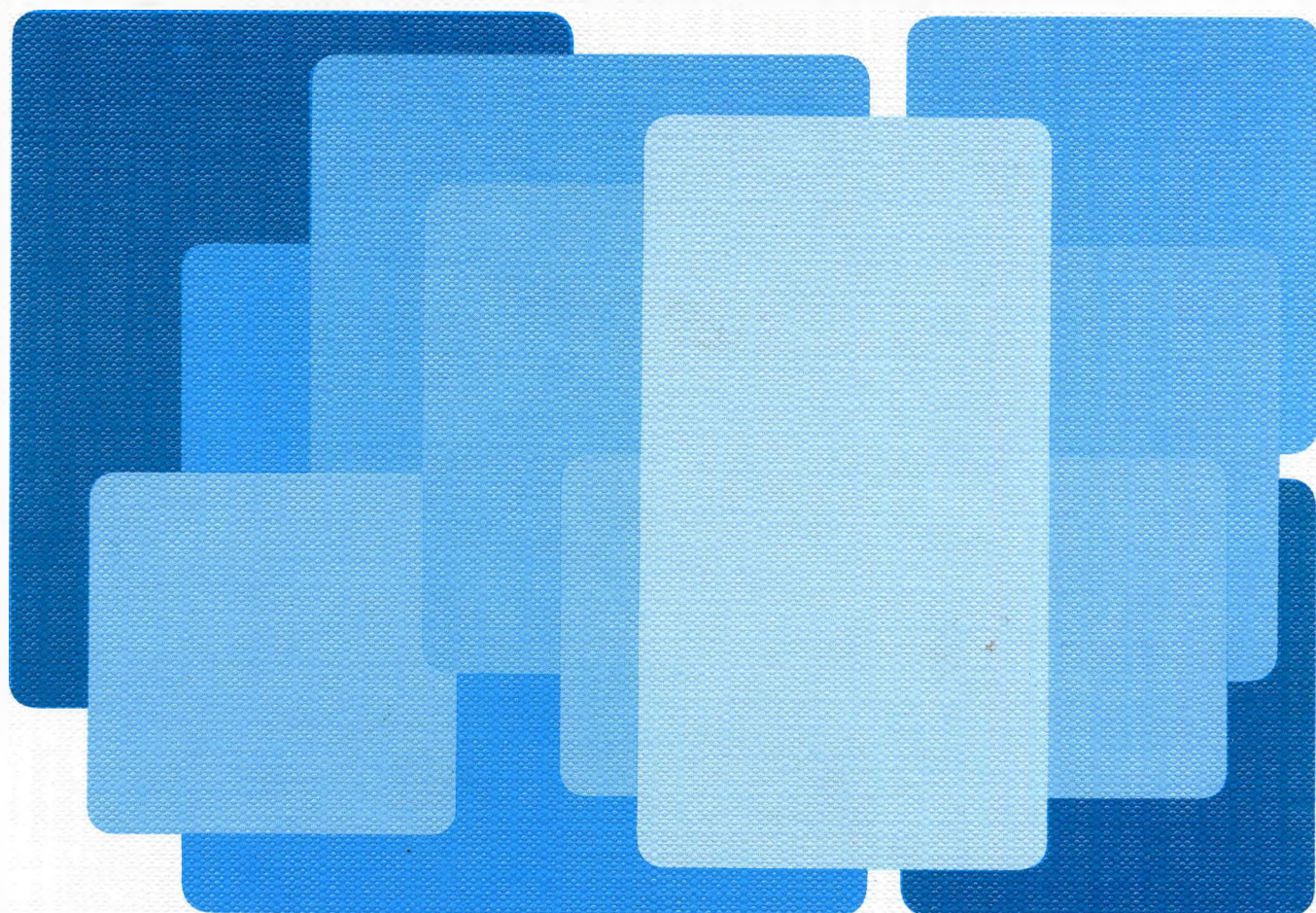


**MANNESMANN  
REXROTH**

Маннесманн Рексрот

**Проектирование  
и сооружение  
гидроустановок**

Учебный курс  
по гидравлике  
Том 3



RSU 00 281/10.88

**SCAN by AF\_SERGEY  
(Ivanovo, Russia)**

# Учебный курс по гидравлике Том 3

## Проектирование и сооружение гидроустановок

Учебник и справочник  
по проектированию  
и сооружению гидроустановок и гидросистем

Авторский коллектив:

П.Дрекслер, Х.Фаатц, Ф.Файхт, дипл.инж. Х.Гайс, д-р инж. Й.Морлок, Э.Висман  
Маннесманн Рексрот ГмбХ, Лор на Майне/ФРГ

А.Крилен

Хыдрокаре В.Ф., Бокстел/Нидерланды

Д-р-инж. Н.Ахтен, М.Райк  
ХЫДАК ГмбХ, Сульцбах/ФРГ

Редакционная подготовка  
Ганс Х.Фаатц, Руди А.Ланг  
Маннесманн Рексрот ГмбХ, Лор на Майне/ФРГ

**Издатель:** Маннесманн Рексрот  
п/я 340

8770 Лор на Майне/ФРГ

Телефон: (09352) 180  
Телекс: 06-894 18

**Печатное издание:** Хинкель-Друк ГмбХ  
Хальбрунненвег, № 12

6980 Вертхейм/Вартберг/ФРГ

**Литографии:** Хельд ГмбХ  
Оффсетная репродукция  
Макс-фон-Лауэ-Штрассе, № 36

8700 Вюрцбург/ФРГ

**Фотографии и изображения:** Маннесманн Рексрот ГмбХ, Лор/ФРГ  
ХЫДАК ГмбХ, Сульцбах/ФРГ

**№ печатного издания:** RSU 00 281/10.88 (1-е издание)  
ISBN 3-8023-0266-4

1988 Г. Маннесманн Рексрот ГмбХ  
Без права переиздания

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Гидравлическая техника привода, управления и регулирования достигла мирового значения. Она наряду с механическими, электрическими и пневматическими приводами соответствует современному уровню развития техники и отличается от них рядом преимуществ, имеющих коренное значение.

С применением гидравлических систем почти во всех отраслях промышленности возросла также потребность в компетентной специальной информации к такой технике. Этим можно объяснить многочисленные публикации относительно компонентов гидросистем и их применения.

Однако в настоящее время больше не является достаточным рассмотрение отдельных компонентов. Все большее внимание уделяется правильному взаимодействию деталей системы. Со стороны пользователя выражается желание, а это мы считаем правильным, чтобы oferent гидросистем брал на себя ответственность за систему. Это, однако, может осуществиться при условии, что oferent будет обладать специальными знаниями в данной технике.

Такие же специальные знания должен приобрести в возрастающем объеме пользователь гидросистем.

Уже имеется целый ряд специальных изданий к теме гидравлики, которые, однако, не рассматривают специально технику гидросистем, а большей частью описывают только компоненты таких систем.

Данная книга "Проектирование и сооружение гидроустановок" представляет собой попытку восполнить такой пробел.

В книге описывается взаимодействие компонентов в гидросистемах. Авторы указывают на то, на что следует обращать внимание при планировании, проектировании конструкции и создании гидросистем. Многочисленные отобранные таблицы, диаграммы и изображения наглядно поясняют функциональные взаимодействия и взаимозависимости. Они представляют собой полезную рабочую помощь в ежедневной практике. Практические числовые примеры и указание важных норм округляют отдельные главы в книге.

Книга обращается не только к пользователю, но она является также большой рабочей помощью для лиц, изучающих данный предмет или повышающих свою квалификацию.

Гидравлическая техника приводов, управления и регулирования занимает все большее место в профессиональном обучении. Данная книга должна внести свой вклад для того, чтобы заинтересованные этим вопросом лица находились в курсе актуального развития таких технологий.

Книга представляет собой результат совместной работы, за это мы благодарим авторов. Особую благодарность мы выражаем господам Ханс Х. Фаатц и Руди А. Ланге, которые взяли на себя разработку по проектированию.

