью в баке, отвода от деталей тепла.

Клапаны высокого давления 18 предохраняют гидропривод: от перегрузок, перепуская рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления. Так как магистралей две и каждая из них в процессе работы

может быть магистралью высокого давления, то и клапанов высокого давления тоже два. Переливной клапан 17 должен выпускать излишки рабочей жидкости из магистрали низкого давления, куда она постоянно подается насосом подпитки.

Золотник 16 в клапанной коробке подключает переливной клапан к той магистрали «гидронасос-гидромотор», в которой давление будет меньше.

При срабатывании клапанов системы подпитки (предохранительного и переливного) вытекающая рабочая жидкость попадает во внутреннюю полость агрегатов, где, смешавшись с утечками, по дренажным трубопроводам поступает в теплообменник 15 и далее в бак 14. Благодаря дренажному устройству, рабочая жидкость отводит тепло от трущихся деталей гидроагрегатов. Специальное торцевое уплотнение вала предотвращает вытекание рабочей жидкости из внутренней полости агрегата. Бак служит резервуаром для рабочей жидкости, имеет внутри перегородку, разделяющую его на сливную и всасывающую полости, снабжен указателем уровня.

Фильтр тонкой очистки 12 с вакуумметром задерживает посторонние частицы. Фильтрующий элемент выполнен из нетканого материала. О степени загрязненности фильтра судят по показаниям вакуумметра.

Двигатель вращает вал гидронасоса, а, следовательно, связанные с ним блок цилиндров и вал насоса подпитки. Насос подпитки всасывает рабочую жидкость из бака через фильтр и подает ее в гидронасос.

При отсутствии давления в сервоцилиндрах пружины, расположенные в них, устанавливают шайбу так, чтобы плоскость находящейся в ней опоры (шайбы) была перпендикулярна к оси вала. В этом случае при вращении блока цилиндров пяты плунжеров будут скользить по опоре, не вызывая осевого перемещения плунжеров, и гидронасос не будет посылать рабочую жидкость в гидромотор.

От регулируемого гидронасоса в процессе работы можно получить различный объем жидкости (подачу), подаваемый за один оборот. Для изменения подачи гидронасоса необходимо повернуть рычаг гидрораспределителя, который кинематически связан с шайбой и золотником. Последний, переместившись, направит рабочую жидкость, поступающую от насоса подпитки в систему управления, в один из сервоцилиндров, а второй сервоцилиндр соединится с полостью слива. Оказывающийся под действием давления рабочей жидкости поршень первого сервоцилиндра начнет движение, поворачивая шайбу, перемещая поршень во втором сервоцилиндре и сжимая пружину. Шайба, поворачиваясь в положение, заданное рычагом гидрораспределителя, будет перемещать золотник, пока не возвратит его в нейтральное положение (при этом положении выход рабочей жидкости из сервоцилиндров закрыт поясками золотника).

При вращении блока цилиндров пяты, скользя по наклонной опоре, вызовут перемещение плунжеров в осевом направлении, и вследствие этого произойдет изменение объема камер, образованными отверстиями в блоке цилиндров и плунжерами. Причем половина камер будет увеличивать свой объем, другая половина — уменьшать. Благодаря отверстиям в приставном дне и распределителе эти камеры поочередно соединяются с магистралями «гидронасос-гидромотор».

В камере, увеличивающей свой объем, рабочая жидкость поступает из магистрали низкого давления, куда подается насосом подпитки через один из обратных клапанов. Вращающимся блоком цилиндров рабочая жидкость, находящаяся в камерах, переносится к другой магистрали и вытесняется в нее плунжерами, создавая высокое давление. По этой магистрали жидкость попадает в рабочие камеры гидромотора, где ее давление передается на торцевые поверхности плунжеров, вызывая их перемещение в осевом направлении и, благодаря взаимодействию пяти плунжеров с наклонной шайбой, заставляет блок цилиндров вращаться. Пройдя рабочие камеры гидромотора, рабочая жидкость выйдет в магистраль низкого давления, по которой часть ее возвратится к гидронасосу, а излишки через золотник и переливной клапан вытекут во внутреннюю полость гидромотора. При перегрузке гидропривода высокое давление в магистрали «гидронасос-гидромотор» может возрасти до тех пор, пока не откроется клапан высокого давления, который перепустит рабочую жидкость из магистрали высокого давления в магистраль низкого давления, минуя гидромотор.

Объемный гидропривод ГСТ–90 позволяет бесступенчато изменить передаточное отношение: на каждый оборот вала гидромотор потребляет  $89 \text{ см}^3$  рабочей жидкости (без учета утечек). Такое количество рабочей жидкости гидронасос может выдать за один или несколько оборотов своего приводного вала в зависимости от угла наклона шайбы. Следовательно, меняя подачу гидронасоса, можно изменить скорость движения машин.

Для изменения направления движения машины достаточно наклонить шайбу в противоположную сторону. Реверсивный гидронасос притом же вращении его вала изменит направление потока рабочей жидкости в магистралях "гидронасос-гидромотор" на обратное (то есть магистраль низкого давления станет магистралью высокого давления, а магистраль высокого давления — магистралью низкого). Следовательно, для изменения направления движения машины необходимо рычаг гидрораспределителя повернуть в противоположную сторону (от нейтрального положения). Если же снять усилие с рычага гидрораспределителя, то шайба под действием пружин возвратится в нейтральное положение, при котором плоскость находящейся в ней опоры станет перпендикулярной к оси вала. Плунжеры не будут перемещаться в осевом направлении. Подача рабочей жидкости прекратится. Самоходная машина остановится. В магистралях «гидронасос-гидромотор» давление станет одинаковым.

Золотник в клапанной коробке под действием центрирующих пружин займет нейтральное положение, при котором переливной клапан не будет подключен ни к одной из магистралей. Вся жидкость, подаваемая насосом подпитки, через предохранительный клапан будет стекать во внутреннюю полость гидронасоса. При равномерном движении самоходной машины в гидронасосе и гидромоторе необходимо только компенсировать утечки, поэтому значительная часть рабочей жидкости, подаваемая насосом подпитки, окажется лишней, и ее надо будет выпускать через клапаны. Чтобы излишки этой жидкости использовать для отвода тепла, через клапаны выпускают нагретую, прошедшую гидромотор жидкость, а охлажденную — из бака. С этой целью переливной клапан системы подпитки, расположенный в клапанной коробке на гидромоторе, настроен на несколько меньшее давление, чем предохранительный на корпусе насоса подпитки.

Благодаря этому при превышении давления в системе подпитки откроется переливной клапан и выпустит нагретую жидкость, вышедшую из гидромотора. Далее жидкость из клапана попадает во внутреннюю полость агрегата, откуда по дренажным трубопроводам через теплообменник направляется в бак.

## 8.2 Расчетные зависимости гидропривода ГСТ–90

ГСТ–90 относится к гидроприводам с объемным регулированием скорости исполнительного рабочего органа. Рассмотрим изменение основных технических показателей ГСТ при регулировании. Рабочий объем аксиально-поршневого насоса  $q_n$  определяется значением объема рабочих камер, вызванного перемещением поршней по поверхности наклонной шайбы из одного крайнего положения в другое за один оборот вала:

$$q_{n(m)} = \frac{\pi d^2}{4} h z, \quad (8.1)$$

где  $d$  — диаметр поршня (плунжера);

$h$  — ход поршня (плунжера);

$z$  — число поршней.

Ход поршня:

$$h = D \operatorname{tg} \beta, \quad (8.2)$$

где  $D$  — диаметр окружности блока, на котором расположены оси цилиндров;

$\beta$  — угол наклона шайбы.

Средняя теоретическая и действительная подачи насоса определяются по формулам:

$$Q_{n.t} = q_n n_n, \quad (8.3)$$

$$Q_{n.d} = q_n n_n \eta_o, \quad (8.4)$$

где  $q_n$  — рабочий объем насоса;

$n_n$  — частота вращения вала насоса;

$\eta_o$  — объемный КПД.

При отсутствии утечек подача насоса  $Q_n$  будет равной расходу гидромотора  $Q_m$ .

Имея в виду, что  $Q_{n.t} = q_n n_n$  и  $Q_{m.t} = q_m n_m$ , получим:

$$n_m = n_n \frac{q_n}{q_m}. \quad (8.5)$$

Характеристики гидропривода при регулировании удобно представить в зависимости от параметра регулирования, в нашем случае  $\beta$  — угла наклона шайбы. Характеристики гидропривода меняются по линейному закону от нуля (при  $\beta = 0$ ) до максимума (при  $\beta = 30^\circ$ ).

Момент на валу насоса и гидромотора при постоянном  $n_n$  и изменении  $q_n$  насоса будет изменяться по линейному закону:

$$M_{\text{н.д(м.д)}} = \frac{\Delta p_{\text{н(м)}} q_{\text{н(м)}}}{2\pi} \eta_{\text{о н(м)}} \eta_{\text{м н(м)}}, \quad (8.6)$$

где  $\Delta p_{\text{н(м)}}$  — перепад давления;

$\eta_o$  — объемный КПД;

$\eta_m$  — механический КПД.

Мощность насоса и гидромотора:

$$N_{\text{н.д(м.д)}} = \Delta p_{\text{н(м)}} n_{\text{н(м)}} q_{\text{н(м)}} \eta_{\text{о н(м)}} \eta_{\text{м н(м)}}. \quad (8.7)$$

## Лабораторная работа № 9

### Тема: Изучение конструкций и исследование характеристик гидроцилиндров, гидродвигателей возвратно-поступательного действия

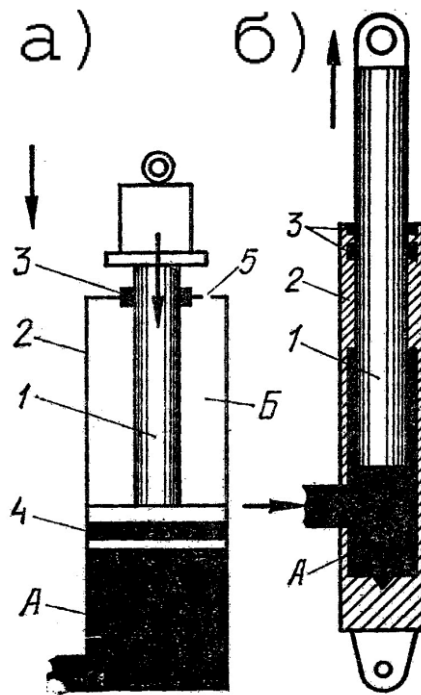
**Цель: приобрести знания по устройству и навыки по исследованию, снятию характеристик гидроцилиндров и гидродвигателей.**

#### 9.1 Гидравлические цилиндры

Гидравлический цилиндр — это гидравлический двигатель возвратно-поступательного движения. В конструкциях сельскохозяйственных машин применяются поршневые, плунжерные, телескопические и мембранные гидравлические цилиндры одностороннего и двустороннего действия.

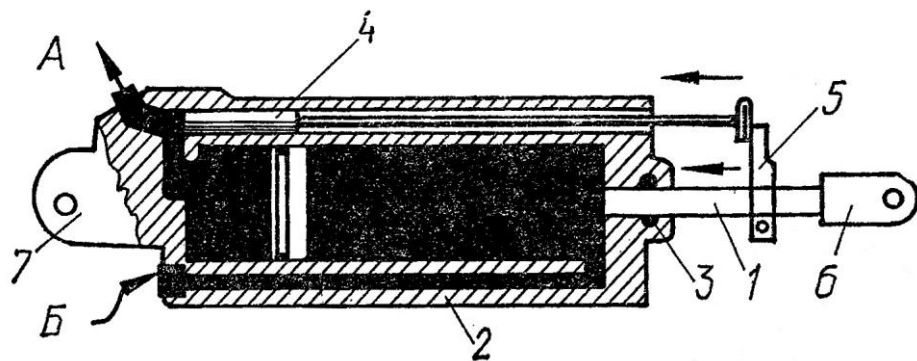
Поршневые и плунжерные гидроцилиндры одностороннего действия состоят из корпуса 2, внутри которого находится поршень 4 (рисунок 9.1, а), соединенный со штоком 1, или плунжер 1 (рисунок 9.1, б). Герметизация поршня осуществляется двумя манжетами, а плунжера — резиновыми и защитными уплотнительными кольцами 3 и манжетой. Цилиндр имеет поршневую, или рабочую А и штоковую В полости. При работе гидравлического цилиндра одностороннего действия поршневая полость А соединяется с напорной линией гидравлического насоса и под действием давления рабочей жидкости поршень (плунжер) перемещается, поднимая какой-либо рабочий орган. Штоковая полость В поршневого гидравлического цилиндра одностороннего действия через сапун 5 сообщается с атмосферой. В обратном направлении поршень (плунжер) перемещается под действием веса машины, рабочего органа или пружины.

В гидравлических цилиндрах двустороннего действия (рисунок 9.2) имеются две рабочие полости: поршневая и штоковая. Перемещение поршня со штоком под давлением рабочей жидкости возможно в двух направлениях. Такие гидроцилиндры могут иметь два или один шток 1, герметизированный уплотнительными манжетами и кольцами 3, установленными в крышках гидроцилиндра. В проушинах б штока и нижней крышки могут быть установлены подшипники скольжения или качения. Рабочая жидкость подводится и отводится по каналам А и Б. В некоторых гидравлических цилиндрах для ограничения хода поршня (штока) в сливном канале А установлен запорный клапан 4, связанный с упором 5, который закреплен на штоке.



*a* — поршневой: 1 — шток; 2 — корпус; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — поршень; 5 — сапун;  
*б* — плунжерный: 1 — плунжер; 2 — корпус; 3 — уплотнительное кольцо

Рисунок 9.1 – Гидравлические цилиндры одностороннего действия

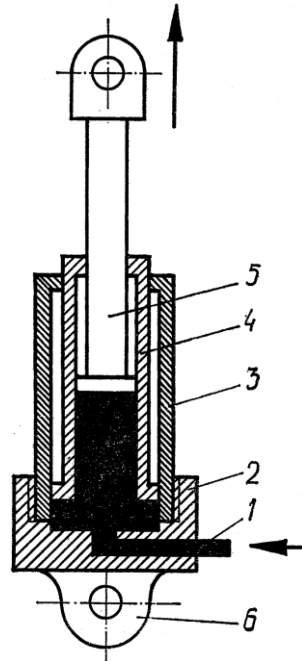


1 — шток; 2 — корпус; 3 — кольцо; 4 — запорный клапан;  
 5 — упор; 6, 7 — проушина

Рисунок 9.2 – Гидравлические цилиндры двустороннего действия

Принцип работы гидравлического цилиндра двустороннего действия заключается в следующем. При подводе рабочей жидкости под давлением в полость *Б* поршень со штоком 1 переместится влево. Одновременно рабочая жидкость вытесняется из полости. В тот момент, когда упор 5 достигает штока клапана и клапан 4 перекроет сливную магистраль *А*, за счет повышения давления в линии нагнетания золотник автоматически выключает управление (распределитель) и гидроцилиндр остановится. Шток может перемещаться под действием давления рабочей жидкости в двух направлениях.

Телескопический гидроцилиндр состоит из корпуса 3 (рисунок 3.3), нижней крышки 2 с проушиной 6 или опорной пятой, концентрично расположенных поршней 4 разного диаметра, перемещающихся относительно друг друга и штока 5. При подводе рабочей жидкости в подпоршневую магистраль, происходит последовательное выдвигание поршней 4 и штока 5. В этом случае максимальное перемещение (подъем) осуществляется на длину, равную сумме ходов всех поршней и штока.



1 — напорная магистраль; 2 — нижняя крышка; 3 — корпус;  
4 — поршень; 5 — шток; 6 — проушина

Рисунок 9.3 – Телескопический гидроцилиндр

При расчете гидроцилиндров необходимо учитывать номинальное давление рабочей жидкости  $p_n$ , диаметры цилиндра  $D$  и штока  $d$ , ход штока  $L$ .

Усилие, которое может развить гидроцилиндр:

$$R = p_n S_n \eta_{ц}, \quad (9.1)$$

где  $S_n$  — площадь поршня со стороны нагнетания;  
 $\eta_{ц}$  — коэффициент, учитывающий сухое, жидкостное трение и потери,  $\eta_{ц} = 0,85 \dots 0,95$ .

Площадь поршня со стороны безштоковой полости  $S_n = \pi D^2 / 4$ , а площадь со стороны штока  $S_n = \pi (D^2 - d^2) / 4$ .

При работе гидроцилиндра двустороннего действия усилие, развиваемое гидроцилиндром:

$$R = (p_n S_n - p_c S_c) \eta_{ц}, \quad (9.2)$$

где  $p_c$  — давление слива рабочей жидкости;



$S_c$  — площадь поршня в полости слива.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром, идет на преодоление веса орудия  $G = mg$ , силы трения  $R_{тр}$  в конструктивных элементах и шарнирах, и силы инерции  $R_{и}$ , т. е.:

$$R = K_{п}G + R_{тр} + R_{и}, \quad (9.3)$$

где  $K_{п}$  — коэффициент, учитывающий плечи шарниров рычагов, которые передают движение.

Расчетная скорость движения штока:

$$v_p = \frac{Q}{S_H}, \quad (9.4)$$

где  $Q$  — расход рабочей жидкости.

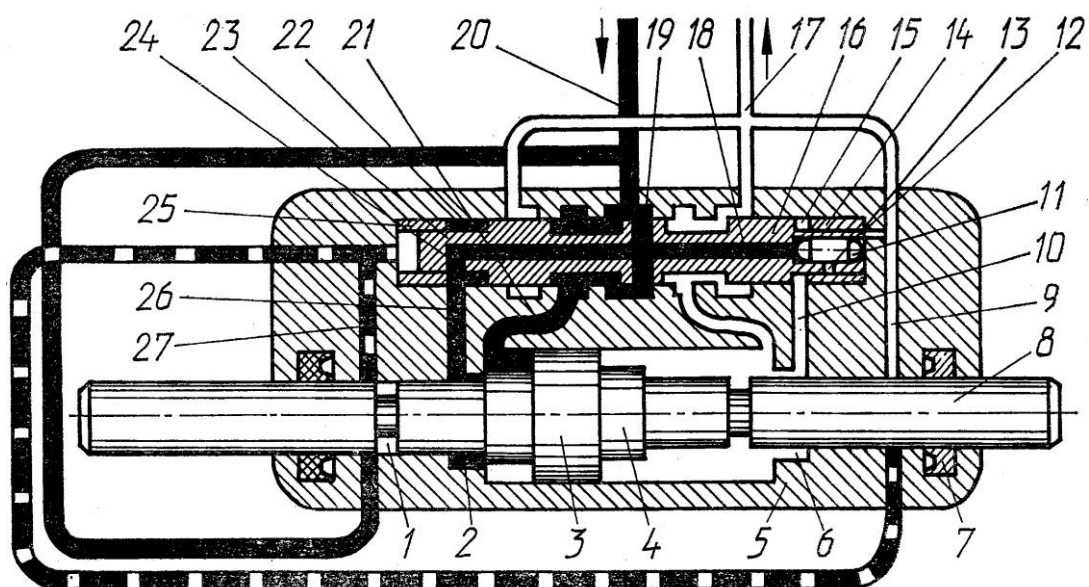
Теоретическая мощность гидравлического цилиндра:

$$N = (p_H S_H - p_c S_c) v_p. \quad (9.5)$$

Гидродвигатели. Быстроходные двигатели возвратно-поступательного действия

Для привода ножей режущих аппаратов, активных лемехов и других рабочих органов сельскохозяйственных машин используют гидродвигатели возвратно-поступательного движения. Гидродвигатель является преобразователем энергии гидравлического потока рабочей жидкости непосредственно в возвратно-поступательное движение рабочего органа.