Маннесманн Рексрот ГМБХ  
Лор на Майне

# Содержание

<b>Предисловие</b>	<b>5</b>
--------------------	----------

<b>Обзор содержания</b>	<b>7</b>
-------------------------	----------

## **Проектирование гидросистем**

Д-р-инженер Харальд Гайс

1 Введение	15
2 Методы проведения работ при проектировании	16
3 Объяснения отдельных шагов оперативного плана	16
4 Документация технического опыта	38
5 Рентабельность	38
6 Руководство для проектирования	39
7 Пример проектирования	41
8 Список символов, безразмерных кодовых чисел и индексов	48
9 Список литературы	49

## **Напорные жидкости**

Петер Дрекслер

1 Введение	51
2 Требования, предъявляемые к напорным жидкостям	51
3 Свойства напорных жидкостей на нефтяной основе и критерии для их выбора	52
4 Трудновоспламеняемые напорные жидкости и критерии для их выбора	56
5 Выбор оборудования и параметров для гидравлических установок	61
6 Смена напорных жидкостей	62
7 Перечень самых важных норм	64
8 Список литературы	66

## **Тепловой режим в гидросистемах**

Ганс Х. Фаатц

1 Введение	69
2 Основания	69
3 Подвод тепла посредством нагревания	80
4 Подвод тепла в результате теряемой мощности	81
5 Отвод тепла посредством деталей конструкции	82
6 Тепловой баланс гидросистем	83
7 Регулирование теплового режима	83
8 Детали конструкции для регулирования теплового режима	87
9 Практическое применение, примеры для проведения вычислений	89
10 Список символов и индексов	97
11 Список литературы	97









# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОСИСТЕМ

Д-р-инженер Харальд Гайс

## 1 Введение

Гидравлика занимается в основном передачей силовых воздействий и мощностей с помощью статического давления жидкости. Реализация такой задачи осуществляется посредством гидросистем, которые соревнуются с механическими, электрическими и пневматическими приводами. По сравнению с такими приводами они отличаются многими преимуществами, но у них имеются также определенные недостатки.

### Преимущества гидросистем

- Передача больших усилий на малом пространстве
- Высокая концентрация энергии
- Возможность аккумулирования энергии
- Плавное изменение значений движущих сил, как, например, скоростей, сил и моментов
- Хорошая контролируемость возникающих сил
- Быстрый реверсивный режим благодаря малым массам (незначительные моменты инерции) приводных элементов
- Высокая динамика переключения
- Равномерное движение (безударное и безвибрационное)
- Большой диапазон передачи
- Простой способ преобразования вращательных движений в прямолинейные движения или наоборот
- Конструктивная свобода действий при размещении элементов конструкции
- Пространственное отделение привода и отвода мощности с помощью труб и гибких трубопроводов
- Возможность автоматизации всех видов движений и вспомогательных движений с помощью управляющих распределителей и электрической передачи команды
- Возможность применения стандартных элементов и групп конструктивно объединенных элементов
- Предохранение от перегрузок
- Незначительный износ, поскольку смазка гидравлических элементов производится с помощью рабочей среды
- Высокий срок службы
- Возможность регенерации энергии

### Недостатки гидросистем

- Потери давления и напора (жидкостное трение) в трубопроводах и органах управления
- Зависимость вязкости масла от температуры и давления
- Проблемы, связанные с утечкой
- Сжимаемость гидрожидкости

На рис. 1 изображается принципиальная схема гидросистемы и ее поток мощности.

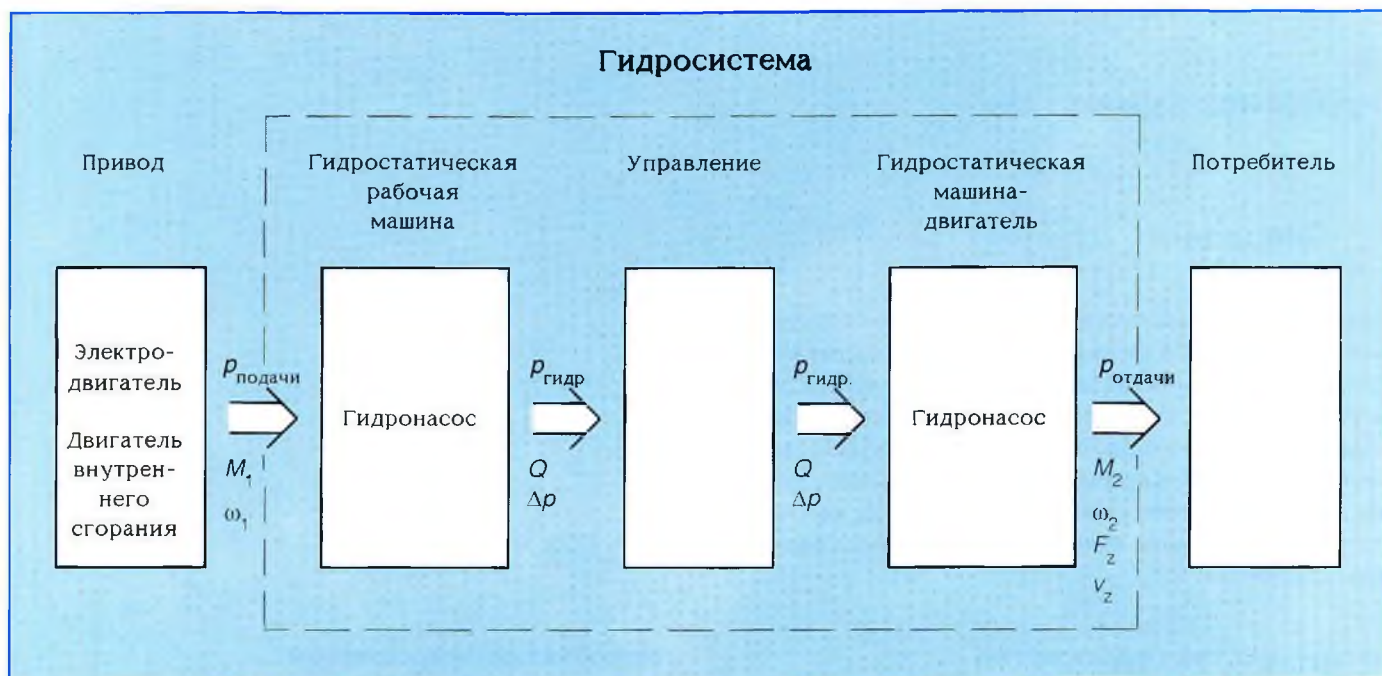


Рис. 1. Схематическое изображение гидросистемы

В гидростатической рабочей машине, приводимой в действие двигателем преобразуется механическая энергия ( $M_1, \omega_1$ ) в гидравлическую энергию ( $Q, \Delta p$ ). Управление подводит гидравлическую энергию к гидростатической машине-двигателю, при этом отдельные компоненты управления оказывают воздействие на давление, направление и величину объемного расхода. Гидростатическая машина-двигатель преобразует гидравлическую энергию снова в механическую энергию, которая в зависимости от потребности подается к потребителю либо в виде вращательного ( $M_2, \omega_2$ ), либо прямолинейного или осциллирующего ( $F_2, v_2$ ) движения. Сюда относятся еще вспомогательные элементы (принадлежности), как, например, трубопроводы, фильтры, теплообменники, гидроаккумуляторы и т.д., которые не изображаются на рис. 1. Для того, чтобы указанные специфические преимущества гидравлики по сравнению с другими видами управления смогли стать полностью эффективными, следует учитывать особенности гидравлики.

## 2 Методы проведения работ при проектировании

Самыми важными предпосылками для достижения удовлетворительного решения проблемы является систематический метод работы при планировании и создании гидросистемы. На рис. 2 изображается последовательность операций по проектированию в виде оперативного плана.

## 3 Объяснения отдельных шагов оперативного плана

На основании рис. 2 можно заключить, что перед решением задачи требуется упорядочить большое количество индивидуальных замыслов в правильной последовательности (опыт инженера-проектировщика). Для этого с особой тщательностью следует выбрать метод действий, поскольку может подвергнуться сомнению безукоризненная функция и рентабельность установки.

Стимул для проектирования гидросистемы может поступить из нижеприведенных областей:

- требование со стороны сбыта
- проблемы и запрос покупателя
- конкурентоспособность
- изучение рынка
- выявление основной тенденции развития
- собственные идеи
- патентная ситуация

### 3.1 Постановка задачи, а также ее формулировка

Важной предпосылкой для успешного проведения планирования является однозначная, ясная, по возможности детальная, постановка задачи.