Такой двигатель представляет собой гидравлический цилиндр, в котором находится поршень 3 (рисунок 9.4) с двусторонним штоком 8, служащим для выравнивания скоростей движения поршня в обоих направлениях. В корпус 5 двигателя встроен реверсивный золотник 16, который изменяет направление потока рабочей жидкости и соответственно направление движения поршня. Поршень 3 с каждой стороны имеет мультипликаторные выступы. В плунжере 11 реверсивного золотника в центральном пояске проделаны глухой осевой канал 18 и сообщающиеся с ним радиальные каналы 19 золотника 16, постоянно соединенные с напорной магистралью 20. Радиальные каналы 13 и 24 на концевых участках плунжера служат для подпитки камер 2 и 6, в которые входят мультипликаторные выступы поршня, что увеличивают полезную площадь поршня при его разгоне. В открытый конец осевого канала 18 входит дополнительный плунжер 11, размещенный в крайней управляющей полости золотника, постоянно соединенной со сливной магистралью 17. Это обеспечивает надежный запуск гидродвигателя при произвольном положении золотника и поршня.



1 — управляющие окна; 2, 6 — камеры; 3 — поршень; 4 — мультипликаторный выступ; 5 — корпус; 7 — уплотнение; 8 — шток; 9, 27 — управляющие каналы; 10 — канал; 11 — плунжер; 12, 25 — втулки; 13, 19, 24 — радиальные каналы; 14, 23 — концевые участки плунжера; 15, 22 — канавки; 16 — золотник; 17 — сливная магистраль; 18 — осевой канал; 20 — напорная магистраль; 21 — рабочий канал; 26 — подпиточный канал

Рисунок 9.4 – Гидродвигатель возвратно-поступательного движения:

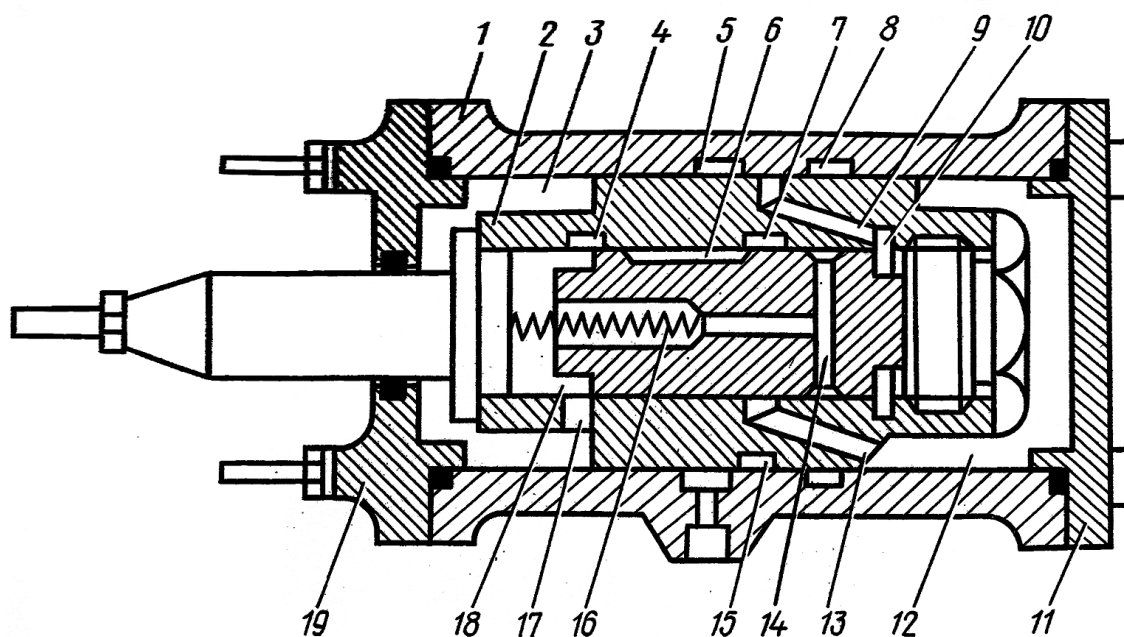
В корпусе 5 с двумя крышками размещены уплотнения 7 штоков. Поршень, кроме выступов, имеет два управляющих окна 1. Концевые участки 14 и 23 плунжера имеют меньший диаметр, чем рабочие пояски. Эти участки входят во втулки 12 и 25, в которых выполнены окна, сообщающиеся с управляющими каналами 9 и 27. Кольцевые канавки 15 и 22, в которых размещены управляющие выступы между концевыми участками 14 и 23 и рабочими поясками плунжера, соединены каналами 10 и 26 с камерами 2 и 6. Концевая управляющая полость во втулке 12 постоянно соединена со сливной магистралью 17.

## 9.2 Гидравлический вибратор

Гидравлический вибратор состоит из корпуса 1 (рисунок 9.5), поршня 2, золотника 18 и крышек 11 и 19. На корпусе имеется нагнетательный и сливной штуцер.

Жидкость поступает в нагнетательный штуцер, а затем в кольцевую полость 5, расположенную в корпусе 1 вибратора. В корпусе поршня имеются два сквозных канала — нагнетательный и сливной. Из кольцевой полости 5 жидкость по нагнетательному каналу поршня поступает в кольцевую полость 6 золотника, откуда направляется в кольцевые каналы 7 и 13, а затем в полость 12. Под давлением жидкости, поршень перемещается влево, а вытесненная на полости 3 жидкость через отверстие 17 проходит по центральному и радиальному 14 сверлениям золотника на слив. При движении поршня вместе с золотником в левую сторону по-

лость 15 соединяется с нагнетательным штуцером и жидкость по каналу 9 попадает в полость 10.



1 — корпус; 2 — поршень; 3 — полость; 4, 5, 6, 8, 10, 12, 15 — кольцевые полости; 7, 13 — кольцевые каналы; 9 — канал; 11, 19 — крышки; 14 — радиальное сверление; 16 — пружина; 17 — отверстие; 18 — золотник

Рисунок 9.5 — Гидравлический вибратор:

Под давлением жидкости золотник перемещается в крайнее левое положение, при этом канал 13 отключается от нагнетательной магистрали и перекрывается путь жидкости в полость 12. В этот момент поршень 2 останавливается, а жидкость через полость 6 и отверстие 17 нагнетается в полость 3, расположенную с левой стороны поршня. Последний, под давлением жидкости, вместе с золотником перемещается вправо. При движении поршня полости 10 и 15 отключаются от нагнетательной линии, и золотник под действием пружины вытесняет жидкость на слив. В дальнейшем цикл повторяется.

### 9.3 Поворотные гидродвигатели

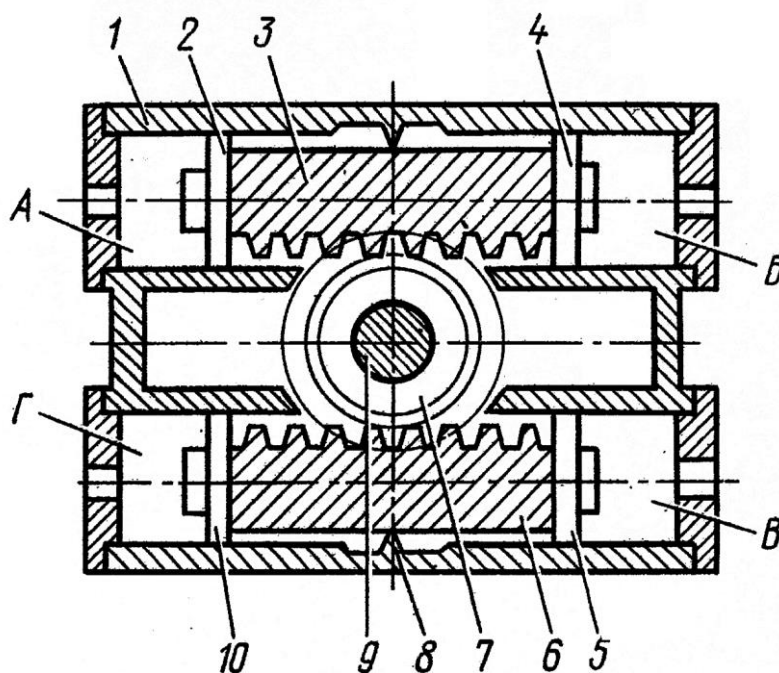
Гидродвигатель с ограниченным углом поворота выходного вала называется поворотным.

Такие гидродвигатели применяют в рулевых управлениях тракторов и сельхозмашин, в конструкциях сельхозмашин для управления рабочими органами при повороте в пределах  $0...360^\circ$ .

По конструкции поворотные гидравлические двигатели могут быть пластинчатыми и поршневыми.

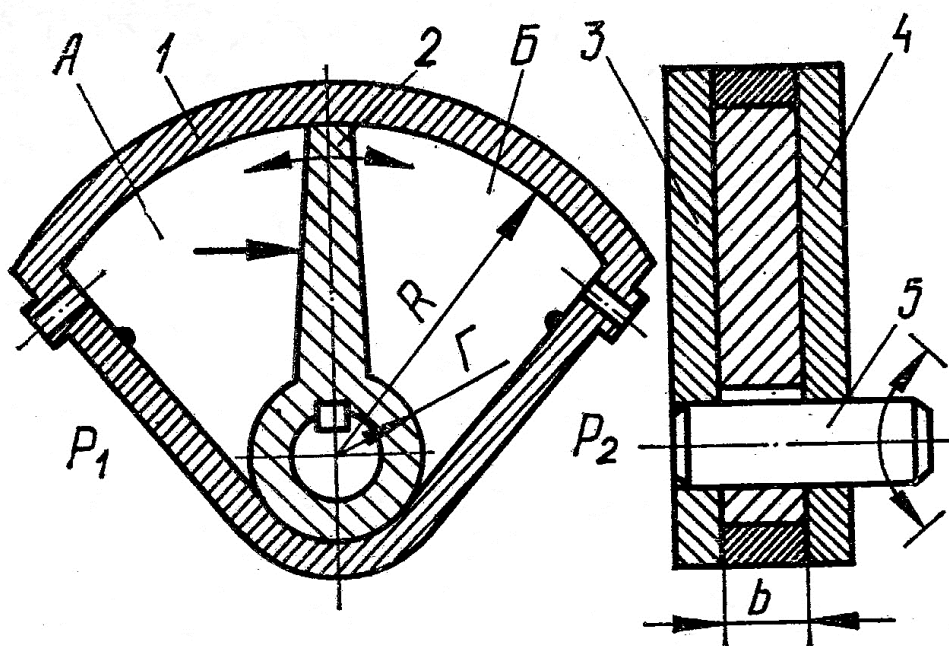
Четырехпоршневой поворотный гидравлический двигатель состоит из корпуса цилиндров 1 (рисунок 3.6), поршней 2, 4, 5 и 10, жестко соединенных с зу-

бовыми рейками 3 и 6. Рейка входит в зацепление с шестерней 7, закрепленной на выходном валу 9.



1 — цилиндр; 2, 4, 5, 10 — поршни; 3, 6 — рейки; 7 — шестерни; 8 — упор;  
9 — выходной вал

Рисунок 9.6 — Поршневой поворотный гидродвигатель



1 — корпус; 2 — пластина; 3, 4 — крышки; 5 — вал

Рисунок 9.7 — Пластинчатый поворотный гидродвигатель

Упорами 8 устанавливают зазор в зацеплении и определенное положение реек во избежание поворота. Работа осуществляется следующим образом: при подаче жидкости под определенным давлением в рабочие камеры *A* и *B* поршни 2 и 5, а также рейки 3 и 6 перемещаются в противоположные стороны, поворачивая шестерни 7 с валом 9 по часовой стрелке. Из камер *B* и *Г* жидкость поршнями 4 и 10 вытесняется в сливную магистраль. Управление потоком рабочей жидкости и реверсирование механизма выполняет распределительное устройство.

Крутящий момент на валу поршневого поворотного гидравлического двигателя рассчитывается по формуле:

$$M = \Delta p S_{\text{п}} D_{\text{к}} z / 2, \quad (9.6)$$

где  $\Delta p$  — перепад давления;

$S_{\text{п}}$  — площадь поршня;

$D_{\text{к}}$  — диаметр делительной окружности шестерни;

$z$  — число одновременно работающих поршней.

## Лабораторная работа № 10

### Тема: Конструкции и подготовка к работе гидробаков, аккумуляторов, фильтров, трубопроводов и уплотнений.

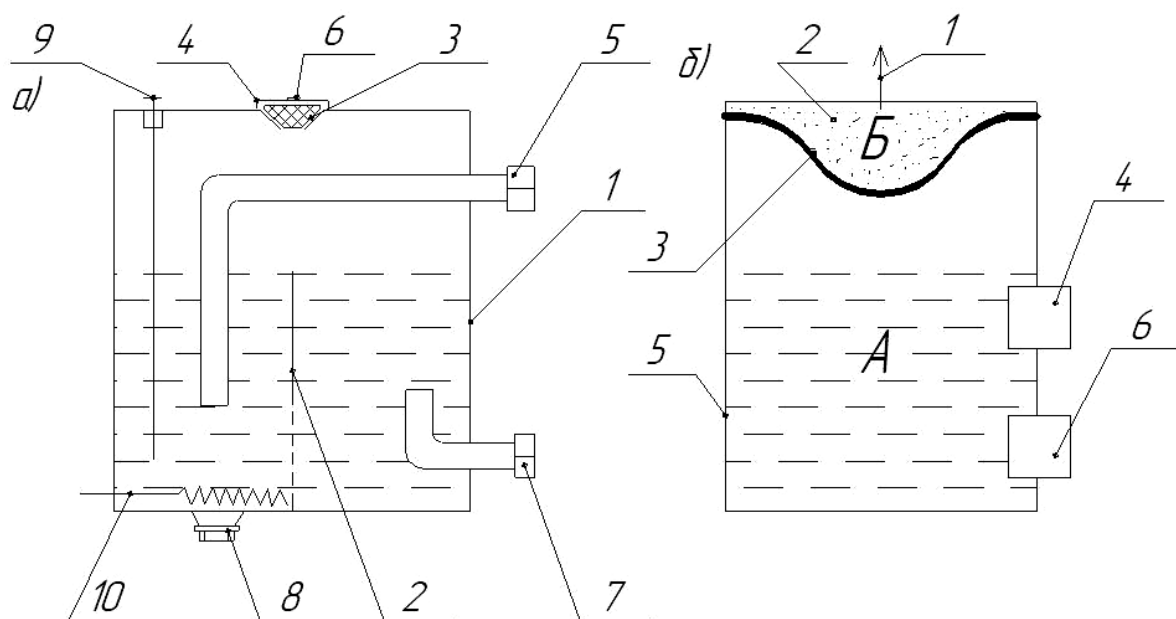
**Цель: Изучить устройство и конструкцию гидробаков, гидроаккумуляторов, фильтров, трубопроводов, рукавов высокого давления, уплотнений.**

#### 10.1 Гидробаки

Для накопления рабочей жидкости и питания гидропривода в гидравлических системах используются емкости-резервуары. В резервуарах также происходит охлаждение и фильтрация рабочей жидкости, отстой и выделение пузырьков нерастворенного воздуха. В сельскохозяйственных гидроприводах рабочая жидкость в резервуарах может находиться под атмосферным или избыточным давлением. Материал, из которого изготавливают резервуары, не должен влиять на химические и физические свойства рабочих жидкостей.

Резервуар, работающий под атмосферным давлением, состоит из сварного или литого корпуса *1* (рисунок 1, *а*). В крышке смонтированы заливная горловина *4* с фильтром *3* и сапун *б*, через которые внутренняя полость резервуара сообщается с атмосферой. Внутри резервуара подведены сливная *5* и всасывающая *7* магистрали. Всасывающий трубопровод располагается на расстоянии не менее 50 мм от дна резервуара (во избежание попадания в гидросистему примесей). Нижний конец сливного трубопровода должен находиться от дна на расстоянии  $1/2...1/3$  высоты резервуара, это предотвращает контакт сливаемой жидкости с воздухом и ее вспенивание. В нижней части резервуара для слива рабочей жидкости и улавливания механических примесей устанавливается сливную пробку *8* с магнитом. Резервуар может иметь перегородку *2*, которая улучшает условия отстоя жидкости. Для контроля уровня рабочей жидкости в резервуаре предназначен указатель уровня *9* или щуп. Резервуар гидропривода, работающего в тяжелых условиях, имеет ограниченную вместимость и снабжается охладителем *10*.

Резервуар, работающий под избыточным давлением, состоит из корпуса *5* (рисунок 4.1, *б*) крышки *2*. Между крышкой и корпусом установлена мембрана *3*, которая разделяет полости с рабочей жидкостью *А* и полость со сжатым воздухом *Б*. В резервуаре имеются клапан *1*, трубопроводы: всасывающий *б* и сливной *4*. Сжатый воздух необходим для создания определенного давления на поверхности рабочей жидкости в резервуаре и во всасывающей магистрали.



*a* — с атмосферным давлением: 1 — корпус; 2 — фильтр; 3 — фильтр; 4 — заливная горловина; 5, 7 — сливной и всасывающий трубопроводы; 6 — сапун; 8 — сливная пробка с магнитом; 9 — указатель уровня; 10 — охладитель; *б* — с избыточным давлением: 1 — клапан; 2 — крышка; 3 — мембрана; 4, 6 — сливной и всасывающий трубопроводы; 5 — корпус

Рисунок 10.1 — Схемы резервуаров

Основным параметром резервуара, работающего под атмосферным давлением, является объем  $V$ , м<sup>3</sup>. Его размеры принимает из расчета, чтобы жидкость, циркулирующая в гидроприводе, успевала отстояться и отдать избыток

При подборе или изготовлении гидробака необходимо провести тепловой расчет, а также обосновать объем, параметры трубопроводов, фильтра.

При ориентировочных расчетах гидропривода можно принять объем бака, равным:

$$V = (0,5...2)q_n, \quad (10.1)$$

где  $q_n$  — объемная постоянная насоса, л/мин.

## 10.2 Гидроаккумуляторы

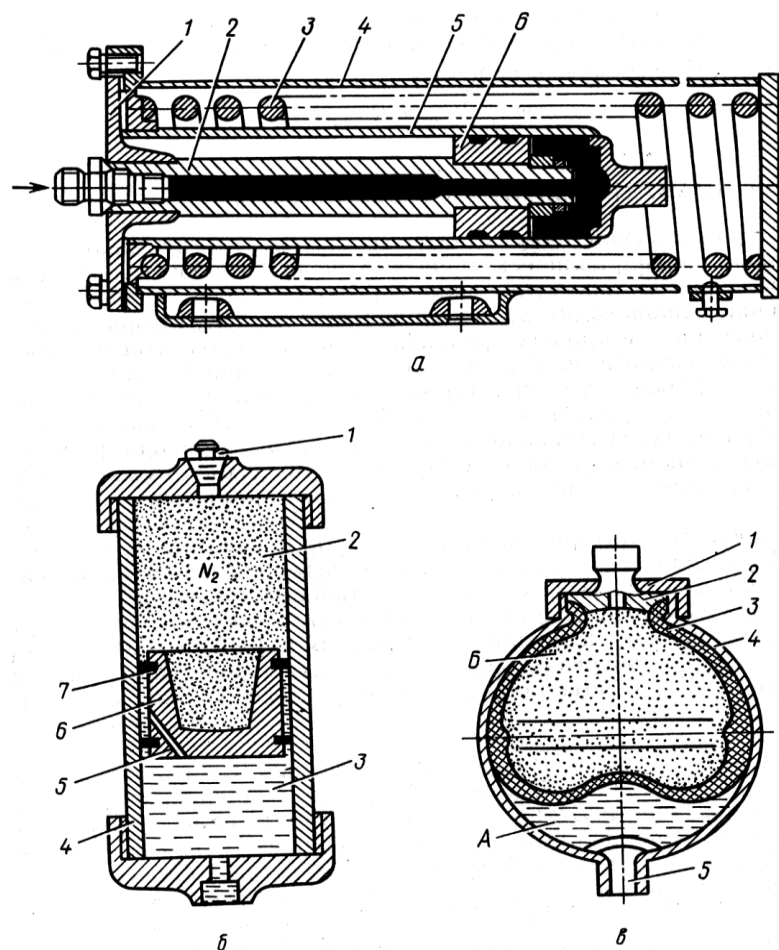
Гидроаккумулятор предназначен для накопления и возврата в гидравлическую систему энергии рабочей жидкости. Накопление энергии рабочей жидкости под давлением происходит во время зарядки аккумулятора, а возврата энергии — в процессе разрядки. Гидравлические аккумуляторы применяются как основные или дополнительные источники энергии жидкости в гидросистемах тракторов и сельхозмашин, в линиях нагнетания для преодоления перегрузок вращательного и возвратно-поступательного гидравлического привода рабочих органов, в индивидуальных и групповых предохранительных устройствах плугов, автоматах вождения машин для уборки сахарной свеклы.

Используются также для поддержания постоянного расхода рабочей жидкости в напорных магистралях и защиты гидросистем от гидравлических ударов. В зависимости от способа накопления энергии они бывают пружинные и пневматические. В пружинных аккумуляторах возврат энергии рабочей жидкости происходит сжатой пружиной, а в пневматических — в результате расширения сжатого газа.

Гидравлический аккумулятор пружинного типа (рисунок 4.2, *а*) состоит из неподвижного наружного 4 и подвижного внутреннего 5 цилиндров, между которыми установлена работающая на сжатие пружина 3. В полость подвижного цилиндра установлен неподвижный поршень 6 с полым штоком 2, который жестко связан с передней крышкой 1 наружного цилиндра 4. Гидравлическая полость аккумулятора при монтаже соединяется с напорной линией гидросистемы. Принцип работы пружинного гидравлического аккумулятора заключается в следующем. При увеличении давления рабочей жидкости в линии нагнетания подвижный цилиндр 5 перемещается относительно поршня вправо и сжимает пружину, то есть происходит зарядка аккумулятора. А если давление рабочей жидкости в линии нагнетания уменьшится, то под действием силы пружины цилиндр 5 переместится влево, вытеснит часть жидкости под давлением из полости гидроаккумулятора в напорную магистраль и произойдет разрядка аккумулятора.

Пневматические гидроаккумуляторы подразделяют по форме корпусов на цилиндрические и сферические, а по форме разделителя на поршневые, мембранные и баллонные. Поршневой пневматический гидроаккумулятор (рисунок 4.2, *б*) состоит из цилиндрического корпуса 4, нижней и верхней крышек 5. Внутри корпуса установлен разделительный поршень 6 с уплотнительными кольцами 7. Верхняя пневматическая полость 2 аккумулятора заполняется через клапан 1 сжатым газом (азотом) с некоторым первоначальным давлением. Нижняя полость 3 аккумулятора соединяется с гидравлической магистралью. Принцип его работы следующий. Предварительно полость 2 заряжается газом под определенным давлением. При увеличении давления рабочей жидкости в гидросистеме поршень поднимается, происходит сжатие инертного газа, то есть зарядка аккумулятора. А при снижении давления жидкости в гидросистеме поршень под действием давления газа перемещается вниз, вытесняет часть рабочей жидкости в магистраль и аккумулятор разряжается.





*a* — пружинный: 1 — крышка; 2 — шток; 3 — пружина; 4 — корпус; 5 — цилиндр; *б* — поршневой: 1 — клапан; 2, 3 — пневматическая и гидравлическая полости; 4 — корпус; 5 — канал; 6 — поршень; 7 — кольцо; *в* — мембранный гидроаккумулятор: 1 — гайка; 2 — крышка; 3 — мембрана; 4 — корпус; 5 — штуцер

Рисунок 10.2 — Гидроаккумуляторы

Мембранные аккумуляторы (рисунок 10.2, *в*) состоят из корпуса, двух полу-сфер 1 и эластичной мембраны 3. В верхней крышке имеется штуцер 4, для заправки полости *B* газом, а в нижней части сферического корпуса штуцер 5 для соединения полости *A* аккумулятора с нагнетательной магистралью гидросистемы. Рабочий процесс мембранных сферических аккумуляторов протекает аналогично рассмотренным выше гидравлическим аккумуляторам.

При расчетах гидравлических систем с пневмогидроаккумуляторами давление жидкости в системе находится исходя из условия, что сжатие газа в пневмогидроаккумуляторе изменяется по политропному процессу, который может быть описан уравнением:

$$p_1 V_1^n = p (V_1 - V)^n, \quad (10.2)$$

где  $V_1$  — объем газа в пневмогидроаккумуляторе при давлении газа  $p_1$ ;

$p_1$  — давление зарядки;

$p$  — текущее значение давления в нагнетательной линии;

$V$  — текущее изменение объема газа;

$n$  — показатель политропы сжатия,  $n = 1,0 \dots 1,4$ .

Давление жидкости  $p$  в пружинных гидравлических аккумуляторах:

$$p = \frac{c(h_1 + h) - R_t - R_{\text{п}}}{S}, \quad (10.3)$$

где  $c$  — жесткость пружины;

$h_1$  — предварительная деформация пружины;

$h$  — высота деформации пружины;

$R_t$  — сила сухого трения пружины;

$R_{\text{п}}$  — сила трения поршня.

### 10.3 Фильтры

Срок службы гидромашин и гидроагрегатов может быть увеличен или понижен в зависимости от качества очистки жидкостей в несколько раз.

Все способы очистки от нерастворимых частиц делятся на две группы:

– отделение загрязнений при прокачке жидкости через пористый фильтровальный материал (фильтрация);

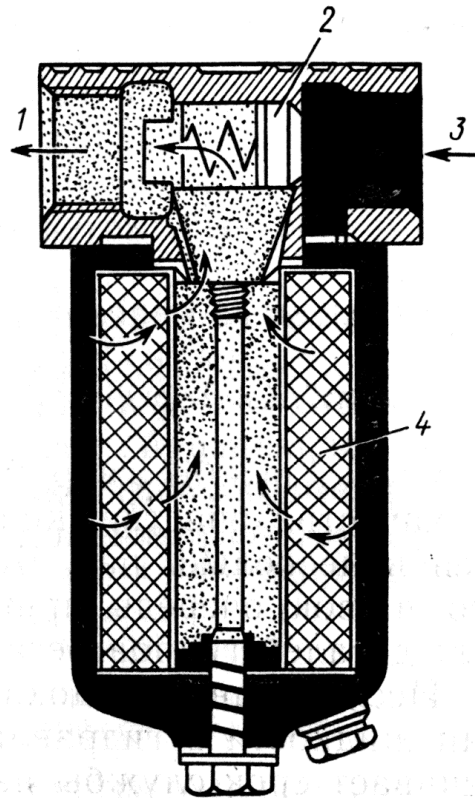
– очистка жидкости в силовых полях — гравитационных, центробежных, магнитных, электрических и др.

При выборе очистителя помимо размера удерживаемых частиц, прочности, пропускной способности, гидравлического сопротивления следует учесть также срок службы фильтра и удобства обслуживания. Фильтровальный материал не должен влиять на жидкость, и наоборот. В соответствии с требованиями к тонкости и особо тонкой очистки, задерживающие частицы загрязнений с условным диаметром соответственно 0,1; 0,5 и 1 мкм.

По способу задерживания частиц загрязнений фильтроэлементы делятся на поверхностные, объемные и комбинированные. Примером поверхностного фильтроэлемента (рисунок 10.3) является плетеная металлическая сетка. Частицы загрязнений, размеры которых больше отверстий сетки, при прокачке жидкости задерживаются. Сетки имеют сравнительно малое гидравлическое сопротивление, хорошо противостоят пульсациям давлений, вибрациям, перегрузкам и изменениям температур; они удобны в эксплуатации, так как не требуют замены и легко промываются.

Объемные фильтрующие элементы выполняются из проницаемого материала значительной толщины: бумаги, картона, целлюлозы, стекловолокна, войлока, замши, сукна, минеральной ваты, пористой керамики, металлокерамики и пр.

Они имеют более высокое гидравлическое сопротивление и часто не могут быть восстановлены, но обеспечивают более качественную фильтрацию и обладают большей грязеемкостью.



1 — корпус; 2 — предохранительный клапан; 3 — штуцер подвода жидкости; 4 — фильтрующий элемент

Рисунок 10.3 — Поверхностный фильтр

В комбинированных фильтроэлементах в начале по ходу течения жидкости устанавливают объемный фильтроэлемент, обеспечивающий высокую грязеемкость, а затем поверхностный, который полностью отделяет механические примеси.

Основными характеристиками фильтров являются тонкость очистки, пропускная способность, гидравлическое сопротивление и срок службы. Пропускная способность характеризуется количеством жидкости  $Q$ , которую может пропустить фильтр с перепадом давления  $\Delta p$ :

$$Q = 10k \frac{\Delta p}{\mu} S_{\phi}, \quad (10.4)$$

где  $k$  — удельная пропускная способность единицы площади фильтровального материала;

$\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$  — перепад давления на фильтре,;

$S_{\phi}$  — площадь поверхности фильтра, через которую проходит рабочая жидкость;

$\mu$  — динамический коэффициент вязкости жидкости.

$$\mu = \nu \rho, \quad (10.5)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости.

Перепад давления на преодоление сопротивления при течении жидкости через фильтр можно определить по формуле:

$$\Delta p = \xi \frac{v^2 \rho}{2}, \quad (10.6)$$

где  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления;  
 $v$  — скорость движения жидкости.

Тонкость очистки определяется наименьшими размерами частиц загрязнений, удерживаемых фильтроэлементами, и зависит от величины пор фильтрующего материала. Оценку тонкости очистки различных материалов определяют по коэффициенту фильтрования:

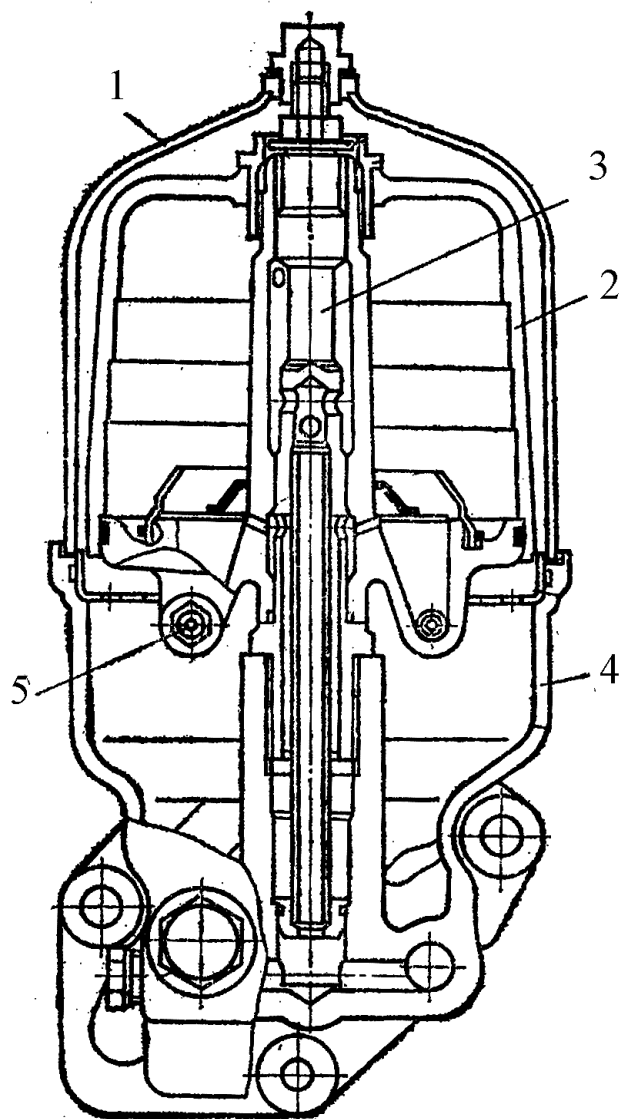
$$K_{\text{cp}} = \frac{(n_1 - n_2)}{n_1}, \quad (10.7)$$

где  $n_1, n_2$  — число загрязнений данного размера в пробах нефилтрованной и профильтрованной жидкости соответственно.

В гидродинамических системах сельскохозяйственных машин широкое применение находят также центробежные фильтры (центрифуги) (рисунок 10.5). Если удельный вес частиц больше удельного веса жидкости, то под действием центробежной силы частицы движутся к периферии и осаждаются на внутренней поверхности ротора 2. Жидкость подается через полую ось 3 и форсунки 5 под действием 0,3...0,6 МПа в подвижный ротор, где она достигает скорости вращения, равной скорости ротора. При этом частицы загрязнителя отбрасываются действием центробежной силы к стенкам ротора и осаждаются на них.

Центрифуги можно разделить на фильтры с гидрореактивными и механическими приводами. Большое распространение получили центрифуги с гидрореактивным приводом ротора, развивающим частоту вращения до 600 мин<sup>-1</sup>.

Центробежные очистители конструктивно сложнее фильтров, больше их по габаритам и массе, имеет более высокую трудоемкость при изготовлении, наконец, они требуют дополнительной энергии па вращение, которая увеличивается по нерв повышения тонкости фильтрации и вязкости жидкости.



1 – колпак; 2 – ротор; 3 – ось; 4 – корпус; 5 – форсунка

Рисунок 10.4 — Центробежный фильтр:

#### 10.4 Уплотнения

Элементы гидропривода могут выполнять свои функции только при наличии достаточной герметичности в подвижных или неподвижных соединениях. Герметичность зависит от свойств жидкости и материала конструкции, условий работы, нагруженности сборочных единиц, продолжительности эксплуатации, а также других факторов и обеспечивается установкой уплотнений.

В гидравлических системах сельскохозяйственных машин уплотнения должны обеспечивать работу в диапазоне температур 60...120 °С, под давлением до 50 МПа, не допускать утечек жидкости и не создавать больших потерь на трение.

Уплотнение можно классифицировать по следующим признакам: по виду относительного движения (вращательного, возвратно-поступательного и комбинированного) — уплотнения неподвижных и подвижных соединений; по направлению упругой деформации — радиальные и аксиальные (торцевые); по конструкции — эластичные (кольца, манжеты, прокладки), механические бесконтактные, диафрагмовые, жидкостные и лабиринтные уплотнения; по материалу — металлические и неметаллические

Применяются также защитные уплотнения (пыльники, грязесъемники), которые предназначены для предохранения рабочих полостей гидравлических устройств от проникновения загрязняющих частиц из внешней среды. Классификация уплотнений приведена на рисунке 4.6.

Эластичные уплотнения (рисунок 4.6, а) используют для герметизации подвижных и неподвижных соединений. Кольца круглого сечения размещают в прямоугольных канавках в обжатом состоянии. Они надежно и длительно работают при давлениях до 35 МПа. Кольца прямоугольного сечения служат для уплотнения поршней или штоков с рабочим давлением до 30 МПа. Х-образные и п-образные уплотнения рекомендуются для герметизации деталей с возвратно-поступательным движением. Иногда их собирают в пакеты по несколько штук. Такие уплотнения способны работать при давлении 34...50 МПа. Манжеты применяются для уплотнения вращающихся валов при давлениях не выше 0,1...0,2 МПа.

В механических уплотнениях (рисунок 4.6, б) уплотняющий элемент (кольцо) выполнен из металлического углеродистого или другого материала; они предназначены для деталей возвратно-поступательного действия.

В бесконтактных уплотнениях (рисунок 4.6, в) герметизация создается минимальным зазором между сопряженными деталями.

Такого типа уплотнения применяются в элементах золотник-корпус распределителя, качающих сборочных единиц насосов, гидромоторах, гидроклапанах, гидродвигателях и других подвижных соединениях. Диаметральный зазор сопрягаемых деталей должен составлять 3...5 мкм. Сопрягаемые детали, изготовленные из различных материалов и имеющие неодинаковые коэффициенты расширения, должны устанавливаться с учетом возможного заклинивания при нагреве.

Набивочные уплотнения (рисунок 4.6, г) применяют для герметизации тех сред, в которых быстро разрушаются эластичные уплотнения (в растворах, горячей воде).

Диафрагменные уплотнения (рисунок 4.6, д) выполнены из эластичного материала и обеспечивают большую деформацию под действием перепада давления герметических сред.

Лабиринтное уплотнение (рисунок 4.6, е), используемое на плунжерах и клапанах, способствует их разгрузке и снижает утечки.

Герметизация неподвижных соединений и стыков достигается установкой прокладок, в этом случае необходимо, чтобы контактное давление, т. е. сжимающее усилие, приходящееся на единицу площади поверхности прокладок, превышало давление уплотняемой среды.