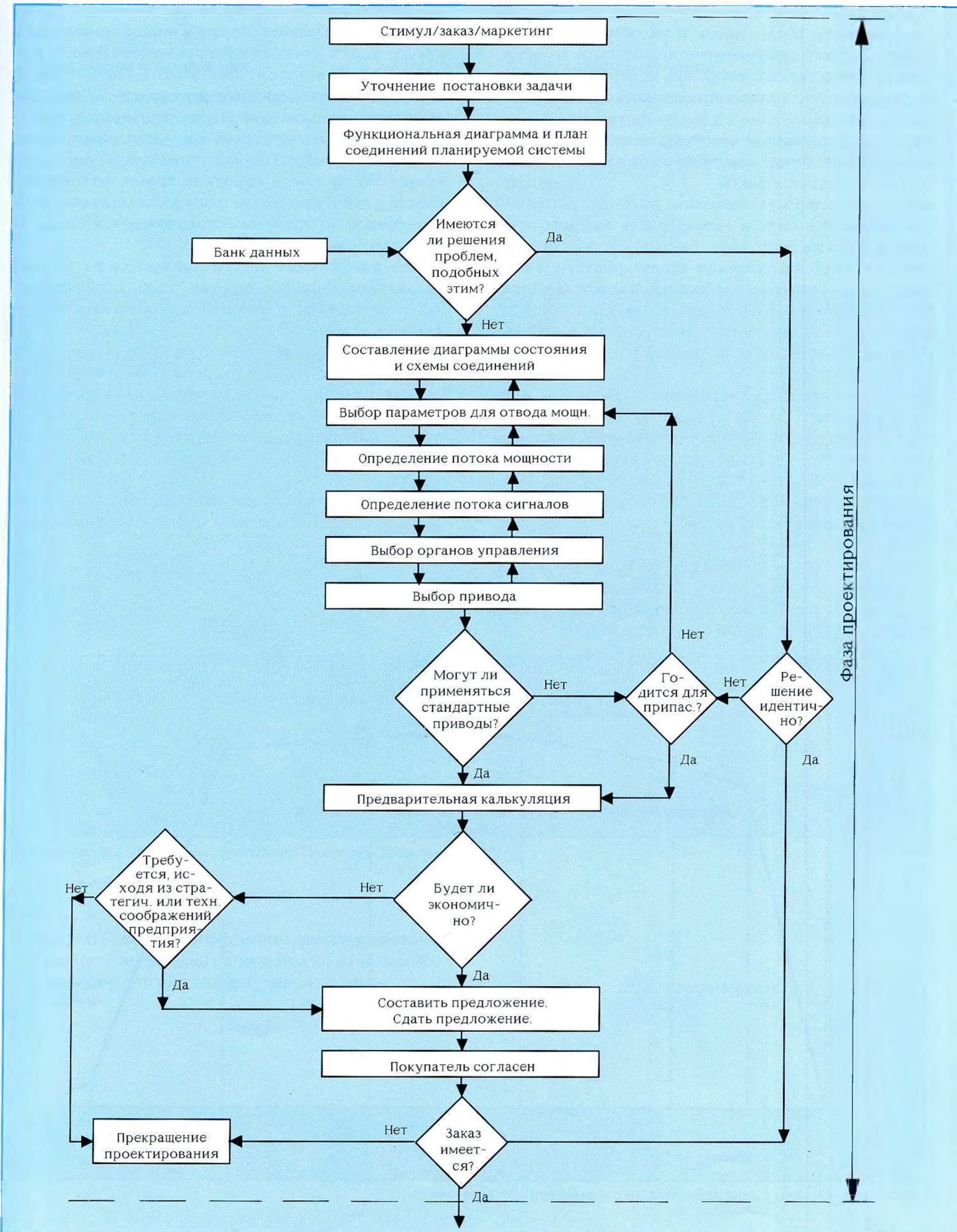
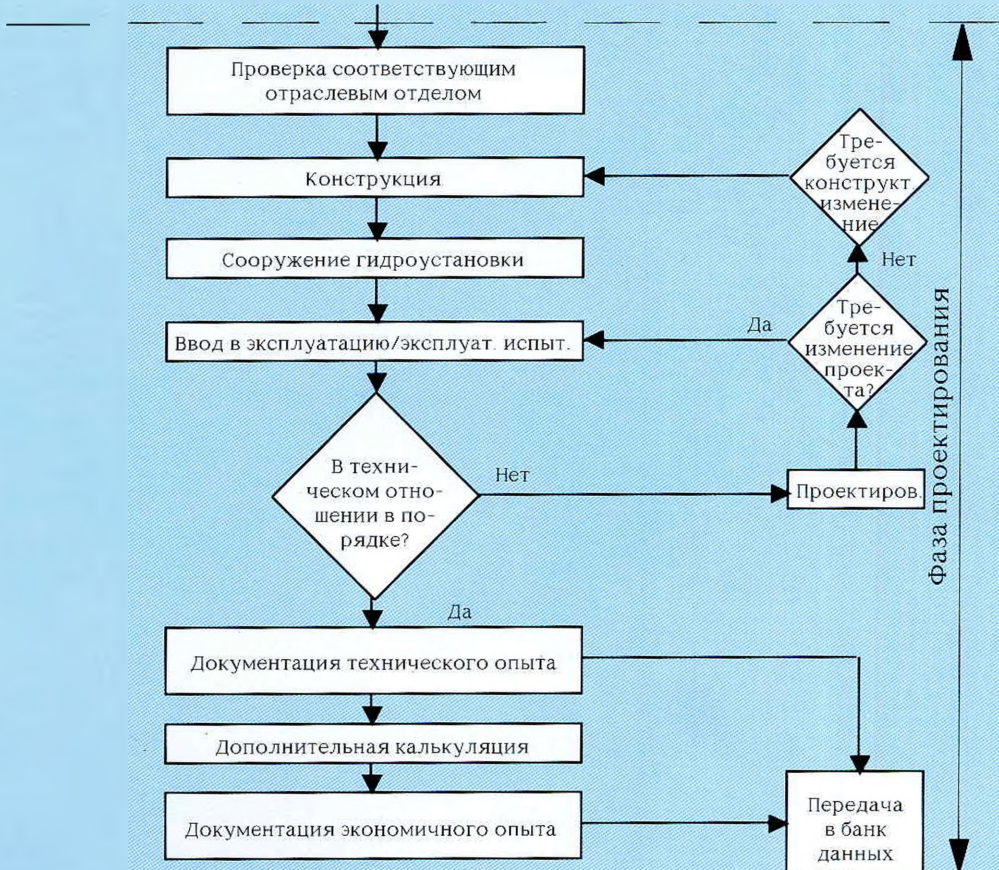


Рис. 2: Оперативный план последовательности проектирования и исполнения заказа гидравлических установок



Первый этап проектирования состоит из операций по собиранию всех данных и их обзорной подготовке. Поэтому рекомендуется составить всеобъемлющий каталог вопросов, который будет расширяться за счет вопросов, связанных с данным проектом.

Такой каталог вопросов образует остов для проектирования. В нем между прочим должны содержаться следующие факты:

Последовательность движений вместе с указанием потребности в силе и моменте для каждого движения, а также требуемая динамика и собственная частота. Учет нагрузочной характеристики, таким образом также перерывов, в течение которых не требуется масло и давление или требуется только давление. Это особенно выгодно для оптимального выбора параметров, если, например, это касается гидроаккумуляторов.

Последовательность движений, выражаемая словами, во многих случаях малопонятна и не охватывается полностью, прежде всего она не является обзорной. Это касается главным образом тех случаев, когда речь идет о трудных последовательностях движений нескольких потребителей, у которых движения пересекаются.

Изображение диаграммы, однако, предоставляет возможность для пользователя и изготовителя, применять общий, простой и обзорный язык. При этом для лучшего понимания могут оказаться весьма целесообразными введенные тексты.

Такое положение вещей будет наглядно представлено с помощью примера в виде формовочного пресса для получения изделий из пластмассы. Для этого применяется диаграмма зависимости перемещения от времени (диаграммы № 1). Движения производятся в следующей последовательности:

Пуансон пресса перемещается ускоренным ходом, т.е., прессуемый материал подается по мере возможности за самое короткое время, отторгается и действует после этого в ходе прессования с установкой во времени с повышающейся силой на пластмассовый материал.

После достижения определенной силы должно останавливаться движение подъема, а силовое воздействие, однако, должно поддерживаться кратковременно.

По окончании отверждения наступает контролируемая декомпрессия, пуансон пресса передвигается обратно на свою исходную позицию. Вслед за этим наступает определенная пауза, которая требуется для операции по выбрасыванию готовых изделий и по загрузке нового материала для прессования.

Можно себе легко представить, какой хороший обзор предлагается при нескольких подобных режимах по совмещению операций.

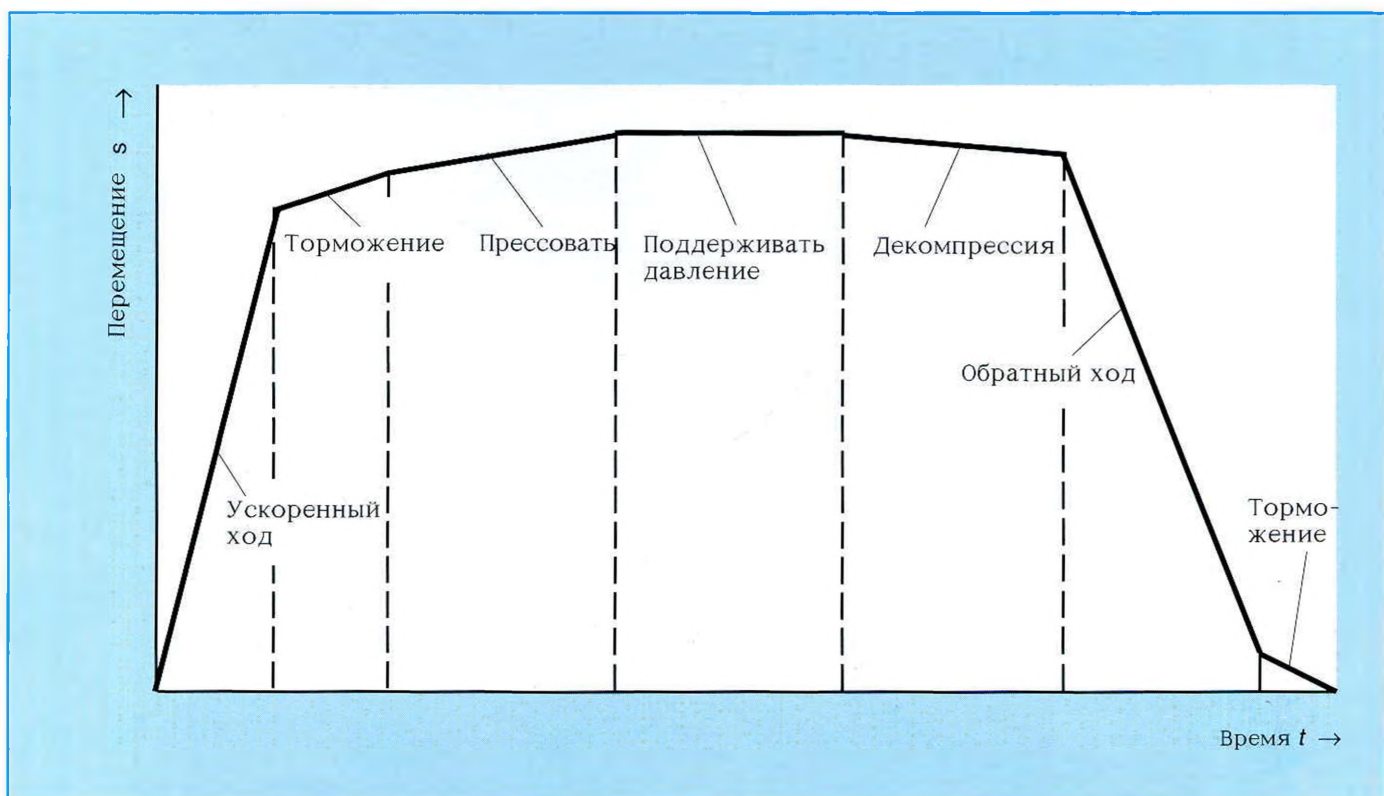


Диаграмма №1: Диаграмма зависимости перемещения от времени

В принципе различают 2 вида функциональных схем [1].

**а. Диаграммы перемещения**

На них изображается взаимодействие элементов. Такая форма годится для простых последовательностей операций, для проектов или эскизов предложения.

**б. Диаграммы состояния**

Они содержат функциональную последовательность рассматриваемых рабочих унифицированных узлов в качестве диаграмм движений и их сопряжений с точки зрения техники автоматического управления.

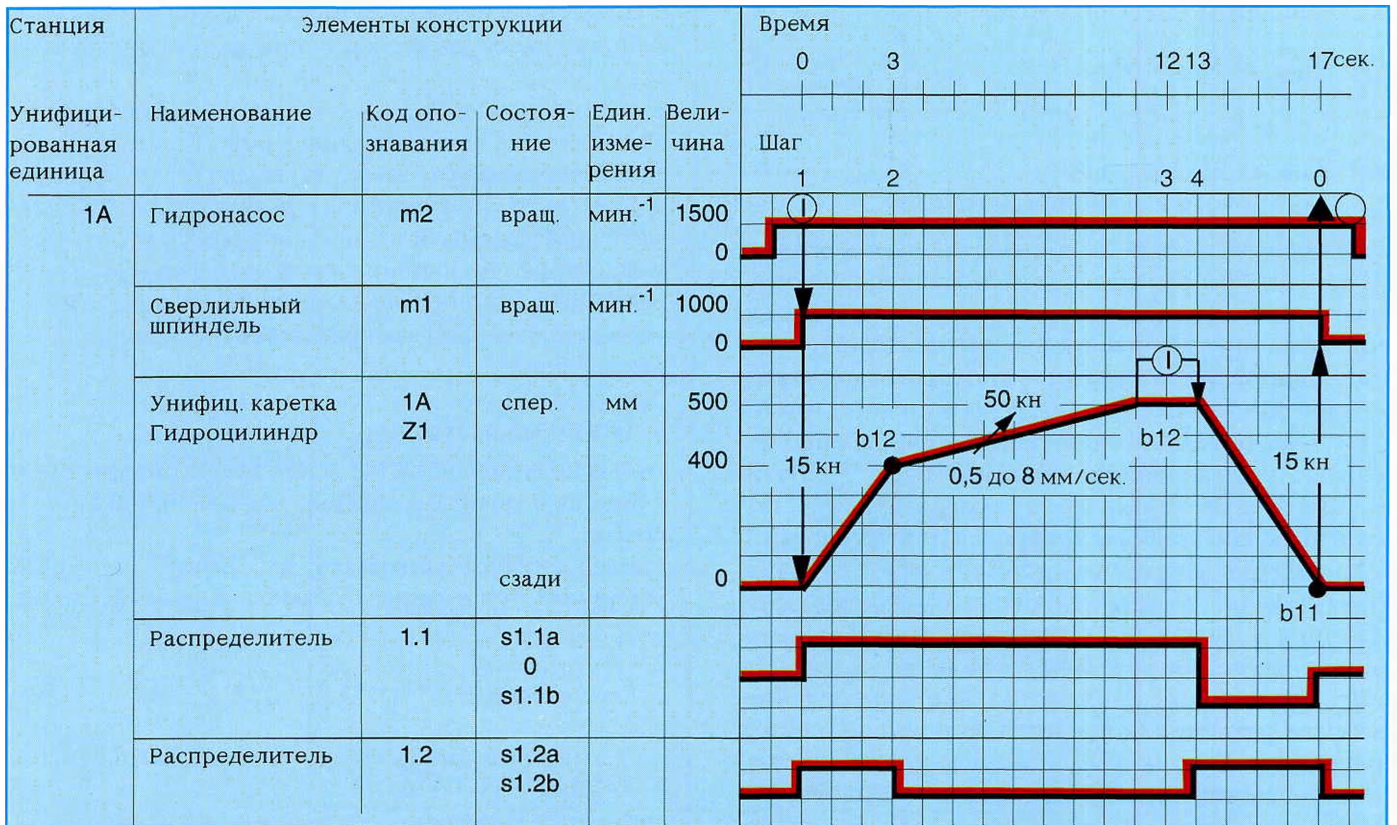


Диаграмма №2: Диаграмма состояния одного гидроцилиндра [2]

После того, как были определены список требований и функциональные диаграммы, можно начать собственно выбор параметров для гидросистемы.