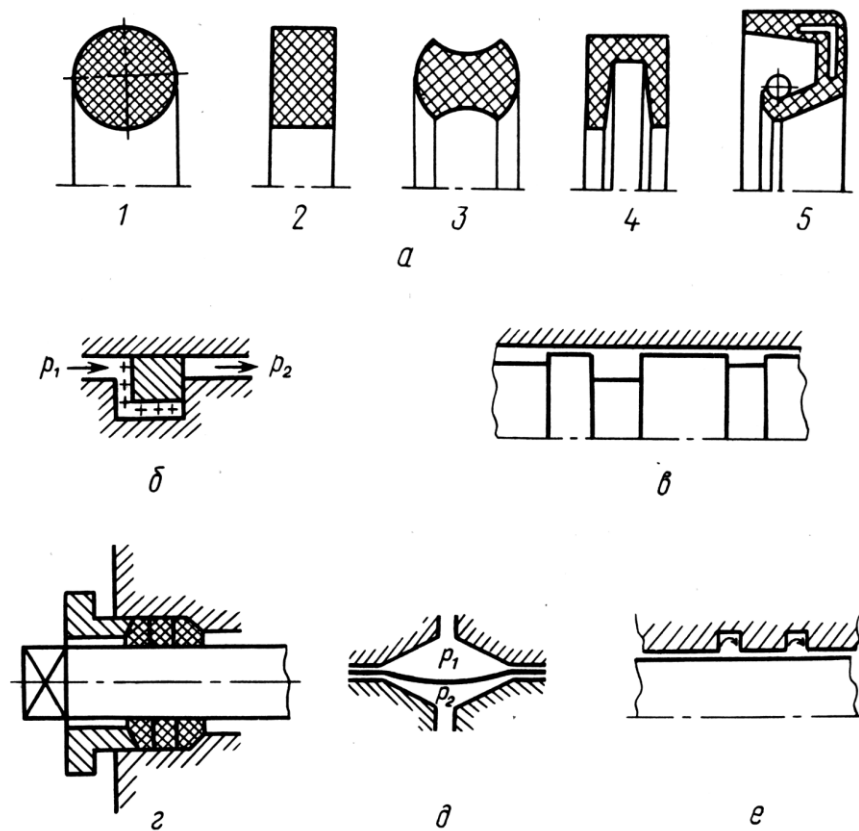


Рисунок 10.6 — Уплотнения:  
*a* — эластичные: 1 — кольцо круглое; 2 — кольцо прямоугольное; 3 —  
 кольцо  
 х-образное; 4 — кольцо п-образное; 5 — манжета;  
*б* — механическое; *в* — бесконтактное;  
*г* — набивочное; *д* — диафрагменное; *е* — лабиринтное

## **Лабораторная работа № 11**

### **Тема: Гидравлические распределители**

**Цель:** изучить устройство и конструкцию гидравлических распределителей.

#### **11. 1 Гидравлические распределители**

Гидравлические распределители предназначены для изменения направления потока рабочей жидкости в гидравлических магистралях. Распределители, применяемые в сельскохозяйственных машинах, бывают золотникового, кранового и клапанного типа. В зависимости от числа внешних гидролиний распределители применяются одно-, двух-, трех- и многосекционного исполнения. По числу фиксированных позиций бывают двухпозиционные, трехпозиционные и четырехпозиционные распределители. По виду управления распределители можно классифицировать: с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением.

Золотниковые распределители по конструкции золотника могут быть с цилиндрическим (преимущественно в сельскохозяйственном гидроприводе) и плоскими золотниками. Основными элементами этих распределителей являются золотник с поясками и цилиндр (гильза) с окнами.

На рисунке 5.1 приведена принципиальная схема четырехлинейного трехпозиционного золотникового распределителя. Золотниковые распределители могут выполняться разгруженными и неразгруженными. На рисунке 11.1 показан разгруженный золотниковый распределитель. Его золотник разгружен от осевых усилий из-за равенства площадей, на которые действует давление жидкости на выходе из распределителя. При отсутствии крайних поясков на золотнике появляется осевое усилие, направленное справа налево.

Недостатком золотниковых распределителей является возможность появления облитерации (зарастание отверстия молекулами жидкости).

Для борьбы с облитерацией в гидравлических системах с небольшим давлением выполняют пояски золотников с нулевым или даже неполным перекрытием окон. Разумеется, что в последнем случае утечки через золотник увеличиваются.



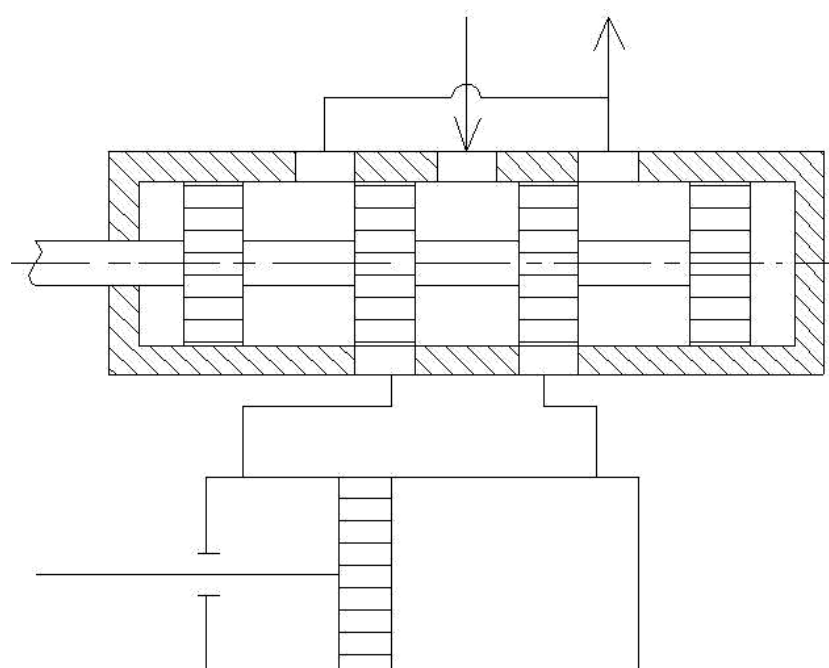
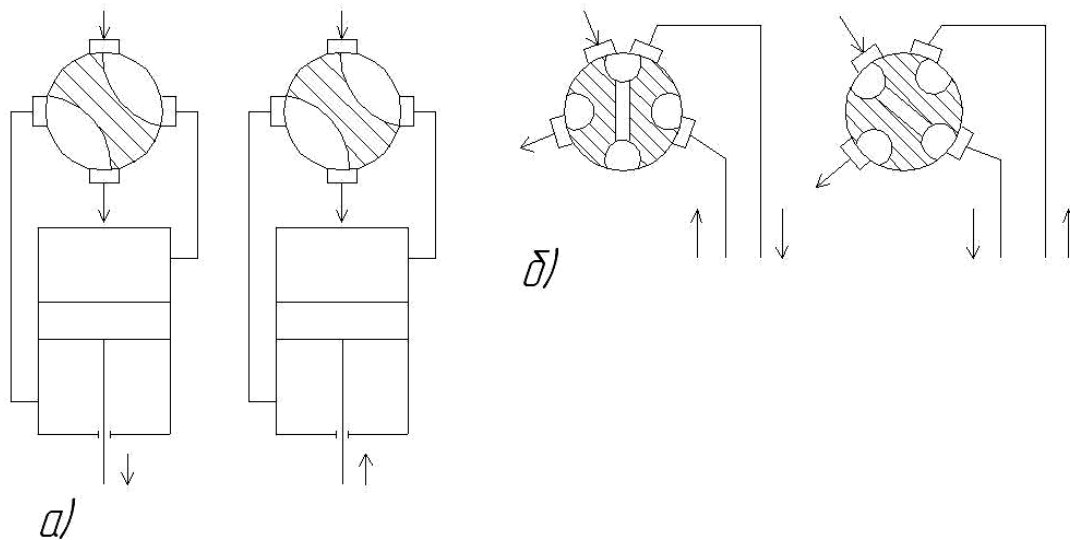


Рисунок 11.1 — Золотниковый распределитель

Крановые распределители (рисунок 11.2) характерны тем, что для изменения распределения жидкости в гидросистеме необходимо повернуть запорный элемент распределителя вокруг своей оси. Конструктивно запорный элемент может быть выполнен в виде цилиндрической конической, шаровой пробки или в виде плоского поворотного крана — золотника. В запорном элементе имеются проходные каналы для жидкости.



*a* — простой: *б* — разгруженный

Рисунок 11.2 — Крановый распределитель

На рисунке 11.2, *a* приведен простейший крановый распределитель. При повороте пробки осуществляется изменение направления движения жидкости в системе после распределителя.

Крановые распределители могут выполняться неразгруженными и разгруженными. В неразгруженных кранах (рисунок 5.2, *a*) давление в камере, связан-

ной с линией нагнетания, не уравнивается с другой стороны, что приводит к одностороннему прижатию пробки, увеличение момента для ее поворота и увеличению утечек. Поэтому при больших давлениях применяют только разгруженные краны (рисунок 11.2, б), у которых диаметрально противоположные полости соединены каналами.

При построении условных обозначений распределителей число позиций запорного элемента изображают числом квадратов, а проходы (каналы) в распределителе — линиями со стрелками, показывающими направление потоков рабочей жидкости в каждой позиции. Запорный элемент изображают в исходной позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя внешние гидролинии в прежнем положении. Управление распределителем показывается на малых сторонах общего прямоугольника, составленного из квадратов.

Клапанные распределители применяются в основном в тех гидросистемах, где требуется высокая герметичность. По этой причине запорный элемент выполняют, как правило, в виде конического или шарового клапана.

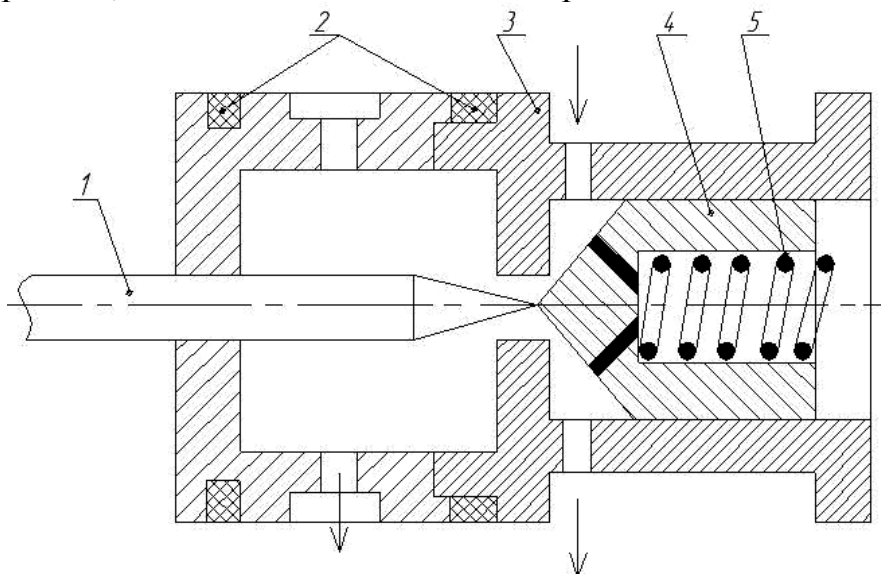


Рисунок 11.3 — Клапанный распределитель:

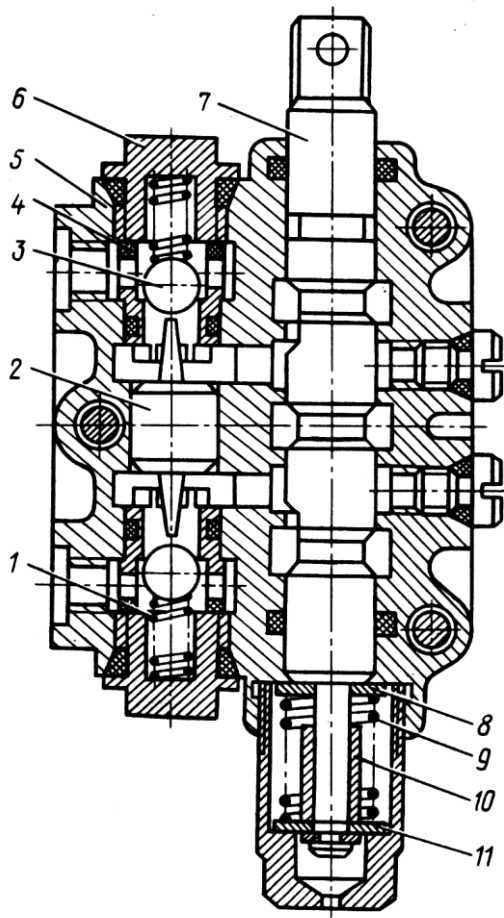
1 — толкатель; 2 — уплотнения; 3 — седло клапана; 4 — клапан; 5 — пружина

На рисунке 11.3 приведен клапанный распределитель с коническим запорным элементом. Основными деталями распределителя являются клапан 4 с центрирующим плунжером, прижимаемый к седлу 3 пружиной 5, и толкатель 1, действующий на клапан для его открывания. Чаще всего толкатель приводится в действие от электромагнита. В клапане 4 имеются отверстия для его уравнивания от давления. С целью герметизации рабочей камеры в проточке корпуса для толкателя установлены манжетные уплотнения 2.

Распределители этого типа могут работать при весьма высоких давлениях (до 32 МПа). Достоинством их также является большой срок службы. К недостаткам следует отнести малые расходы (до 5 л/мин) и значительные усилия, необходимые для управления.

На сельскохозяйственных уборочных машинах устанавливают многосекционные гидравлические распределители. Их технические характеристики приведены в приложении 12.

Рабочая секция такого распределителя показана на рисунке 11.4.



1, 9 - пружины; 2 - поршень, 3 - обратный клапан, 4 - втулка; 5 - корпус;  
6- пробка; 7 - золотник; 8, 11 - шайбы; 10- дистанционная втулка

Рисунок 11.4 - Секция распределителя

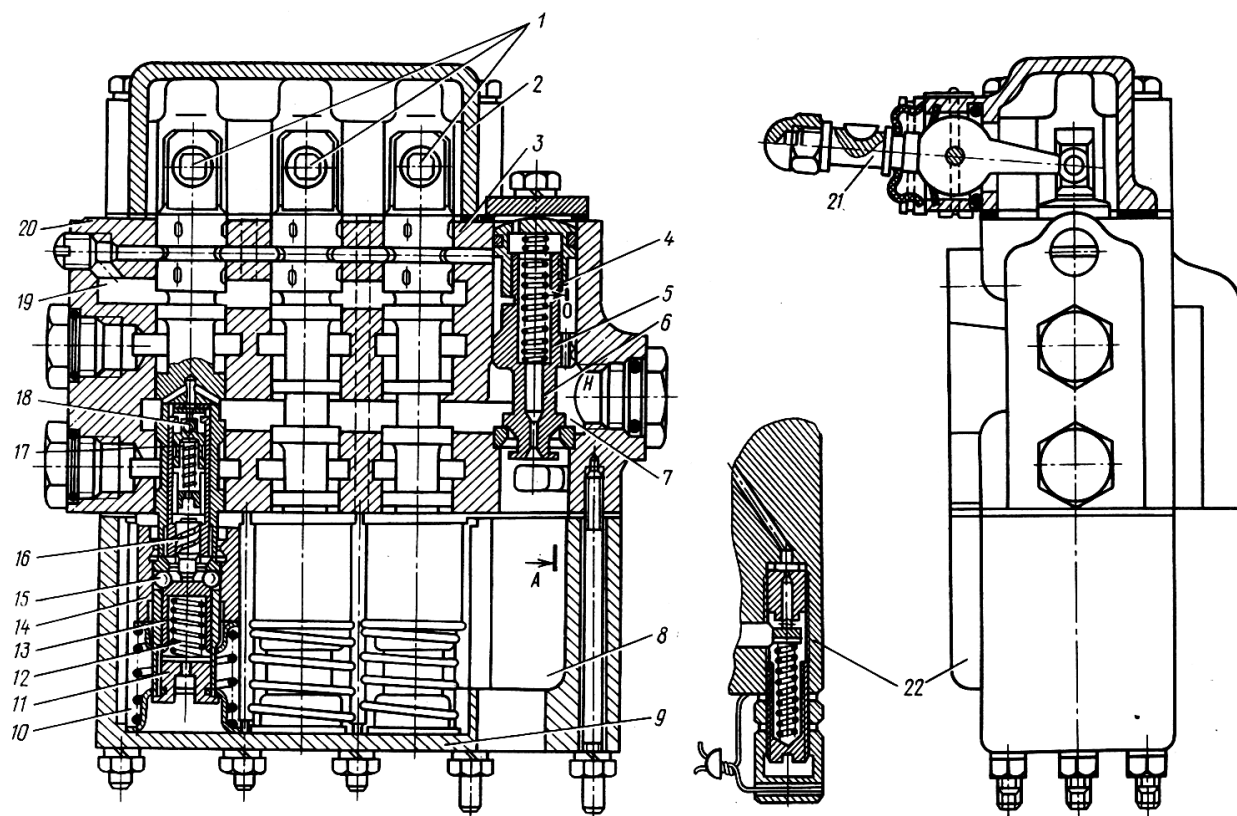
В корпусе 5 находятся золотник 7, поршень 2 с двумя толкателями, шариковые обратные клапана 3 с втулками 4 и пружинами 1, которые пробками 6 крепятся к корпусу. Золотник 7 в нейтральное положение устанавливается под действием пружины 9, опирающейся торцами на шайбы 8 и 11. Шайбы при нейтральном положении золотника усилием пружины прижимаются к торцевым поверхностям расточек корпуса и стакана. При перемещении золотника вверх или вниз одна из шайб касается торца расточки стакана, а вторая шайба, перемещаясь совместно с золотником, сжимает пружину. Ход золотника ограничен дистанционной втулкой 10. В корпусе под золотником имеется пять кольцевых расточек, через крайние расточки проходят сквозные сливные отверстия, а через центральную расточку — нагнетательный канал. Две средние расточки соединены с полостями над и под поршнем 2.

Распределение потока рабочей жидкости происходит следующим образом. При перемещении золотника распределителя, например, вверх, нагнетательный канал соединяется с полостью, расположенной под поршнем. Под действием силы

давления рабочая жидкость открывает верхний запорный клапан и поступает в нагнетательную магистраль гидравлического устройства. Одновременно с открытием верхнего клапана поршень 2 под действием силы давления рабочей жидкости перемещается вниз и своим толкателем смещает нижний запорный клапан, открывая путь жидкости со сливной магистрали.

На рисунке 5.5 показан гидравлический распределитель типа Р75—43. В корпусе 3 размещены три золотника 1, предохранительный 22 и перепускной 6 клапаны. Сверху и снизу корпус закрыт крышками 2 и 9. Управление золотником осуществляется рычагами 21. Для подвода рабочей жидкости в корпусе золотника имеются полость Н, каналы управления 20 и слива 19.

При нейтральном или "плавающем" положении золотника рабочая жидкость заполняет полость Н, управляющий и сливной каналы. Перепускной клапан 6 вследствие разности площадей и перепада давления в дроссельном отверстии 5, преодолевая силу пружины 4, открывается и рабочая жидкость делится на два потока: часть по каналам 20 и 19 поступает в сливную полость, а другая непосредственно через рабочее окно 7 в сливное окно 8.



1 — золотники; 2, 9 — крышки, 3 — корпус, 4, 10, 12 — пружины; 5 — дроссельное отверстие; 6, 22 — перепускной и предохранительный клапана; 7, 8 — рабочее и сливное окна; 11 — толкатель; 13 — втулка; 14 — обойма; 15 — фиксатор; 16 — направляющая; 17 — гильза; 18 — клапан; 19, 20 — каналы слива и управления; 21 — рычаг

Рисунок 11.5 — Схема распределителя:

В рабочих положениях золотник *1* перекрывает кромкой канал управления *20*, давление жидкости по обе стороны дроссельного отверстия *5* выравнивается и перепускной клапан *6* закрывается. Жидкость поступает в полость высокого давления и в зависимости от положения рычага управления проходит в одну из полостей А (Б) и к гидродвигателю, а затем со сливной магистрали через полость Б (А) и рабочие окна распределителя она поступает на слив.