### 3.2 Выбор параметров для отвода мощности

При выборе гидродвигателя (линейного или вращательного движения) решающую роль играет определение высоты рабочего давления. Оно устанавливается вместе с силами, вытекаемыми в результате постановки задачи, и скоростями между прочим также размеры приборов, а вследствие этого и издержки. При выборе максимального рабочего давления следует обратить внимание на то, что такое давление должно, как минимум, равняться сумме номинального давления установки и ее потерь или быть больше такой суммы.

$$P_{N \text{ макс.}} > P_{\text{макс.}} \geq P_{\text{устан.}} + P_{\text{потерь устан.}} \quad (1)$$

#### 3.2.1 Оценка максимально требуемого давления в системе

Целесообразным является сначала, на основании требуемых номинальных сил, ориентировочно оценивать номинальное давление. На практике тогда к этой величине, в зависимости от проектируемого типа установки (замкнутый или открытый контур), следует прибавить эмпирическую величину, таксирруемую потерю давления. Более точное определение потери давления на установке  $P_{\text{потерь устан.}}$  можно произвести только тогда, когда будет установлено, какие приборы требуются для установки. Установление давления в системе требует наличия опыта, в качестве ориентировочных значений для различных типов установок могут послужить данные, приведенные в таблице № 1.

Ориентировочное, вычислительное определение рабочего давления поясняется на примере одного цилиндра.

Для требуемой номинальной силы  $F_N$  существует следующее соотношение, если будет пренебрегаться потерями в цилиндре:

$$F_N \approx P \cdot A \quad (2)$$

согласно уравнению неразрывности

$$Q \approx v \cdot A \rightarrow A \approx Q/v \quad (3)$$

Если заменить в уравнении 2  $A$ , полученное на основании уравнения 3, то мы получаем следующий результат:

$$F_N \approx P \cdot \frac{Q}{v} \quad (4)$$

Такое простое изложение соображений дает возможность установить, что уровень рабочего давления, например, при требуемых силах имеет влияние на объемный расход (согласование рабочего объема или объемного расхода с постановкой задачи), а также на типоразмер. Кроме того, при определенных средах предварительно задается максимальное

рабочее давление. В последующем будут рассматриваться отдельные параметры и их воздействия.

#### а. Уровень давления

Его повышение влечет за собой согласно уравнению №2 применение приборов меньших габаритов (выгоднее цена), более узкие поперечные сечения труб, возрастающие эффективности потерь давления:

$$\eta_v = \frac{P_{\text{потерь устан.}}}{P_{\text{макс.}}}$$

однако более неблагоприятные свойства охлаждения, поскольку объемный расход меньших размеров, а вследствие этого емкость резервуара выбирается меньших размеров (меньшая поверхность резервуара).

В противоположность к этому в наличии большие утечки, более высокий износ в результате трения и эрозии (нерастворенные пузырьки воздуха стреляют в уплотнительную щель), а в результате этого меньший срок службы и изменение емкости вследствие компрессии, уменьшения жесткости системы, и неблагоприятные динамические свойства, повышенный уровень шума из-за высоких пиков давления при переключении.

#### б. Объемный расход

Согласно уравнению №3 наступает с повышением объемного потока в системе увеличение скорости потока

Однако следует учитывать, что потеря давления увеличивается в квадрате с увеличением скорости.

$$P_{\text{потерь устан.}} = \rho \cdot \frac{\bar{v}^2}{2} \cdot \left( \sum_{i=1}^n \lambda \frac{l}{D} + \sum_{i=1}^n \xi \right) \quad (5)$$

#### в. Габариты

Габариты влияют на вес установки, а в особенности на расходы на приобретение ее. Кроме того, следует при выборе габаритов учитывать местные пространственные условия, а также непосредственно с этим связанные потери давления.

Наряду с указанными точками зрения к этому следует добавить еще другие экономические аспекты, как, например, такой вопрос: "Какие клапана и приборы можно серийно приобрести?"

При установке, находящейся непрерывно в эксплуатации, очень важным является требование относительно экономического КПД, чем для систем, применяющихся время от времени.

На практике для установок, которые применяются чаще, выкристаллизовались диапазоны давления, которые на основании функции и экономичности представляют собой, вероятно, почти оптимум. Из различных областей приводятся употребительные диапазоны давления с помощью примеров в табл. № 1.

Области применения	Подразделение областей применения на отдельные области на рынке	Гидросистемы для следующих устройств	Диапазон рабоч. давл. $p_{\text{раб давл}}$ в барах
Промышленная гидравлика	металлургические заводы и прокатные станы	конвейер с шагающ. балкой, трансп. системы прокатные клети для установки балкой	160 до 180 315 до 420
	металлообрабатывающие станки	строгальн. станки, долбежн. станки, сверлильн., токарн. и шлифовальн. станки гидравлическ. зажимные приспособления	50 до 100 50 до 300
		интернац. автомобильн. промышленность	16 до 120
	прессы	общее прессостроение специальные прессы прессы высокой плотности прессования	250 до 315 400 до 600 до 1000
	машины для переработки пластмасс	литьев. маш., маш. для форм. издел. раздув. машины для литья под давлением специальные литьевые машины	150 до 210 250 до 315 300 до 450
	техника для испытательных стендов	стенды для испытания материалов, установки для испыт. методом моделирования	250 до 290
Гидравлика в стальных конструкциях, в металлических гидротехнических сооружениях и при сооруж. электростанций	строительство из стальных конструкций и металлические гидротехнические сооружения	театральная техника, подъемные площадки лебедки, занавесы и т.п. реакторная техника, шлюзы для людей, регулировка для паровых турбин, плотины, шлюзы, разводные мосты канатные дороги и лифты	100 до 150 50 до 100 120 до 250 100 до 220 160 до 250
Гидравлика в горном деле	гидравлика в горном деле и гидравлика в гидротехническом строительстве	гидравлические приводы канатных дорог погрузчики, врубовые машины гидравлика в забойных транспортных средствах, тоннелепроходческие машины	200 до 250 200 до 280 320 до 420
Мобильная гидравлика	сельскохозяйственная техника	тракторы, зерноуборочные комбайны уборочные машины	до 100
	мобильная гидравлика	транспортные системы, краны, вилочные погрузчики, землеройные бульдозеры экскаваторы, тоннелепроходч. машины	160 до 250 350 до 420
Гидравлика в специальной технике	специальная техника	ходовая часть, рулевые исполнительные приводы на самолетах	150 до 400
	поршневые насосы/ гидростатические приводы	специальные машины вращающиеся приводы в: - сфере промышленности - области мобильных машин - области испытательных стендов вторичные регулировочные устройства лебедки	до 315 до 315 до 420 до 300 до 300 до 200
Гидравлика в судостроении	поршневые насосы/ гидростатические приводы	рулевые регулировочные устройства бортовые краны носовые лаппорты переборочные клинкеты	150 до 250 150 до 300 до 200 до 200

Таблица №1: Общепринятые рабочие давления на гидравлических установках/в гидравлических системах



### 3.2.2 Выбор элементов отвода мощности

После того, как была произведена ориентировочная оценка рабочего давления относительно его размеров, можно начать определять звенья отвода мощности. Группа отвода мощности состоит либо из гидроцилиндров, либо из гидродвигателей. Они будут описываться более подробно в последующем изложении.

#### 3.2.2.1 Гидроцилиндры (прямолинейные движения)

В принципе различают при этом 3 критерия требований:

- а. скорость
- б. перемещение (позиция)
- в. сила

Они могут встречаться отдельно или также в сочетаниях.

В качестве основы для определения гидроцилиндра могут послужить следующие режимные параметры из постановки задачи, как, например:

##### — Требуемый характер изменения силы

В связи с этим следует упомянуть, что действующая на поршень цилиндра сила наряду с известной или требуемой полезной силой состоит из силы трения  $F_R$  поршня на управляющих и уплотнениях, из ускоряющей силы  $F_b$  нагрузки и из силы  $F_{\text{масла}}$ , которая требуется для того, чтобы отработанное масло довести до требуемой скорости перемещения поршня, а также из весовой силы  $F_G$ .

$$F_K = F_N + F_R + F_b + F_{\text{масла}} + F_G \quad (6)$$

При вычислении площади поршня учитывается дополнительная сила  $F_R$  приблизительно посредством гидравлического клд. Потери напора в гидроцилиндре при соответствующих присоединительных размерах не учитываются на основании их величины, которой можно пренебречь.

В диапазоне номинального давления следует назначить при выдвигании дифференциального цилиндра в качестве ориентировочного значения для трения  $\eta_{\text{hm1}} = 0,95$  и для его возврата  $\eta_{\text{hm2}} = 0,95$  до 0,9. В каждом случае величина  $\eta_{\text{hm}}$  зависит от допусков для управляющих поршня и поршневого штока, а также от крепления уплотнения.

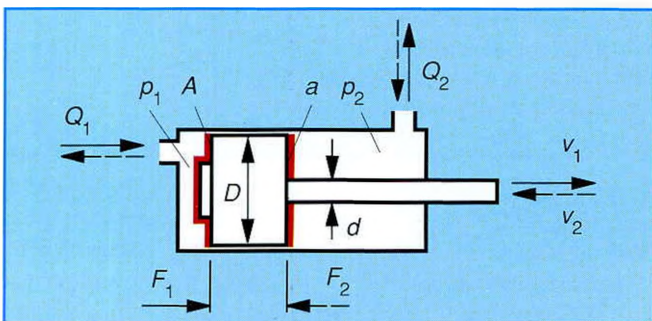


Рис. 3: Силы на поршне и поршневом штоке

Пример № 1: Выдвигающийся гидроцилиндр

$$F_{1\text{Res}} = p_1 \cdot A \cdot \eta_{\text{hm1}} - \frac{p_2 \cdot a}{\eta_{\text{hm2}}} \quad (7)$$

$$A = D^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$a = A - \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

Если  $p_2$  соответствует атмосферному давлению, то им можно пренебречь.

Пример № 2: Обратный ход поршня (высота подъема)

$$F_{2\text{Res}} = p_2 \cdot a \cdot \eta_{\text{hm2}} - \frac{p_1 \cdot A}{\eta_{\text{hm1}}} \quad (8)$$

В связи с этим следует упомянуть, что при дифференциальном переключении гидроцилиндров, исхода из конструктивных соображений [3], не должно занижаться определенное соотношение площадей.

$$\varphi_{\text{пред.}} = \frac{1}{\eta_{\text{hm}}^2}$$

##### — Скорость ускоренного хода, рабочего хода и обратного хода

Для обоих из приведенных выше примеров 1 (выдвигающийся гидроцилиндр) и 2 (вдвигающийся гидроцилиндр) вытекают следующие соотношения:

$$v_1 = \frac{Q}{A} \quad (9)$$

$$v_2 = \frac{Q}{a} \quad (10)$$

Отсюда вытекает, что

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{A}{a} = \varphi \quad (11)$$

При этом посредством  $\varphi$  выражается соотношение площадей.

##### — Ход поршня, продолжительность хода и время выдержки, а также рабочее давление

представляют собой параметры, которые зависят от типоразмера. Они учитываются при конструктивном исполнении цилиндра [4].

Следует упомянуть, что для очень высоких требований относительно точности позиционирования в распоряжении имеется три различных возможности решения проблемы:

- а. Сервоцилиндр
- б. Электрогидравлический линейный гидроусилитель
- в. Многопозиционный цилиндр

Более подробное описание конструкции вы найдете у [2] и [5].

### - Продольный изгиб

При тонком поршневом штоке и при большом усилии, действующем на поршень, рекомендуется произвести пересчет на продольный изгиб [6]. Это касается в особенности "тяжелых" гидроцилиндров с большими ходами, которые встраиваются либо горизонт., либо под сильным наклоном, поскольку в таких случаях возникнут, как это наглядно изображается на рис. 4, дополнит. боковые усилия в результ. изгиба.

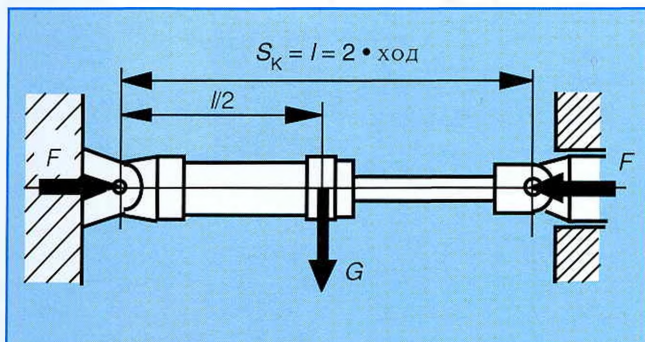


Рис. 4. Усилия, действующие на горизонтально встроенный гидроцилиндр

### 3.2.2.2 Гидродвигатели (вращательные движения)

При выборе гидродвигателей следует учитывать такие рабочие параметры, как

- число оборотов или диапазон скорости вращения
- вращающий момент и мощность, во время пикового и непрерывного режима работы
- вид нагрузки (постоянная или колеблющаяся нагрузка)
- режим работы
- постоянный или переменный рабочий объем
- угловое ускорение
- время поворота систем управления и регулирования
- величина пускового момента
- равномерность движения в нижнем диапазоне скорости вращения
- вид рабочей среды.

На основании режимных параметров инженер-проектировщик выбирает из каталога изготовителя [5] соответствующий гидродвигатель. В качестве помощи при выборе в таблице №2 подаются принципы конструкции и самые важные свойства гидродвигателя. Для предусмотренного планом случая применения рекомендуется обратиться к изготовителю за информацией.

При выборе гидродвигателя следует учитывать, что возникающие потери зависят от вида конструкции и типоразмера. Такая точка зрения находится в действии в особенности при высоких установочных мощностях и длительных рабочих режимах, т.е. для высокого КПД двигателя.

Причины возникновения потерь у всех гидравлических машин (как двигателей, так и насосов) одинаковые. Потери на утечку повышают эффективные рабочие объемы, в то время как в результате гидромеханических потерь момент действительной отдачи меньше, чем теоретический момент. Следует обратить внимание на то, что приведенные в таблице №2 максимальные давления лежат выше допустимых давлений при длительной работе. Давления указываются в соответствии с DIN-нормой 24 312.

Поскольку работа производится при высоких давлениях в системе, то соответствующее тело вытеснения должно перемещаться во избежание высоких волюметрических потерь с малыми допусками к окружающим стенкам.

Одновременно не должен быть слишком малых размеров зазор между телом вытеснения и окружающим контуром (например, сверленным отверстием поршневого цилиндра) для того, чтобы потери на трение, т.е. потери на гидромеханической базе, не превышались.

Такие соображения распространяются на все виды вытеснительных машин. На основании этого можно заключить, что волюметрические и гидромеханические потери определяют в значительной степени

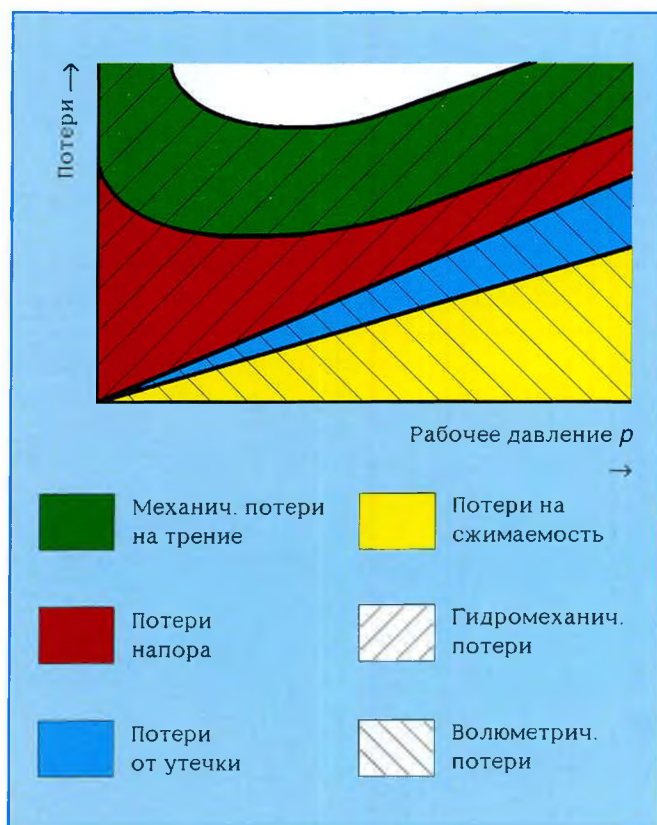


Диаграмма № 3: Схематическое изображение потерь для одной гидростатической машины (двигатель)

КПД и условия режима эксплуатации гидростатических машин и установок.

В последующем изложении будут обсуждаться важные компоненты потерь.