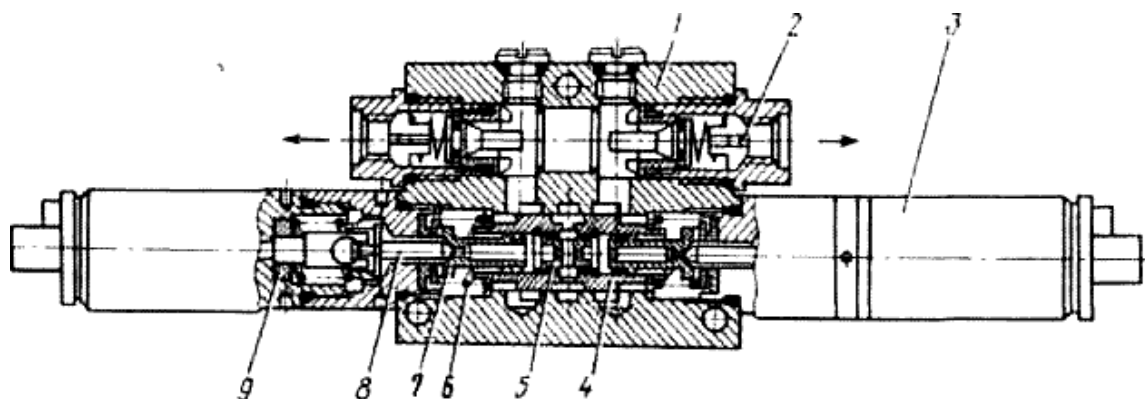
При плавающем положении золотника обе магистрали, идущие к исполнительному гидродвигателю, сообщаются со сливной полостью распределителя, а насос разгружается и через перепускной клапан перекачивает жидкость в резервуар. Золотник фиксируется в определенных положениях при помощи шариковых фиксаторов *15*, которые удерживаются в гнездах втулкой *13* и пружиной *12*. Автоматическое устройство возврата золотника в нейтральное положение находится в нижней части самого золотника. Оно состоит из гильзы *17* с клапаном *18*, который прижат к гнезду единой и направляющей *16*.

Регулировку клапана на давление осуществляют винтом пружины клапана. В нижней части гильзы расположен толкатель *11*. На наружную цилиндрическую поверхность золотника надета обойма *14* с тремя внутренними расточками, куда входят шариковые фиксаторы *15*. Когда золотник находится в "плавающем" положении, фиксаторы располагаются в верхней расточке, при положении "опускание" — в средней а при положении "подъем" — в нижней. На золотник через обойму *14* действует пружина *10*, помещенная между нижними и верхними стаканами. При верхнем положении обоймы, когда она касается выступа корпуса распределителя, пружина через стакан, который резьбой соединен с золотником, отжимает последний вниз. При нижнем положении, когда стакан касается нижней крышки, пружина через стакан отжимает золотник вверх.

Работа автомата возврата золотника в нейтральном положении протекает так. При повышении давления в одной из магистралей до допустимого максимального значения открывается шариковый клапан *18* и жидкость, по осевому каналу поступает внутрь золотника, действует на толкатель, который, в свою очередь, сдвигает вниз втулку *13* фиксаторов. При этом фиксаторы выходят из расточки обоймы, и пружина *10* возвращает золотник в нейтральное положение. При понижении в системе давления шариковый клапан под воздействием пружины закрывает осевой канал, и пружина *12* возвращает толкатель в исходное положение.

Гидрораспределители с электрогидравлическим управлением типа РЭГ 50–3 устанавливают на самоходных сельскохозяйственных машинах и комбайнах.

В корпусе *1* (рисунка 11.6) имеются запорные клапаны *2*, электромагниты *3*, клапаны и цилиндрический золотник *4*. Золотник имеет кольцевые проточки, цилиндрические пояски, радиальные и осевые сверления, в которых размещены седла клапана *7*, центральная втулка *5*, кольца. В нейтральное положение золотник устанавливается пружинами *6*.



1 — корпус; 2 — запорный клапан; 3 — электромагнит; 4 — цилиндрический золотник; 5 — центральная втулка; 6 — пружина; 7 — седло клапана; 8 — игла; 9 — якорь электромагнита

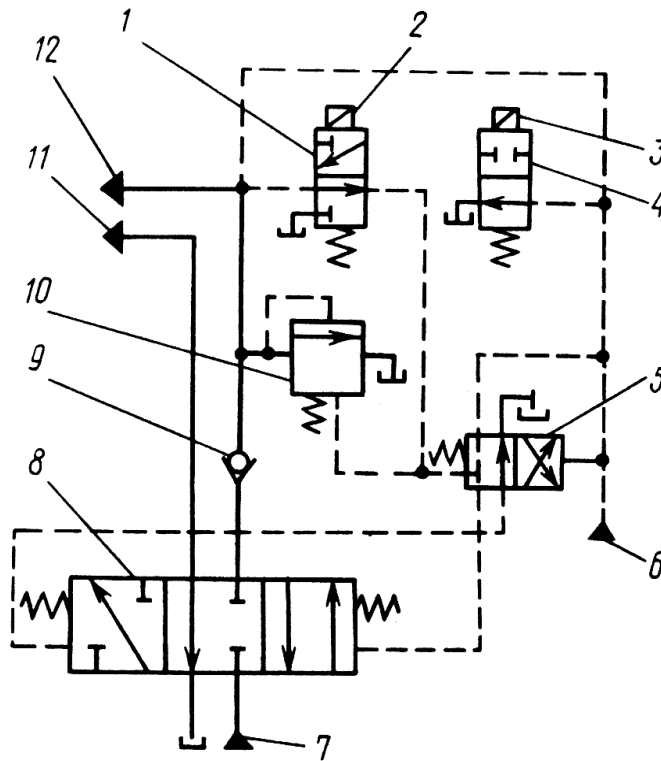
Рисунок 11.6 — Электрогидравлический распределитель:

Управление золотником осуществляется кнопкой управления, электрический сигнал от которой поступает на якорь 9 электромагнита, посредством которого смещается игла 8. Золотник открывает канал управления и жидкость поступает в правую или левую секцию запорных клапанов и далее к гидроцилиндрам.

Электрогидравлический распределитель ЭГР-4 предназначен для распределения потока рабочей жидкости от насоса с управлением разгрузкой к гидродвигателю исполнительного механизма. Распределитель состоит из датчиков сервоуправления 1 и 4 (рисунок 5.7), электромагнитов 2 и 3, плунжера 8, рабочих каналов 11 и 12, канала управления 6, подводящего канала 7, обратного клапана 9, подпружиненного реверсивного золотника 5 и выпускного клапана 10.

Работает электрогидравлический распределитель в таком порядке. При фиксировании навесного устройства канал управления сообщается через датчик 4 при обесточенном электромагните 3 со сливом, что обеспечивает разгрузку подводящего канала. Под действием давления в рабочем канале 12, создаваемого весом орудия, обратный и выпускной клапаны разобщают этот канал со сливом.

При подъеме орудия включают электромагнит 3, который перемещает датчик 4 и разобщает канал управления со сливом. При этом под действием давления в канале управления посредством реверсивного золотника плунжер смещается влево от исходного положения, сообщая подводящий канал с рабочим каналом 12, а рабочий канал 11 — со сливом.



1, 4 — датчики сервоуправления; 2, 3 — электромагниты; 5 — канал управления; 7 — подводящий канал; 8 — плунжер; 9 — обратный клапан; 10 — выпускной клапан; 11, 12 — рабочие каналы

Рисунок 11.7 — Схема электрогидравлического распределителя

Опускание навесного устройства происходит под собственным весом при включении электромагнита 2, который, перемещая датчик 1, сообщает пружинную полость выпускного клапана со сливом. Под действием давления, создаваемого весом навесного орудия, выпускной клапан открывается, что обеспечивает перетекание рабочей жидкости из рабочего канала 12 на слив.

При одновременном включении электромагнитов происходит принудительное опускание навесного орудия.

Распределители с плоскими золотниками и крановые распределители применяют при небольших расходах и давлениях жидкости в промышленных машинах и установках.

Клапанные распределители применяются в быстроразъемных соединениях трубопроводов и в гидрозамках.

Расход жидкости через золотник распределителя:

$$Q_p = S_p \mu_p \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\rho}}, \quad (11.1)$$

где  $S_p$  — площадь проходного сечения рабочего окна;

$\mu_p$  — коэффициент расхода;

$\Delta p$  — перепад давления;

$\rho$  — плотность рабочей жидкости.

Если золотник цилиндрический, а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения:

$$S_{\text{ц}} = \pi d_3 x, \quad (11.2)$$

где  $d_3$  — диаметр золотника;

$x$  — перемещение золотника (открытие окна).

Когда золотник имеет коническую часть с углом  $\alpha$ , а проточка в гильзе кольцевая, то площадь проходного сечения:

$$S_{\text{к}} = \pi d_3 x \sin \alpha, \quad (11.3)$$

Если золотник имеет нарезанные под углом  $\alpha$  шлицы шириной  $b$ , то площадь проходного сечения:

$$S = z b x \sin \alpha, \quad (11.3)$$

где  $z$  — число золотников.



**Лабораторная работа № 12**  
**Тема: Конструкции клапанов, дросселей расхода, регуляторов, делителей и сумматоров потока**

**Цель: изучить устройство, принцип работы, регулировки и основные характеристики клапанов, дросселей, регуляторов потока, делителей и сумматоров потока.**

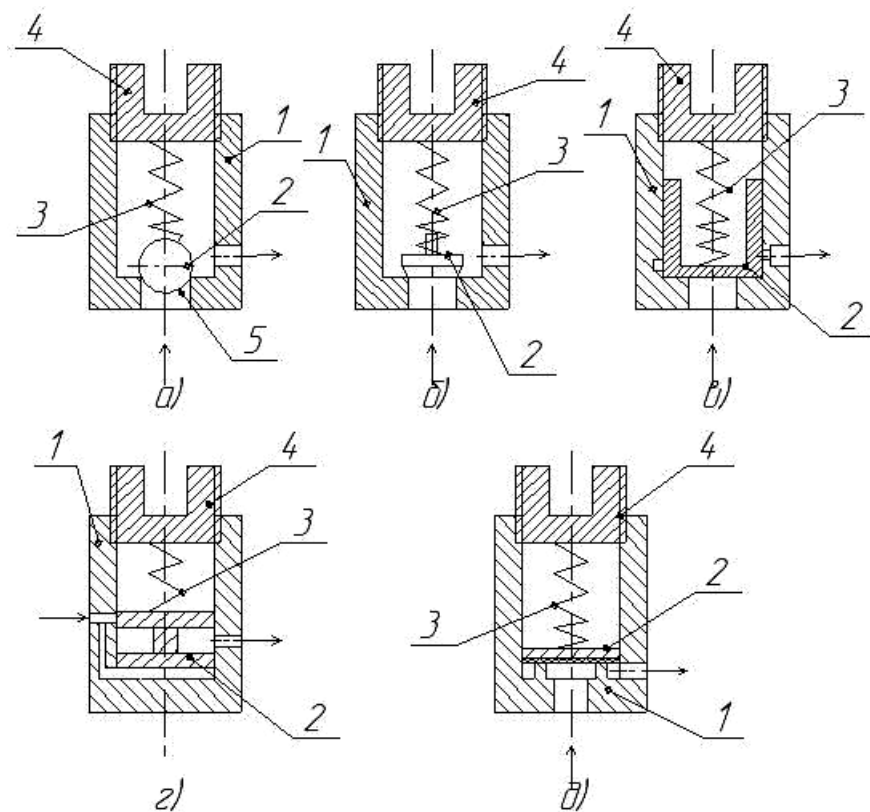
### **12.1 Гидравлические клапана**

Клапан — это автоматический гидроаппарат, который при действии переменного расхода и давления рабочей жидкости изменяет проходное сечение гидрролинии. Их классифицируют — по назначению: на напорные (предохранительные и переливные), редуционные и разности давлений; по действию — на прямого и непрямого действия. Предохранительные клапана служат для защиты гидроприводов от давлений рабочих жидкостей, превышающих допустимые. Все они периодического действия, так как при нормальном режиме работы гидропривода находятся в закрытом состоянии, а включаются в действие только при превышении давления в гидросистеме.

### **12.2 Предохранительные клапана**

Предохранительные клапана прямого действия — шариковые, конусные, плунжерные, золотниковые, мембранные (рисунки 6.1, *а, б, в*) — состоят из корпуса *1*, запорного устройства *2*, пружины *3*, регулировочного винта *4*, изменяющего силу сжатия пружины ( $F_{пр}$ ). В процессе работы при превышении значения давления  $p$  жидкости в гидроприводе выше расчетного пружина сжимается на величину  $\Delta h$  и запорное устройство открывает путь жидкости в сливную магистраль. Закрытие клапана происходит при уменьшении давления до расчетного значения.

Предохранительные клапана устанавливаются на насосе или сразу за ним. Это уменьшает повышение давления в гидроприводе при срабатывании клапана.



*а* — шариковый; *б* — конусный; *в* — плунжерный; *г* — золотниковый; *д* — мембранный; 1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина; 4 — регулировочный винт

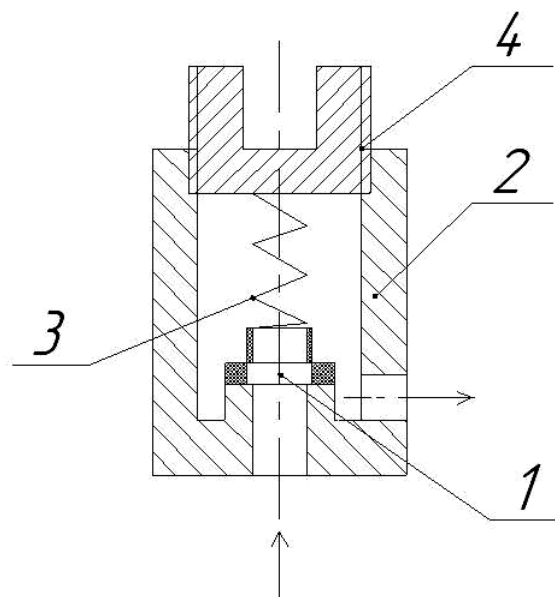
Рисунок 12.1 — Схемы предохранительных клапанов:

### 12.3 Обратные клапана

Обратные клапана предназначены для пропускания жидкости только в одном направлении. В зависимости от конструкции запорного элемента, чаще всего они бывают шариковыми или коническими, реже тарельчатыми.

Принципиальная схема первых двух не отличается от приведенных на рисунке (рисунки 6.1, *а*, *б*) предохранительных клапанов. У предохранительных клапанов будут меньшими сечения проходных каналов. Схема тарельчатого обратного клапана приведена на рисунке 6.2.

Обратные клапана применяются в сложных схемах гидропривода, состоящих из нескольких насосов, а также подпитки систем и реверсивных магистралях.



1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина;  
4 — регулировочный винт

Рисунок 12.2 – Обратный клапан:

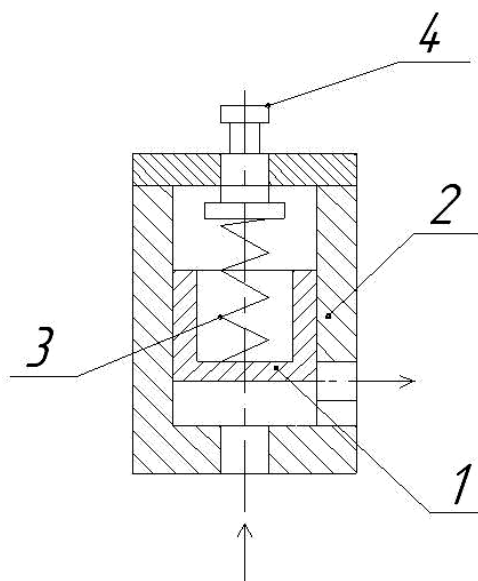
Клапан с шариковым рабочим органом состоит из корпуса 1 (рисунок 6.1, а) с седлом 2, клапана 3, цилиндрической пружины 4 и крышки 5. Пружина клапана имеет малую жесткость и практически не оказывает сопротивления рабочей жидкости. При работе жидкость из полости А проходит в полость Б и далее в магистраль, поднимая клапан 3 от седла 2 за счет усилия, создаваемого давлением. При обратном движении рабочей жидкости клапан 3 силой давления плотно прижимается к седлу, перекрывая проход жидкости из полости Б в полость А (беспружинные обратные клапаны устанавливаются только в вертикальном положении, чтобы сила тяжести прижимала запорный элемент к седлу).

#### 12.4 Переливные клапана

Переливной клапан предназначен для поддержания заданного давления в месте его подключения за счет непрерывного слива рабочей жидкости. Принципиально переливной клапан отличается от предохранительного только постоянством своего действия, что предъявляет к его конструкции ряд требований:

- скорость жидкости, протекающей через клапан, должна быть сравнительно небольшой (не более 5–8 м/с);
- запорный элемент не должен подвергаться колебательным явлениям;
- пропускная способность клапана должна быть значительной (в пределах равной подаче насоса).

Для увеличения чувствительности клапана и повышения стабильности давления в гидросистеме золотник делают дифференциальным или к основному клапану пристраивают вспомогательный. На рисунке 6.3 показан переливной клапан.



1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина;  
4 — регулировочный винт

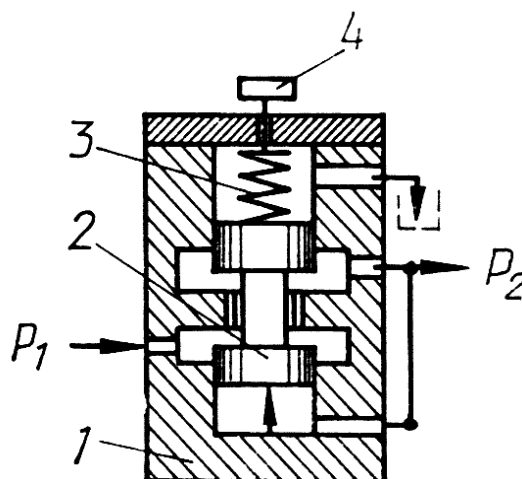
Рисунок 12.3 – Переливной клапан

## 12.5 Редукционный клапан

Редукционный клапан предназначен для поддержания заданного более низкого давления рабочей жидкости в отводимом от него потоке по сравнению с давлением в подводимом к нему потоке. Редукционный клапан, как и переливной, при работе открыт и отличается от него тем, что поддерживает постоянное давление жидкости после себя в потоке, в то время как переливной — до себя. На рисунке 12.4, а приведена схема клапана, предназначенного для больших перепадов давления.

Гидролинией  $P_1$  к запорному элементу 2, выполненному в виде дифференциального золотника, подводится жидкость высокого давления  $p_1$ , а по гидролинии 4 отводится жидкость с пониженным давлением  $p_2$ . Если давление в полости 3 снизится, то оно снизится и в полости 7, и сила давления жидкости, действующая на запорный элемент 2 снизу, окажется больше суммарного усилия пружины и силы давления, действующей на запорный элемент сверху. Последний приподнимается вверх, уменьшится сопротивление щели между седлом и запорным элементом и давление в полости 3 повысится. При повышении давления в полости 3 произойдет обратное явление. Величина редуцированного давления регулируется с помощью винта 10. Для устранения колебаний запорного элемента в соединительную трубку 6 вставлена втулка 9 с капиллярными отверстиями. Полость 5 соединена с линией слива. Редукционные клапаны применяются в схемах

с несколькими потребителями, питающимися от одного насоса, но требующими разных давлений.