Тип двигателя			Обозначение фирмы Рексрот	Номинальн. размер соответствует рабоч. объему в см <sup>3</sup>	$p_{\text{макс.}} > p_{\text{ном.}}$ в барах	Диапазон скорости вращения зависит от типоразмера в мин. <sup>-1</sup>	Пусковые свойства	Шумовые свойства	КПД $\eta_{\text{т макс.}}$	
Двигатели с постоянным рабочим объемом	Шестеренный гидродвигат.		G2 G3	6 до 38	250	500 до 3000	Хорошо	Хорошо	85	
	Аксиально-поршневые двигатели	Низкомоментные	Акс.-порш. констр. с накл. блок.	A2FM A2FE A2F/BR5	10 до 250 28 до 180 355 до 1000	450 450 400	50 до 6000 50 до 4750 50 до 2240	Очень хорошо	Хорошо	92
			Конструк. с наклон. диском	A4FM	22 и 28	450	30 до 4000	Лучше	Лучше	91
		Высокомоментный двигатель	MCS MC(4) MC(6)	200 до 1500	250	5 до 500	Лучше	Превосходно	90	
	Гидродвигатель циклоидной конструкции		MZA MZD MZF MZK	60 до 270	225	10 до 1000	Хорошо	Лучше	85	
	Радиально-поршневой гидродвиг.	Конструкция с кулачковой шайбой	MCR	500 до 3000	450	3 до 250	Лучше	Превосходно	91	
		Конструкция с эксцентриком	MR	190 до 7000	420	1 до 500	Превосходно	Превосходно	92	
Двигатели с регулируемым рабочим объемом	Рад.-поршневой гидродвиг.		MRV	190 до 7000	420	1 до 500	Превосходно	Превосходно	92	
	Аксиально-поршневой гидродвиг.	Наклонный блок	A6VM A6V	28 до 355 28 до 107	450	50 до 8000 **	Очень хорошо	Хорошо	92	
		Наклонный диск	A10VM A4VS * A10VSO*	45 40 до 250 28 до 71	315 400 315	30 до 3600 ** 6 до 4900 ** 40 до 3600 **	Лучше	Лучше	91	

хорошо  
 лучше  
 очень хорошо  
 превосходно

\* Пригодный для применения в системах с вторичным регулированием.  
 \*\* Данные значения находятся в действии только на исходной позиции.

Таблица № 2: Сравнение типов двигателей относительно самых важных показателей

Данные подаются в каталоге (5) и предусматриваются для рабочей среды из минерального масла.

### Волюметрические потери

возникают из-за щелевых потоков при приложенной разности давлений и при других возможностях утечки.

Отсюда вытекает:

$$Q_e = Q_{th} + Q_{sp} \quad (12)$$

$Q_e$  = эффективный объемный расход

$Q_{sp}$  = щелевой поток

и волюметрический КПД будет составлять

$$\eta_{VM} = \frac{Q_{th}}{Q_e} = \frac{Q_e - Q_{sp}}{Q_e} = 1 - \frac{Q_{sp}}{Q_e}$$

Трение в узких щелях по отношению друг к другу перемещаемых тел ведет к гидромеханическим потерям, так что момент отвода мощности  $M_{ab}$  будет меньше, чем теоретический момент двигателя  $M_{th}$ , базирующийся на давлении насоса и на теоретическом объеме вытеснения двигателя.

$$M_{th} = p \cdot Q_{th}$$

$$M_{ab} = M_{th} - M_{hm} \rightarrow \eta_{hmM} = \frac{M_{ab}}{M_{th}} \quad (13)$$

Таким образом, общий КПД составит:

$$\eta_{gesM} = \eta_{hmM} \cdot \eta_{VM} = \frac{M_{ab} \cdot \omega}{\Delta p \cdot Q_e} \quad (14)$$

где  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$

Мощность отвода на основании этого будет составлять:

$$P_{ab} = M_{ab} \cdot \omega = \Delta p \cdot Q_e \cdot \eta_{gesM} \quad (15)$$

### Потери напора

возникают в результате изменения направления потока, на дросселях и при изменении поперечного сечения. При преодолении таких сопротивлений из потока жидкости отбирается часть его энергии.

Эта, определяемая экспериментальным путем, часть зависит от геометрии узла конструкции и от плотности протекающей среды. На основании жесткого соединения потери на трение со встроенными устройствами и поворотами, завихрениями и т.п. на практике исходят из коэффициента потери  $\xi$ ,

так что находится в действии, что

$$\xi = \Sigma \lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \quad (16)$$

При этом  $\lambda$  = коэффициент потери на трение в трубе

$l$  = длина трубы

$d$  = диаметр трубы

$\zeta$  = коэффициент потери отдельных компонентов

Потеря давления определяется следующим образом:

$$P_{VR} = \xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \bar{v}^2 \quad (17)$$

При этом  $\bar{v}$  представляет собой усредненную скорость среды.

### 3.3. Выбор управления (органы управления)

#### 3.3.1 Задача управления

Управление имеет функцию соединять систему привода с системой отвода мощности.

При этом производится подразделение на

##### а. Поток мощности

или поток рабочей среды с направлением, величиной и уровнем давления от гидробака к потребителю, включая требуемые приборы (например, клапана).

##### б. Поток сигналов

Он служит для приема и переработки всех внешних информации, которые требуются того, чтобы оказывать воздействие на приборы потока мощности в соответствии с задачей. Поток сигналов, таким образом, имеет функцию переходить бесшовно в поток мощности.