1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина; 4 — регулировочный винт

Рисунок 12.4 – Схема редукционного клапана

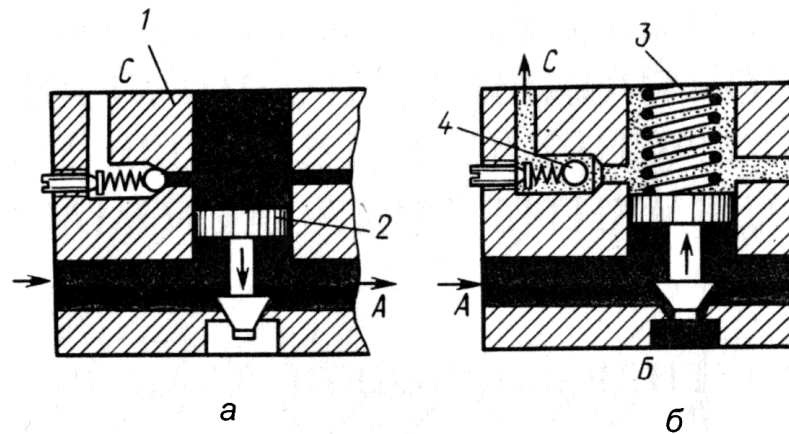
## 12.6 Перепускной клапан

Перепускной клапан служит для слива рабочей жидкости в системе при работающем насосе и выключенном потребителем ее гидравлической энергии.

Перепускной клапан (рисунки 12.5, а, б) состоит из корпуса 1, клапана 2, цилиндрической пружины 3, запорного клапана 4, рабочей полости А, сливного канала В и канала управления С.

При функционировании гидропривода золотник управления перекрывает канал управления С, а жидкость через рабочую полость А поступает к исполнительному рабочему органу, давление жидкости  $p$  над цилиндрической частью клапана и давление в рабочей полости равны, поэтому за счет разности площадей верхней и нижней  $S$  частей клапана и жесткости  $c$  пружины возникает сила  $F_p$ , прижимающая конус клапана к седлу.

Если золотник управления открывает канал С и соединяет его со сливом, то за счет разности давлений в надклапанной камере и рабочей полости А происходит подъем клапана, часть рабочей жидкости проходит через сверление в цилиндрической его части и через запорный клапан на слив, а основной поток жидкости в полость В. При этом происходит разгрузка насоса, так как давление нагнетания равняется давлению слива жидкости.



*a* — закрытое положение; *б* — рабочее положение; 1 — корпус; 2 — клапан;  
3 — пружина; 4 — запорный клапан

Рисунок 12.5 — Перепускной клапан

При расчете предохранительных клапанов, необходимо подбирать параметр посадочного гнезда и жесткость пружины, так как давление жидкости  $p_1$  действуя на поверхность клапана, площадью  $S$  создает силу  $F_1$ , противодействующую силе сжатой пружины  $F_{пр}$ . При нормальной работе гидропривода  $F_1 < F_{пр}$ , т. е. клапан закрыт, а в случае увеличения  $F_1$  —  $F_1 > F_{пр}$ , клапан открыт.

Расход через золотник клапана определяется по формуле:

$$Q_{кл} = \mu_{кл} S_{кл} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{сл})}{\rho}}, \quad (12.1)$$

где  $\mu_{кл}$  — коэффициент расхода,  $\mu_{кл} = 0,6-0,72$ ;

$S_{кл}$  — площадь дроссельной щели;

$\rho$  — плотность рабочей жидкости;

$p_1$  — давление срабатывания предохранительного клапана;

$p_{сл}$  — давление слива.

Для шарикового клапана:

$$S_{ш} = \frac{\pi}{2} \left( d_{ср} + \frac{d_{ср} d_{ш}}{2A} \right) \left( A - \frac{d_{ш}}{2} \right), \quad (12.2)$$

где  $d_{ш}$  — диаметр шарика;

$d_{ср}$  — средний диаметр;

$A$  — коэффициент.

$$A = \sqrt{\frac{d_{ср}^2}{4} \left( \pi + \sqrt{\frac{d_{ш}^2 - d_{ср}^2}{4}} \right)^2}, \quad (12.3)$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{D - D_y}{2}, \quad (12.4)$$

где  $D$  — диаметр проходного сечения нагнетательного отверстия клапана;  
 $D_y$  — наружный диаметр уплотнительного пояса клапана.

Для конусного клапана площадь:

$$S_{\text{к}} = \pi D_y h \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (12.5)$$

где  $\alpha$  — угол конусности седла клапана,  $\alpha = (30-60)^\circ$  для конического и шарикового клапанов;

$h$  — высота поднятия клапана от поверхности седла.

$$h = \frac{Q_{\text{кл}}}{\mu_{\text{кл}} \pi d_{\text{ср}} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2(p_1 - p_{\text{сл}})}}. \quad (12.6)$$

Жесткость пружины предохранительного клапана определяется:

$$c \leq \frac{S_{\text{кл}} \mu_{\text{кл}} \pi d \sin \alpha}{Q_{\text{кл}}} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{\text{сл}})}{\rho}}. \quad (12.7)$$

Давление срабатывания предохранительного клапана при известной жесткости пружины находится по формуле:

$$p_1 \geq p_{\text{сл}} + \frac{ch}{S_{\text{кл}}}. \quad (12.8)$$

## 12.7 Гидравлические замки

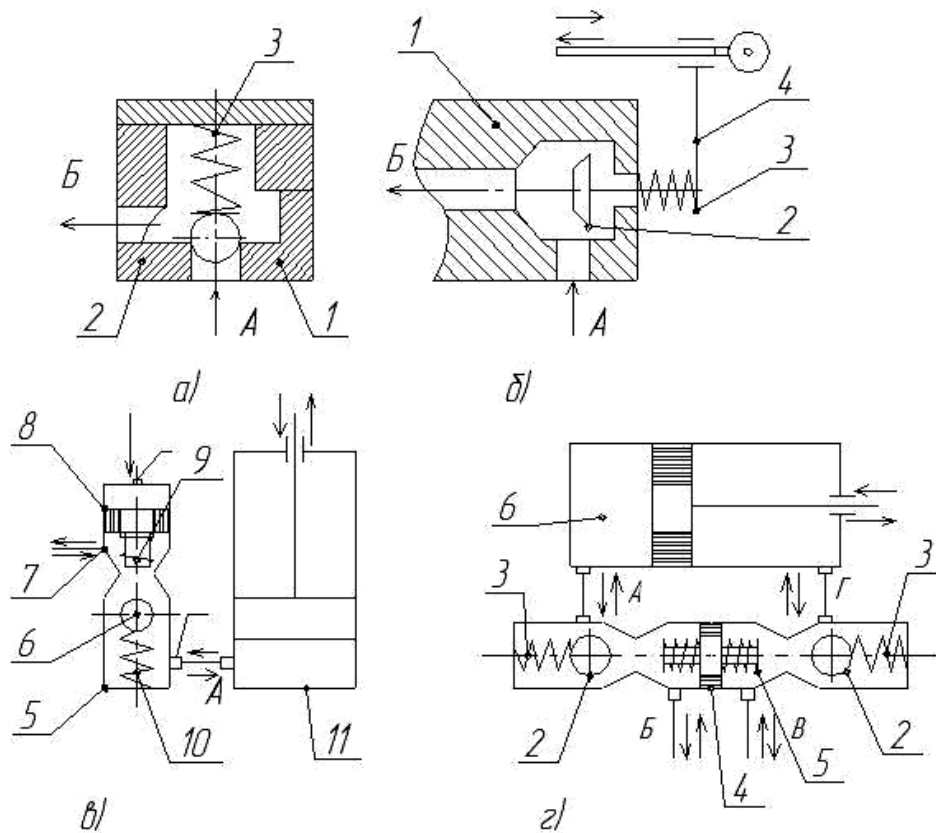
Гидравлические замки и запорные клапаны предназначены для управления потоком рабочей жидкости, т. е. пропускания жидкости в одном направлении и запираения в обратном. Они используются в гидроприводах для автоматического запираения рабочей жидкости в полостях гидроцилиндров и гидродвигателей с целью их стопорения в заданном положении и управляются механическими звеньями, электромагнитами, пневмо- и гидроэлементами.

Гидравлические замки могут быть односторонними и двусторонними, с шариковыми и коническими клапанами.

Односторонний гидрозамок состоит из шарикового клапана 2 (рисунок 12.6, в), установленного в корпусе 1, пружины 3 и толкателя 4. Под действием

пружины клапан отводится от гнезда, и рабочая жидкость свободно поступает из полости *A* в полость *B* и обратно. Если оказать воздействие на толкатель 5 при помощи, например, механического звена 4, которое прижимает клапан к седлу, то происходит запираание полости *B*. Такая конструкция запорного клапана применяется на гидроцилиндрах. Механическое звено 4 в этом случае устанавливается в определенном положении на штоке поршня, и перемещается вместе с ним.

Двусторонний гидрозамок состоит из корпуса 1 (рисунок 12.6, *з*), двух запорных клапанов 2 и 9, пружин 3 и 10, клапанов плавающего поршня 6 с толкателями 4, 8 и пружинами 5, 7. В корпусе гидрозамка имеются полости *A* и *Г*, которые соединены с исполнительным рабочим органом гидропривода (гидродвигателем), и полости *B* и *В*, связанные с напорной или сливной магистралью.



*a* — шариковый; *б* — конический; *в* — односторонний; *г* — двусторонний; 1 — корпус; 2 — запорное устройство; 3 — пружина; 4 — толкатель; 5 — пружина; 6 — гидроцилиндр

Рисунок 12.6 — Гидравлические замки

Работа гидрозамка. При нейтральном положении электромагнит обесточен, поршень с толкателями находится в среднем положении, подвод и отвод жидкости к плоскостям *B* и *В* отсутствует, то есть гидродвигатель застопорен в определенном положении. Если соединить полость *B* с напорной магистралью, а *В* со сливной, тогда поршень 6 с помощью электромагнита сместится вправо и толкатель откроет клапана 9. При этом клапан 2 будет работать как обратный, клапан 9 — как клапан распределителя. Рабочая жидкость под давлением откроет клапан



пан 2 и поступит из полости *Б* в полость *А*, а слив рабочей жидкости будет происходить из полости *Г* в полость *В* через открытый толкателем клапан 9. Рабочий цикл повторяется аналогично в случае переключения распределителем полостей нагнетания и слива (*Б*, *В*) гидрозамка.

## 12.8 Регуляторы расхода

Регуляторы расхода объединяют устройства, предназначенные для управления расходом рабочей жидкости. К ним относятся: дроссели, регуляторы потока, делители и сумматоры потока.

### *Дроссели*

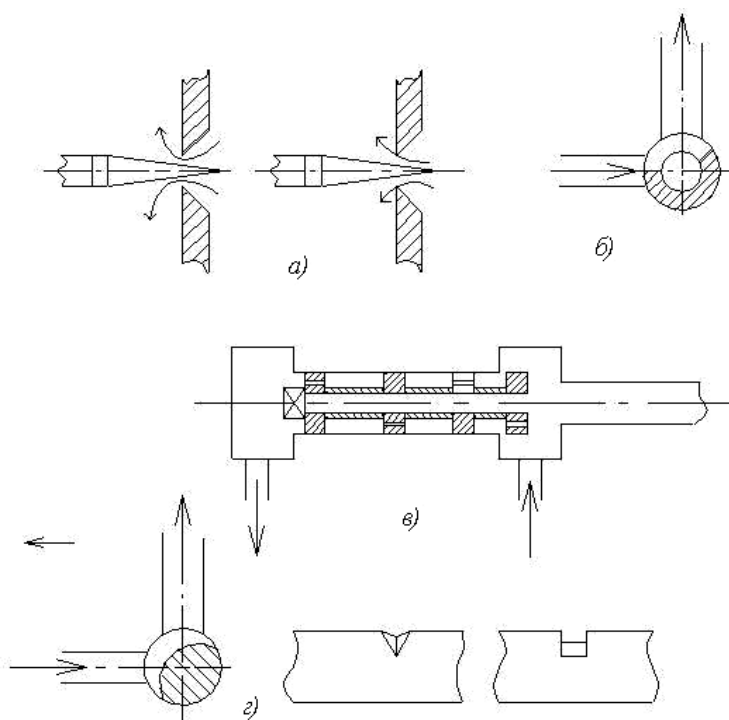
Дроссели представляют собой регулируемые местные сопротивления, площади проходных отверстий которых можно изменять в процессе работы и тем самым изменять расход жидкости.

В зависимости от формы проходного отверстия и регулирующего элемента дроссели делятся на игольчатые, щелевые, канавочные, пластинчатые (рисунок 6.7). Наиболее характерной особенностью дросселя является форма проходного и отверстия и соотношение между его площадью и периметром смачивания. Чем больше отверстие и чем меньше его периметр смачивания, тем меньше сказывается вязкость жидкости на расходе, тем стабильнее работает дроссель. Поэтому при выборе дросселей следует ориентироваться на те, у которых гидравлический радиус имеет максимальное значение.

Изменение площади проходного отверстия у игольчатых дросселей (рисунок 6.7, *а*) достигается за счет осевого перемещения иглы. Недостаток игольчатых дросселей — склонность к облитерации вследствие значительного параметра кольцевой щели.

Площадь проходного отверстия у щелевых дросселей (рисунок 6.7, *б*) изменяется при повороте полой пробки, в которой сделана щель. Так как толщина стенки пробки мала, то пропускная способность дросселя практически не зависит от вязкости жидкости. Не возникает в щелевом дросселе и облитерация. Поэтому дроссели этого типа нашли наибольшее применение.

Пластичный дроссель (рисунок 6.7, *в*) состоит из набора шайб с отверстиями.



*a* — игольчатый; *б* — щелевой; *в* — пластинчатый; *з* — канавочный

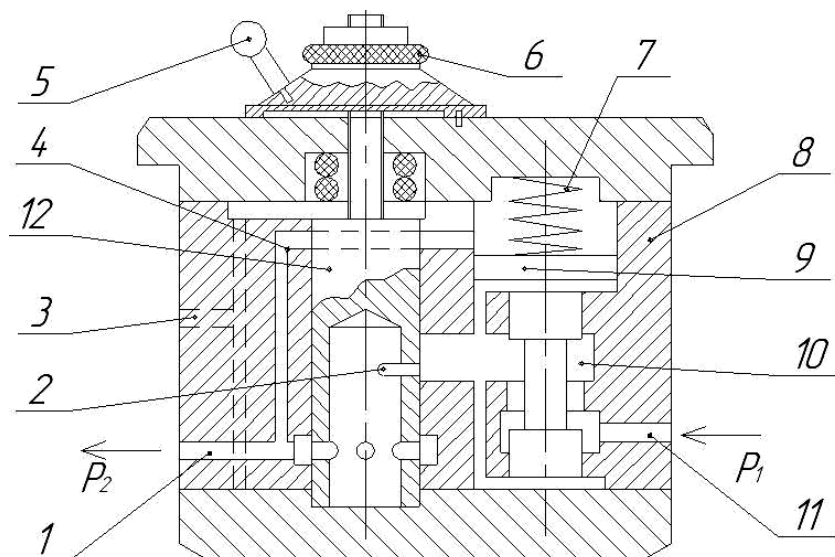
Рисунок 12.7 — Схемы дросселей

Расход меняется с изменением числа шайб, находящихся на пути потока жидкости. На характеристику дросселя этого типа мало влияют облитерация и вязкость жидкости, но он хуже работает на загрязненных жидкостях, чем щелевой. У канавочных дросселей (рисунок 12.7, *з*) изменение площади проходного отверстия достигается поворотом пробки, на боковой поверхности которой сделаны эксцентричные каналы треугольной или прямоугольной формы. Канавочные дроссели склонны к облитерации и при малых расходах на их пропускную способность влияет вязкость жидкости.

### ***Регуляторы потока***

Регулятор потока предназначен для обеспечения заданного расхода вне зависимости от величины перепада давления между входным и выходным патрубками аппарата. Он состоит из дросселя и клапана разности давлений, поддерживающего постоянный перепад давления на дросселе.

На рисунке 6.8 приведена схема регулятора потока Г 55–2.



1 — выходное отверстие; 2 — пробка; 3 — канал; 4 — обводной канал;  
 5 — рукоятка; 6 — лимб; 7 — пружина; 8 — корпус; 9 — золотник;  
 10 — полость; 11 — входное отверстие; 12 — шток

Рисунок 12.8 — Регулятор потока

Жидкость подводится к отверстию 11, проходит щель, образованную золотником 9 и корпусом 8, в полость 10 и далее. Через дроссельную щель в пробке 2 — к выходному отверстию 1.

При уменьшении давления в отверстии 1 по обводному каналу 4 пониженное давление подается в полость над поршнем золотника 9. По этой причине золотник поднимается вверх и уменьшит площадь проходной щели между золотником и корпусом 8, благодаря чему уменьшится давление и в полости 10. При увеличении давления на выходе регулятора процесс будет протекать в обратном направлении.

Таким образом, перепад давления на дросселе останется неизменным.

Если в отверстии 1 давление постоянное, а подводимое к отверстию 11 уменьшится, то из-за уменьшения суммарного давления жидкости на золотник 9 снизу он под действием пружины 7 и давления на поршень сверху опустится вниз и увеличит проходное отверстие между корпусом 8 и золотником 9. Давление в полости 10 увеличится. При увеличении давлений в отверстии 11 процесс будет протекать в обратном направлении. Таким образом, и в этом случае клапан разности давлений будет поддерживать постоянный перепад на дросселе.

Плавное регулирование расхода происходит за счет изменения площади проходного отверстия дросселя при вращении лимба 6, грубое — при повороте рукоятки 5. Утечки жидкости из аппарата отводятся через отверстие 3.

Расход через дроссель любой конструкции определяется по формуле истечения через малые отверстия и щели:

$$Q_d = \mu_{др} S_{др} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (12.9)$$

где  $\mu_{др}$  — коэффициент расхода дросселя,  $\mu_{др} = 0,64 \dots 0,7$  для игольчатых,  $\mu_{др} = 0,75 \dots 0,8$  для щелевых;

$S_{др}$  — площадь проходного отверстия дросселя;

$\Delta p$  — перепад давления в дросселе.

Дроссель может быть установлен последовательно или параллельно с гидродвигателем.

При последовательном включении дросселя он может быть установлен в напорной или сливной гидролинии. Без учета потерь давления и утечек в гидролинии давление гидродвигателя  $p_d$  и расход  $Q_d$  будут равны:

$$p_d = p_n - \Delta p_{др}, \quad (12.10)$$

$$Q_d = Q_n - \Delta Q. \quad (12.11)$$

Обе схемы не обладают постоянством скорости выходного звена гидродвигателя при переменной нагрузке. Поэтому гидропривод с дроссельным регулированием применяется главным образом в машинах с малоизменяющейся нагрузкой или когда с увеличением нагрузки необходимо уменьшить скорость исполнительного органа, и наоборот.

В случае необходимости дроссельного регулирования с независимой скоростью выходного звена гидродвигателя от нагрузки применяют регуляторы потока. Тогда:

$$Q_d = Q_n - Q_{рег}, \quad (12.12)$$

$$p_d = p_n = \Delta p_{рег}, \quad (12.13)$$

где  $\Delta p_{рег} = \Delta p_{др} + \Delta p_k$  — перепад давления на регуляторе;

$\Delta p_{др}$  — перепад давления на дросселе регулятора;

$\Delta p_k$  — перепад давления на клапане разности давлений регулятора.

При постоянном сопротивлении дросселей и переменной нагрузке (переменном давлении  $p_d$  — гидродвигатель) будет изменяться и давление на регуляторе потока  $\Delta p_{рег.}$ , но только за счет изменения давления на клапане разности давлений регулятора  $\Delta p_k$ . Поэтому расход через регулятор в этих условиях будет определяться только сопротивлением дросселя, что позволит, при переменной нагрузке на гидродвигателе  $p_d$  иметь постоянную скорость  $v_d$  выходного звена гидродвигателя.

## 12.8 Делители и сумматоры потока

Делители предназначены для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных потоках при их разделении. Чаще всего возникает необходимость разделить расход жидкости, поступающий к двум гидродвигателям, на две равные части. Например, от одного насоса осуществляется подвод жидкости к гидромоторам, приводящим в движение роторы активных рабочих органов сельскохозяйственных машин. В этом случае, для того чтобы роторы вращались с одинаковой угловой скоростью, необходимо, чтобы в каждый гидромотор независимо от нагрузки поступал одинаковый расход рабочей жидкости. Аналогичная задача может возникнуть при подаче жидкости в два гидроцилиндра.

Существуют шестеренчатые и клапанные делители потока. На рисунке 12.9 приведена одна из возможных схем подключения клапанного делителя потока к гидроцилиндрам.

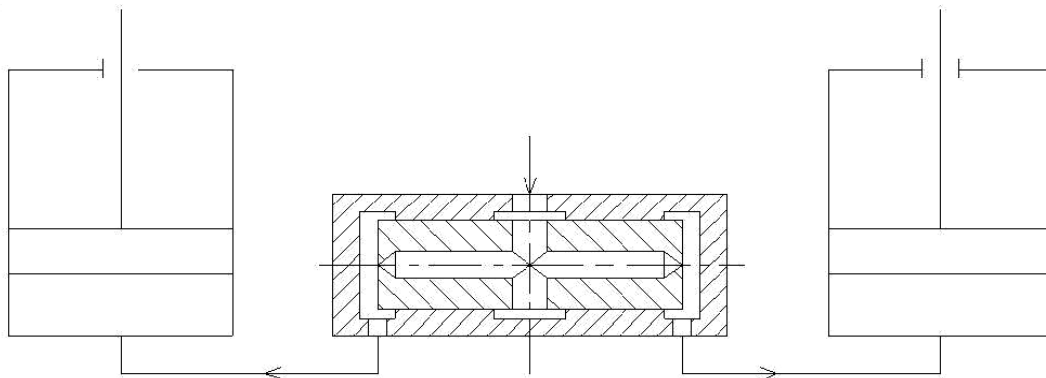
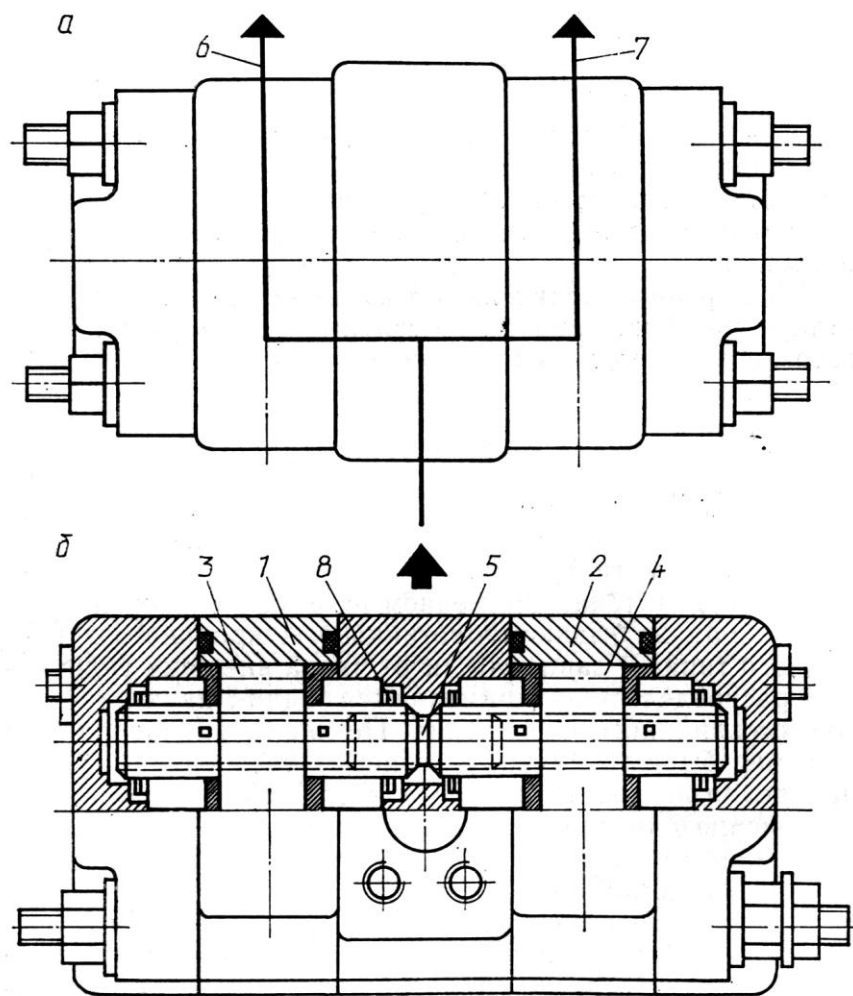


Рисунок 12.9 — Клапан соотношения расходов

Одним из недостатков рассмотренного клапана является необходимость изготовления его элементов с очень высокой точностью.

Шестеренчатые делители потока (рисунок 12.10) представляют собой несколько шестеренчатых универсальных гидромашин (секций) *1* и *2*, ведущие роторы *3* и *4* которых связаны между собой жесткой кинематической связью при помощи соединительных валов *5*.



1, 2 — корпус; 3, 4, 6, 7 — шестерни; 5 — соединительный вал;  
8 — общая магистраль; 9, 10 — разделительные магистрали

Рисунок 12.10 — Шестеренчатый делитель потока

При работе гидравлический насос подает рабочую жидкость под давлением в нагнетательный канал 8 делителя потока, шестерни под давлением масла вращаются пропуская через секцию делителя определенное количество масла, зависящее от геометрических параметров секции 1, 2, но так как две секции связаны жесткой связью 5, то шестерни 3, 4 в двух секциях вращаются с одинаковой скоростью, тем самым пропуская одинаковое количество масла, и жидкости, разделившись на два равных потока 9, 10 масло поступает к работающим гидродвигателям.

В шестеренчатых делителях соблюдается следующее соотношение между входной и выходной мощностями:

$$Q_H p_H \eta_M = Q_1 p_1 + Q_2 p_2, \quad (12.14)$$

где  $\eta_M$  — механический КПД делителя;

$Q_n, Q_1, Q_2$  — расход жидкости от насоса, первой и второй секций делителя соответственно;

$p_n, p_1, p_2$  — давление жидкости, создаваемое насосом и соответственно, в первой и второй секциях.

Следовательно, исходя из формулы 12.14 можно сделать вывод, что применение делителей потока позволяет перераспределить мощность от менее нагруженной к более нагруженной секции. Шестеренчатые делители потока имеют незначительные потери по сравнению с клапанными и могут быть изготовлены из различного количества секций с различными объемами.

Иногда в схемах гидропривода необходимо поддерживать заданное соотношение расходов рабочей жидкости в нескольких параллельных; потоках при их слиянии. Эту роль выполняют сумматоры потока.

**Лабораторная работа № 13**  
**Тема: Изучение конструкций и исследование характеристик**  
**гидромуфт, гидротрансформаторов и ГСОМ**

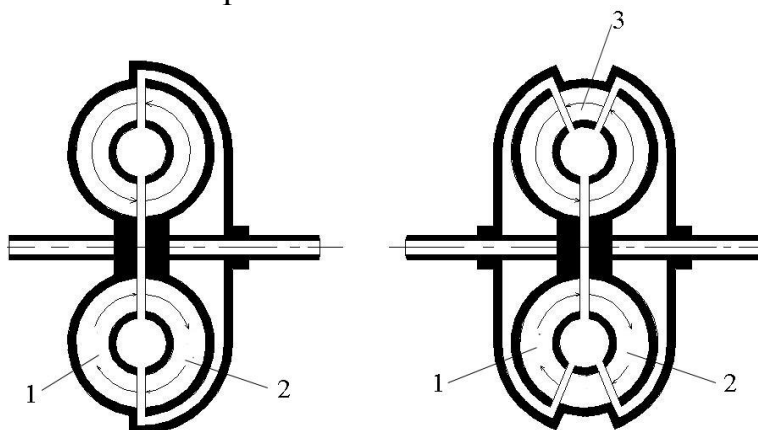
**Цель: приобрести знания по устройству и навыки по эксплуатации гидродинамических передач.**

### 13.1 Гидродинамические передачи

В гидродинамических передачах (муфтах и гидротрансформаторах) крутящий момент от двигателя на вал трансмиссии передается тремя способами: за счет изменения момента количества движения при циркуляции жидкости из насосного колеса в турбинное; за счет трения жидкости, находящейся между ведомой и ведущей частями; путем механического трения.

Гидромуфта (рисунок 13.1, *а*) состоит из двух или нескольких лопастных колес, расположенных в непосредственной близости и образующих общую рабочую полость. Одно из колес — насосное 1 (ведущее), другое — турбинное 2 (ведомое). Насосное колесо связано с двигателем, а турбинное с трансмиссией машины. Принцип действия заключается в преобразовании гидравлической энергии: при вращении насосного колеса жидкость нагнетается по лопастям к его периферии, а затем поступает на лопасти турбинного колеса, где кинетическая энергия жидкости преобразуется в механическую энергию выходного звена.

Гидротрансформатор по сравнению с гидромуфтой имеет дополнительно неподвижное лопастное колесо — реактора 3 (рисунок 13.1, *б*) для преобразования крутящегося момента по направлению.



*а* — гидромуфта; *б* — гидротрансформатор; 1 — насосное колесо;  
2 — турбинное колесо; 3 — реактор

Рисунок 13.1 — Гидродинамические передачи

К преимуществам гидродинамических передач относятся:

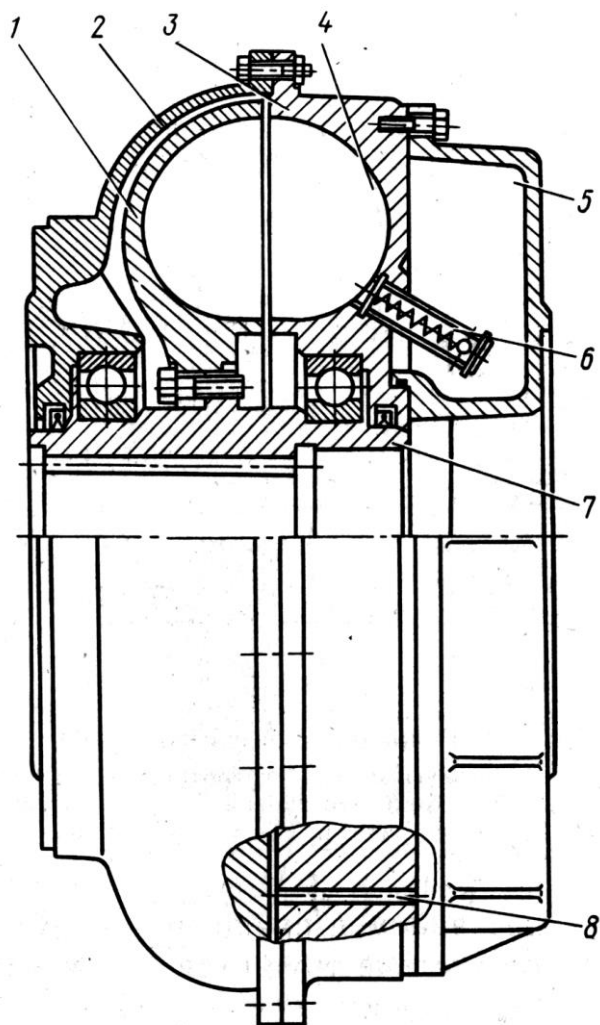
- плавное включение и остановка;
- независимое вращение ведомого и ведущего валов;
- отсутствие трущихся пар и износа;



- бесшумность;
- возможность автоматического управления;
- высокий КПД (0,96...0,98).

Пример конструктивного исполнения гидромолоты показан на рисунке 13.2. Турбинное колесо 1 установлено на ступице 7. Насосное колесо 3 герметизировано с корпусом 4 и камерой 5, в которой установлен подпиточный клапан. Для отвода жидкости используются радиальные каналы 8.

Различают гидромолоты с регулируемым наполнением (с черпаковой трубкой и жиклерные) и замкнутые.



1 — турбинное колесо; 2 — корпус; 3 — насосное колесо; 4 — корпус; 5 — камера; 6 — пружина; 7 — ступица; 8 — канал

Рисунок 13.2 — Гидромолот

Расход потока жидкости при скорости  $w$  определяется выражением:

$$Q = \pi \omega D^3 \frac{C_m}{20}. \quad (13.1)$$

Передаваемая мощность:

$$N = \rho Q \omega^2 D^2 C_u \frac{K}{4}, \quad (13.2)$$

где  $K$  — число ступеней.

Общий КПД зависит от относительных потерь в каждой ступени:

$$\eta = 1 - \Delta\eta. \quad (13.3)$$

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора на тяговом режиме:

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}. \quad (13.4)$$

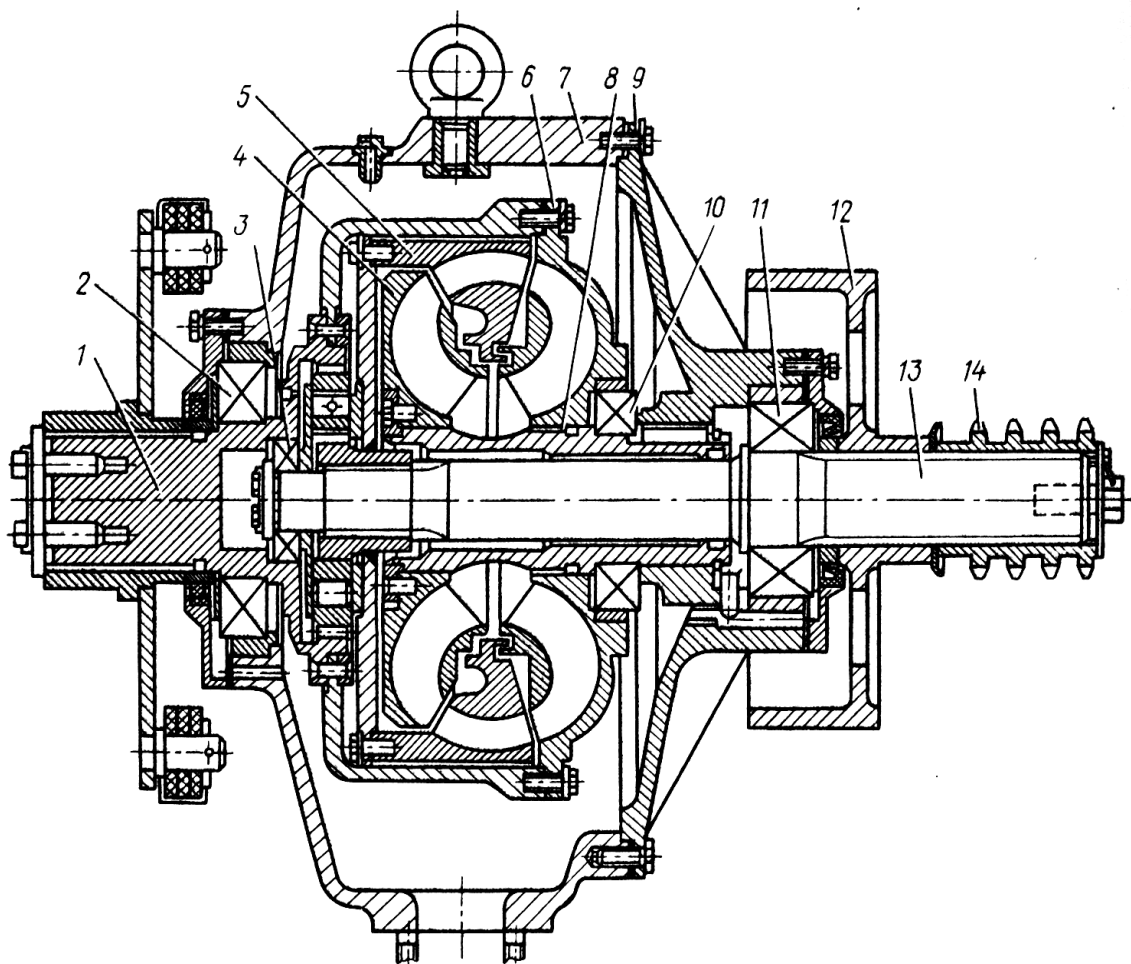
Коэффициент полезного действия нерегулируемой гидромuffты:

$$\eta_{\text{гм}} = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (13.5)$$

На рисунке 13.3 приведен общий вид гидротрансформатор. Гидротрансформатор смонтирован в корпусе 7 с крышкой 9. Насосное колесо 6 приводится в действие валом 1, установленным в шарикоподшипниках 2 и 10. Осевое турбинное колесо 5 смонтировано с выходным валом 13, имеющим приводной шкив 14. Вал 13 установлен в подшипниках 11 и 3. Реактор 4 выполнен неподвижным. Между насосным и турбинным колесами имеется механизм свободного хода. Подпиточный насос установлен на двигателе, рабочая жидкость поступает к предохранительному клапану с переливным золотником, к распределителю и насосу-колесу.

Отводится рабочая жидкость через кольцевые щели между стаканом реактора, насосным колесом и выходным валом.

При анализе параметров гидродинамических передач строят характеристики зависимости коэффициента передаваемого момента от передаточного отношения при различных углах установки лопастей и числе радиальных лопастей.



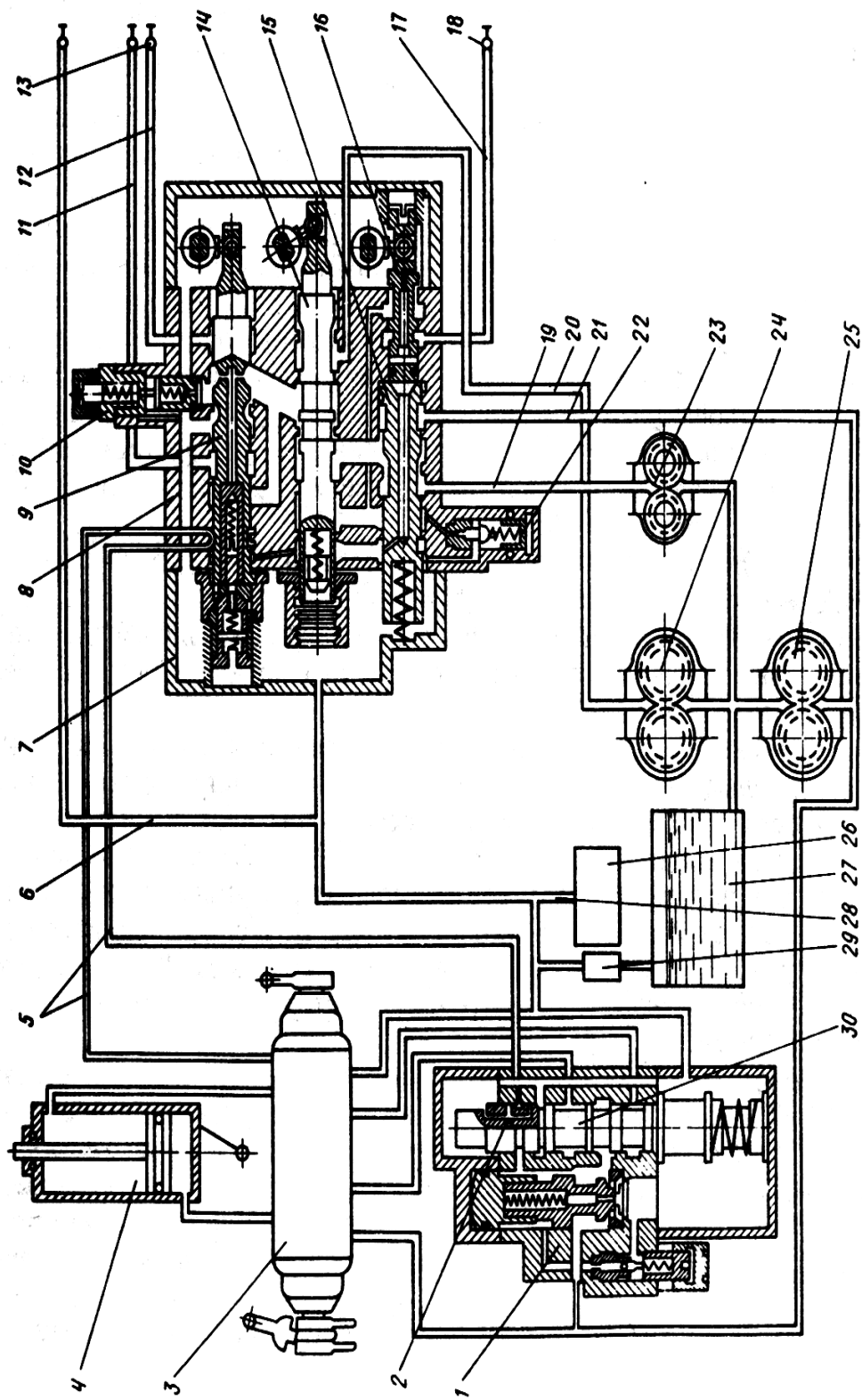
1 — вал; 2, 3, 10, 11 — подшипники; 4 — реактор; 5 — турбинное колесо; 6 — насосное колесо; 7, 12 — корпус; 8 — втулка; 9 — крышка; 13 — выходной вал; 14 — шкив

Рисунок 13.3 — Гидротрансформатор

### 13.2 Гидравлическая система отбора мощности (ГСОМ)

Гидравлическая система отбора мощности (ГСОМ) предназначена для передачи энергии от трактора на активные рабочие органы сельскохозяйственных машин.

Система включает в себя наряду с узлами стандартной тракторной гидросистемы резервуар 27 (рисунок 13.4) с фильтром 29, распределитель 1, силовой регулятор 3, насос 25 и силовой гидроцилиндр 4, дополнительные сборочные единицы: насос 24 (НШ-32-2), золотниковый сумматор 7 и радиатор 26.



1 — распределитель; 2 — канал управления; 3 — силовой регулятор; 4 — гидроцилиндр; 5, 6, 11, 12, 17, 19, 20, 21, 28 — трубопроводы; 7 — сумматор; 8 — корпус; 9, 15, 16, 30 — золотники; 10, 22 — клапана; 13, 18 — запорные клапана; 14 — суммирующий золотник; 23, 24, 25 — насосы; 26 — радиатор; 27 — резервуар; 29 — фильтр  
 Рисунок 13.4 — Гидравлическая система отбора мощности.

Насосы 23 и 24 установлены на муфте сцепления с левой по ходу трактора стороны и имеют независимый и отключаемый привод.

Сумматор 7 связан с насосами нагнетательными трубопроводами 19, 20, 21, сливным трубопроводом 28 с резервуаром 27, через фильтр 29 с радиатором 26, выход которого, в свою очередь, также соединен с резервуаром. С распределителем 1 и регулятором 3 сумматор связан трубопроводом 5, соединяющим канал управления перепускным клапаном распределителя со сливом.

Сумматор состоит из корпуса 8, в расточках которого помещены управляемые золотники.

В верхней расточке расположен распределительный золотник 9. Он имеет три фиксированных положения: нейтральное (рабочие полости заперты, жидкость, поступающая от насосов, сливается в резервуар) и два рабочих положения (жидкость от насосов поступает через трубопроводы 11 и 12, выведенные в заднюю часть трактора к потребителю). Трубопроводы заканчиваются запорными устройствами с условным проходным сечением 16 мм. Распределительный золотник снабжен устройством автоматического возврата в нейтральное положение при повышении рабочего давления свыше 14,0+1,0 МПа.

В средней расточке корпуса расположен суммирующий золотник 14, обеспечивающий сложение или вычитание потоков от трех насосов системы. Золотник имеет четыре фиксированных положения, которые в порядке возрастания позволяют получить поток расходом 18, 55, 75 и 100 л/мин, (НШ–10, НШ–32, НШ–10+НШ–32, НШ–32+НШ–32).

В нижней расточке корпуса помещены два золотника 15 и 16, разделенные перегородкой.

Золотник 15 управляется давлением жидкости в канале управления перепускным клапаном, который соединен через сверление в корпусе и золотнике с полостью управления золотником. Золотник может занимать два положения — крайнее правое (канал управления и полость управления соединены со сливом) и крайнее левое (канал управления перекрыт). В первом случае поток основного насоса НШ–32–2 поступает на распределитель гидросистемы, во втором случае — к суммирующему золотнику 14 системы гидроотбора. Золотник 16 служит для подачи на потребитель потока от насоса НШ–10–2 в том случае, когда последний не используется на основных выводах гидроотбора. Нейтральная позиция золотника фиксированная. Рабочая позиция и плавающая не фиксированные. В этих позициях золотник удерживают рукой. В рабочей позиции золотника поток от насоса НШ–10–2 поступает к потребителю по трубопроводу 13 с запорным устройством.

Сумматор снабжен двумя предохранительными клапанами, регулируемые на давление 16,0+1,5 МПа. Клапан 10 встроен в магистраль суммарного потока, клапан 22 — в магистраль потока от насоса НШ–10–2.

Для возврата в систему утечек служит дренажный трубопровод 6, соединенный через радиатор 26 с резервуаром. Золотниками сумматора управляет тракторист при помощи рукояток управления, выведенных на сектор управления, расположенный в кабине трактора с левой стороны от сиденья водителя.

Рукоятка реверсированная имеет три фиксированных положения: верхнее — «подъем», среднее — «нейтраль» и нижнее — «опускание».

Рукояткой управления суммирующий золотник устанавливают в положение, соответствующее заданному потоку. Установленный поток снимается через выводы гидроотбора установкой рукоятки реверсирования распределительного золотника в одно из рабочих положений.

## ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Основы гидравлики. Понятие идеальной и реальной жидкостей. Основные свойства жидкостей.
2. Силы, действующие на жидкость. Гидростатическое давление и его свойства.
3. Гидродинамика. Виды и режимы движения жидкости. Основные параметры движущейся жидкости.
4. Модели движения реальной жидкости. Понятие линии тока, трубки тока, элементарной струйки. Живое сечение потока.
5. Основные уравнения гидродинамики. Уравнение расхода
6. Уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости.
7. Геометрическая и энергетическая интерпретация уравнения Бернулли.
8. Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости. Виды гидравлических потерь.
9. Режимы движения жидкости. Критическое число Рейнольдса.
10. Теория ламинарного движения жидкости. Закон распределения скоростей по сечению круглой трубы.
11. Местные гидравлические сопротивления.
12. Гидравлический удар. Определение, виды, причины возникновения, последствия, способы предотвращения. Формула Жуковского.
13. Истечение жидкости через отверстия и насадки. Коэффициенты сжатия, скорости и расхода.
14. Гидромашины. Общая классификация и основные параметры.
15. Динамические гидромашины. Виды, устройство и принцип действия
16. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса. Основное уравнение.
17. Характеристика центробежного насоса. Рабочий и расчетный режимы работы.
18. Основы теории подобия лопастных насосов. Пересчет характеристики насоса.
19. Объемные гидромашины. Классификация, особенности работы.
20. Возвратно-поступательные насосы. Устройство, принцип действия, основные параметры. Неравномерность подачи, способы ее устранения.
21. Роторные насосы. Устройство и принцип действия шестеренных и пластинчатых насосов.
22. Роторно-поршневые насосы. Устройство и принцип действия.
23. Характеристика и способы регулирования объемных насосов.
24. Объемные гидродвигатели. Устройство, принцип действия и основные пара-

метры силовых гидроцилиндров.

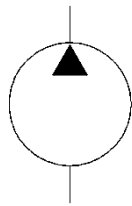
25. Устройство, принцип действия и основные параметры моментных гидроцилиндров.
26. Устройство, принцип действия и основные параметры гидромоторов.
27. Гидроаппаратура. Определение, назначение и основные параметры.
28. . Гидродроссели. Назначение, устройство и принцип действия
29. Гидроклапаны. Назначение, устройства и принцип действия обратных клапанов и гидрозамков.
30. Назначение, устройство и принцип действия переливных и предохранительных гидроклапанов.
31. . Назначение, устройство и принцип действия редуционных гидроклапанов.
- 32.. Гидрораспределители. Назначение, устройство и принцип действия
33. Гидропривод. Определение, классификация. Области применения.
34. Принцип действия и основные принципиальные схемы гидропривода.
35. Достоинства и недостатки гидропривода.
36. Рабочие жидкости в гидроприводе. Виды, назначение, требования к ним.
37. Вспомогательное оборудование гидропривода. Назначение, устройство, принцип действия.



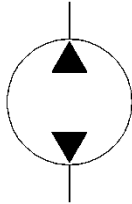
## РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Вильнер, Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Вильнер Я.М. [и др.]. — Мн.: Вышэйшая школа, 1976.
2. Савин, И.Ф. Основы гидравлики и гидропривода / И.Ф. Савин [и др.]. — М.: Высшая школа, 1978.
3. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта [и др.]. — М.: Машиностроение, 1982.
4. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, Л.А. Усов. — М.: Машиностроение, 1982.
5. Юшкин, В.В. Основы расчета объемного гидропривода / В.В. Юшкин. — Мн.: Вышэйшая школа, 1982.
6. Ловкис, З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет / З.В. Ловкис. — М.: Агропромиздат, 1990.
7. Гидравлика и гидравлические машины / Ловкис З.В. [и др.]. — М.: Колос, 1995.
8. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. — Мн.: Машиностроение, 1995.

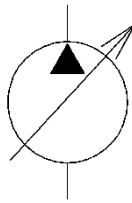
# Приложение 1



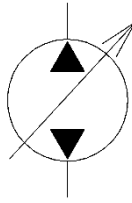
Насос постоянной производительности с постоянным направлением потока



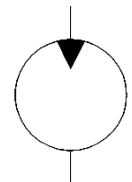
Насос постоянной производительности с реверсивным потоком



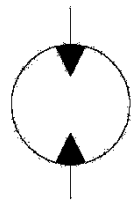
Насос с регулируемой производительностью и постоянным направлением потока



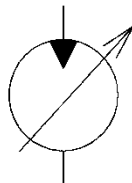
Насос с регулируемой производительностью и реверсивным потоком



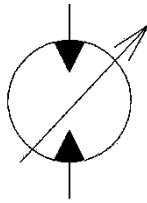
Гидромотор нерегулируемый с постоянным направлением потока



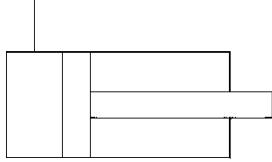
Гидромотор нерегулируемый с реверсивным потоком



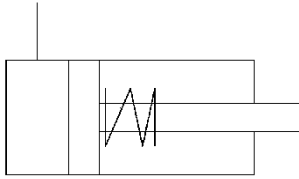
Гидромотор регулируемый с постоянным направлением потока



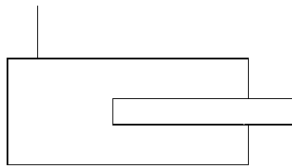
Гидромотор регулируемый с реверсивным потоком



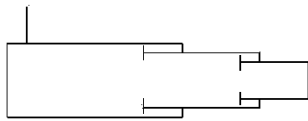
Гидроцилиндр одностороннего действия с любым способом возврата штока



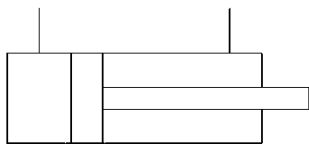
Гидроцилиндр одностороннего действия с возвратом штока пружиной



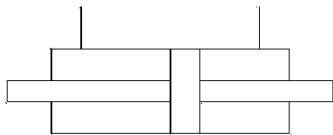
Гидроцилиндр плунжерный



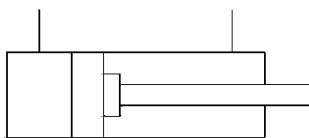
Гидроцилиндр телескопический



Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком

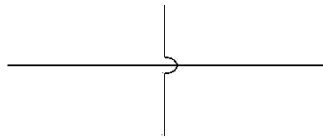


Гидроцилиндр двухстороннего действия с двухсторонним штоком



Гидроцилиндр двухстороннего действия с односторонним штоком и постоянным торможением в конце хода





Перекрещивание трубопроводов  
(без соединения)



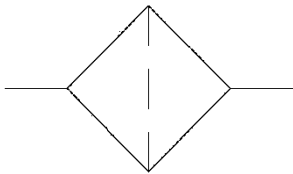
Трубопровод гибкий (РВД)



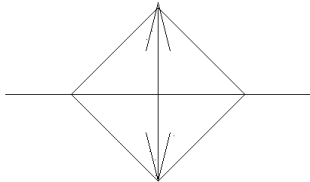
Сливной трубопровод



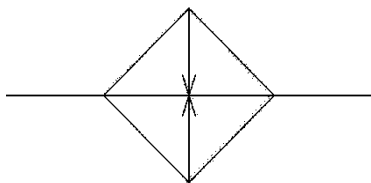
Бак для рабочей жидкости под атмо-  
сферным давлением



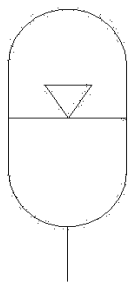
Фильтр для рабочей жидкости



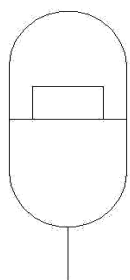
Охладитель рабочей жидкости



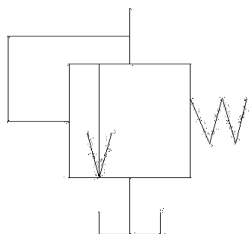
Нагреватель рабочей жидкости



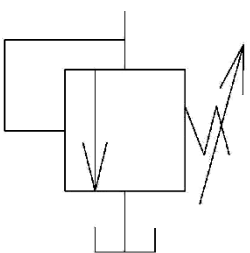
Аккумулятор пневмогидравлический



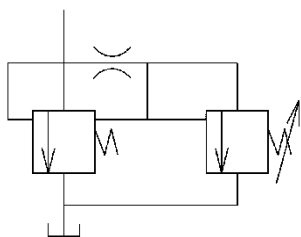
Аккумулятор грузовой



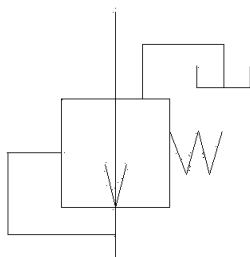
Клапан предохранительный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



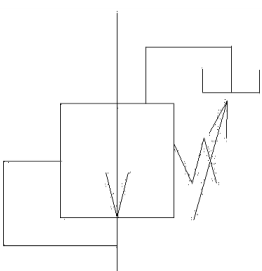
Клапан предохранительный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



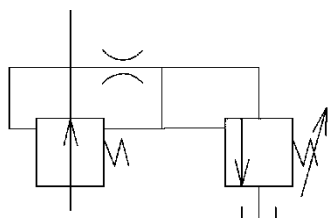
Клапан предохранительный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



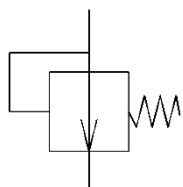
Клапан редуционный прямого действия с нерегулируемой пружиной возврата



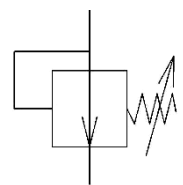
Клапан редуционный прямого действия с регулируемой пружиной возврата



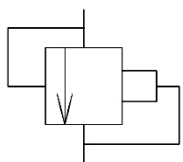
Клапан редукционный непрямого действия с нерегулируемой пружиной возврата основного клапана и регулируемой пружиной возврата вспомогательного клапана



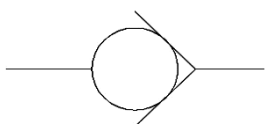
Переливной клапан с нерегулируемой пружиной возврата



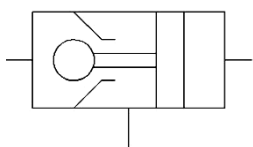
Переливной клапан с регулируемой пружиной возврата



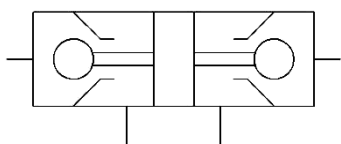
Клапан разности давлений (клапан, поддерживающий постоянное отношение давлений)



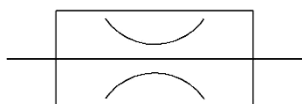
Клапан обратный



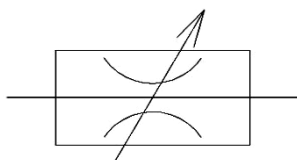
Клапан обратный управляемый одно-сторонний (гидрозамок)



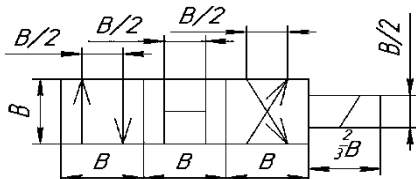
Клапан обратный управляемый двух-сторонний (гидрозамок)



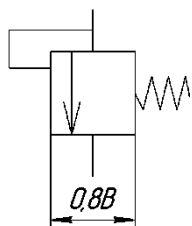
Дроссель нерегулируемый



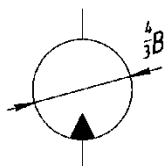
Дроссель регулируемый



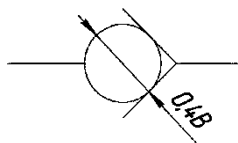
Распределитель золотниковый



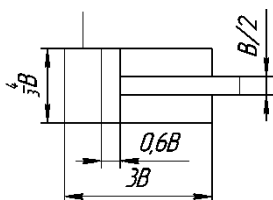
Клапан предохранительный



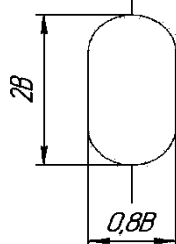
Гидромотор или насос



Клапан обратный



Гидроцилиндр



Аккумулятор



Манометр