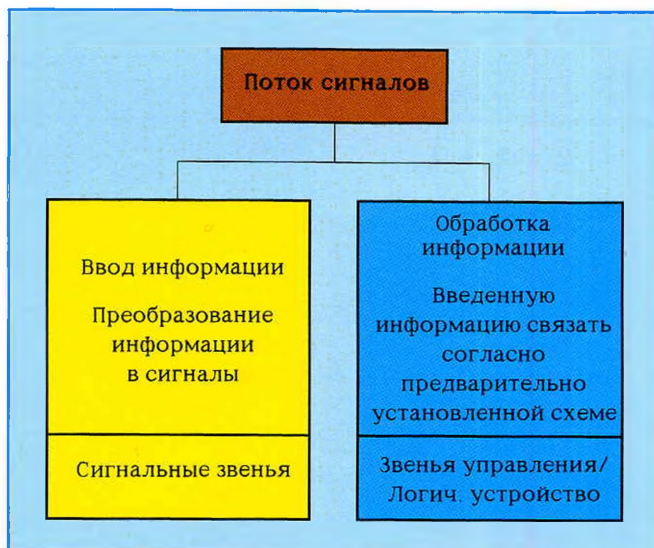


Рис.5: Задачи потока сигналов

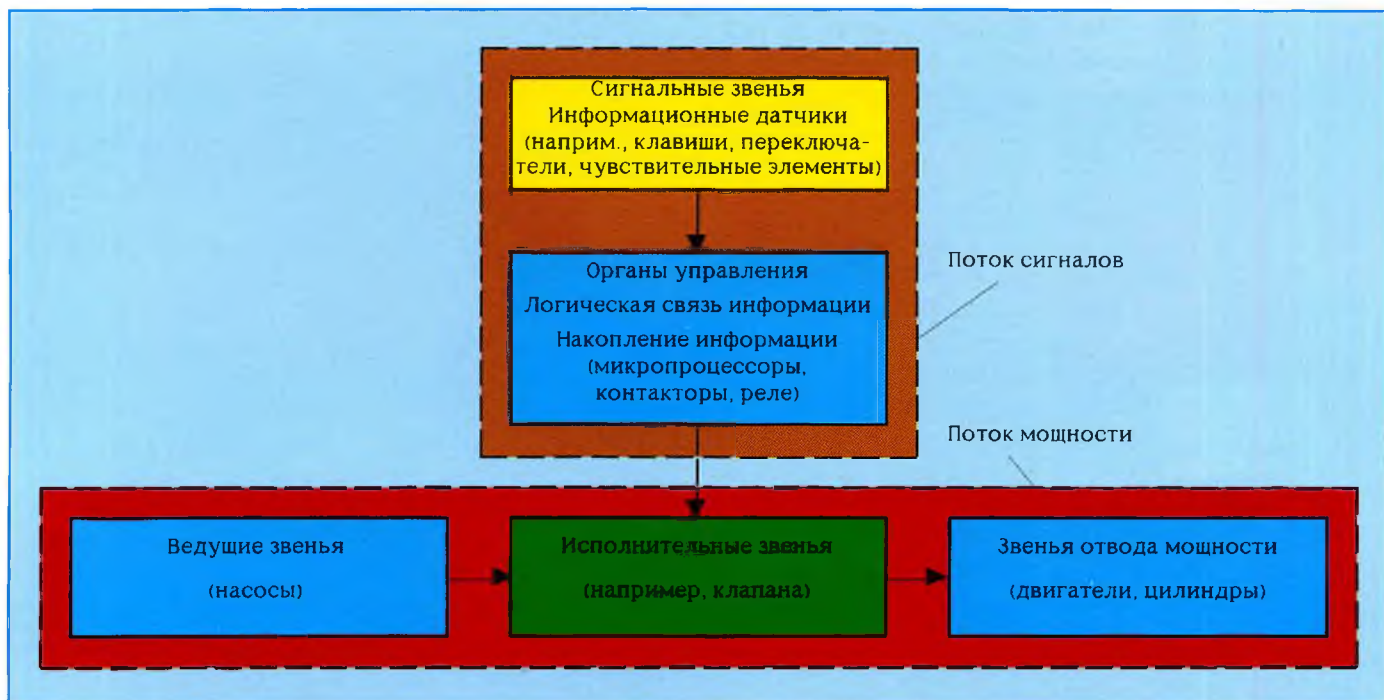


Рис.6: Взаимодействие потока сигналов с потоком мощности

Если будет известны схема соединений и требуемая энергия для отвода мощности, то тогда будут также установлены номинальные величины отдельных исполнительных звеньев. Свободно может выбираться приведение в действие клапанов, которое может исполняться, как механическая (рычаги, дисковые кулачки), электрическая, электронная, гидравлическая или пневматическая конструкция, или для обеспечения оптимальной функции, как комбинированная конструкция.

#### 3.3.2 Назначение потока сигналов

Заданное значение для установления потока сигналов плановик получает из функциональной схемы согласно положениям Союза немецких инженеров (VDI) 3260 (см. в разделе 3.1) и на основании предварительно установленного задания по разработке установки. Во многих случаях для плановика (специалиста по гидравлике) не является обозримой комплектная сигнальная техника, поэтому будет целесообразным наладить тесное сотрудничество с

опытными специалистами по управлению (со специалистами по электронике и/или со специалистами по технике регулирования).

### 3.3.3 Определение управления потоком мощности

В этом разделе по проектированию целесообразно определить управление потоком мощности (которое, естественно, тесно связано с потоком сигналов), т.е. определить все предусмотренные для функции гидросистемы арматурные устройства и клапана.

Основанием для этого служит также функциональная схема, а также краевые условия постановки задания, путем учета которых определяется тип и габариты клапанов.

Кроме того, следует установить, на каком месте в гидросистеме следует разместить отдельные клапана для того, чтобы выполнить предъявляемые требования.

Это касается прежде всего напорных клапанов, регуляторов потока, а также запорных клапанов, и влияет, кроме того, на возможность доступа к установке и на режим потока.

Принципы работы и технические данные отдельных приборов описываются в [5], [6], [7].

Для выбора различных исполнительных звеньев можно указать общие особенности:

- Принцип действия (двоичным, цифровым, аналоговым, пропорциональным способом)
- Статическая и динамическая характеристики
- Кпд
- Занимаемая площадь
- Стоимость
- Надежность
- Вопросы относительно защитных устройств
- Объем работ по техходу

Приборы, которые получают функциональные сигналы из потока сигналов, следует согласовать с этим потоком таким образом, чтобы не смогло возникнуть никаких неконтролируемых обратных действий.

### 3.3.4 Выбор метода измерения

Для того, чтобы установить влияние потока сигналов на поток мощности, необходимо измерить параметры режима работы, при этом принимаются в первую очередь в расчет измеряемые гидравлические параметры, как, например, давление, проток и температура. Кроме того должны поддаваться

также измерению механические параметры, как, например, перемещения, силы и числа оборотов, скорости или ускорения.

Выбор системы измерения производится, исходя из следующих критериев:

- требуемая точность измерения (разрешающая способность, гистерезис)
- диапазон измерения
- верхняя и нижняя предельные частоты
- допустимый температурный диапазон
- допустимый диапазон давления
- электрические и механические величины возмущающих воздействий
- расстояние между чувствительным элементом и обработкой данных измерения
- поведение по отношению к воздействиям окружающей среды
- наличие подходящих типов
- стоимость

В общем чувствительные элементы датчиков должны быть простой конструкции, выгодными по цене и для них должна предусматриваться возможность повсеместного применения. Сюда следует отнести также, что они должны быть взаимозаменяемыми. Прежде всего важной является стабильность измерения для того, чтобы обеспечивалась абсолютная пригодность для измерения, исходя из специфических для установки критериев.

### 3.4 Определение приводного агрегата (блок питания)

После того, как были определены отвод мощности и управление, а вследствие этого также энергия для отвода, и стала известна возникающая потеря гидросистемы, можно будет определить блок питания, состоящий из насоса, резервуара и принадлежностей (например, фильтр, охлаждающее устройство).

#### 3.4.1 Предварительные размышления к отдельным приводным системам

Сначала необходимо выяснить, какой контур должен применяться. На основании *таблицы №3* для определения представляется общий обзор.

		Вид контура		
		открытый (дрессельное управление)	открытый (управление подачей насоса)	замкнутый/ полузамкнутый (подпиточ. система)
Рабочее состояние	непрерывно		X	X
	периодически	X		
Высокая мощность				X
Рабочее давление	низкое давление (до 160 бар)	X		
	среднее давление (до 250 бар)	X	X	X
	высокое давл. (до 450 бар)		X	X
Система	простая	X	X	
	комплексная		X	X
Высокая динамика регулирования		X	X <sup>1)</sup>	X <sup>1)</sup>
Ограниченные условия для встраивания (масляный резервуар)				X
Вид отвода мощности	вращательное движение			X
	линейное движение	X	X	

<sup>1)</sup> Только для тех случаев, когда в распоряжении более короткие линии или для применения в системах с вторичн. регулированием

Таблица 3: Критерии для определения контура

В связи с этим следует упомянуть, что на практике определение контура зависит от области применения системы и от опыта компетентного плановика, поскольку указанные в *таблице №3* решения встречаются, как правило, в сочетаниях.

Наряду с определением контура играет, кроме того, роль вид применяемой приводной системы.

При этом делаются различия между индивидуальным приводом и преимущественно при крупных гидросистемах применяемой системой централизованного снабжения маслом.

### 3.4.1.1 Индивидуальный привод

Он применяется в общем везде там, где должно предотвращаться взаимодействие различных движений между собой. В зависимости от рассмотрения данного вопроса под определенным углом зрения могут применяться различные виды насосов.

#### Насосы с постоянным рабочим объемом

Преимущество такого вида насосов состоит в относительно низкой цене и в постоянном рабочем расходе на один оборот. Если гидросист. будет работать намного ниже от макс. объемной подачи, то следует рассчитывать на то, что понизится кпд. Причиной этому является требование, чтобы объемная подача, которая не требуется, подавалась через "третий путь" (клапан для ограничения давления) к баку.

$$P_{\text{потери}} = (Q_{\text{насоса}} - Q_{\text{потребителя}}) \cdot p_N \quad (18)$$

При этом  $p_N$  соответствует макс. отрегулированному давлению при длительной работе.

#### Насосы с регулируемым рабочим объемом

Путем применения насоса с регулируемым рабочим объемом можно подогнать рабочий объем к потребителю. Невыгодно сказывается при этом его высокая покупная цена.

#### Комбинация насосов

Другая возможность для получения отличающихся друг от друга объемных расходов заключается в применении нескольких параллельно включающихся насосов с постоянным рабочим объемом. При таком размещении может подгоняться по ступеням потребляемая мощность к требуемой гидравлической мощности - избыточная мощность привода незначительная.

Также экономичным решением является комбинация насоса с постоянным рабочим объемом и гидроаккумулятором, которая может применяться в случае высокой потребности в масле на короткое время.

$Q_{\text{макс}}$  в пределах (0,5 до 0,66) времени цикла

Следует также учитывать, должна ли исполняться гидросистема как стационарная или мобильная конструкция. По сравнению со стационарными установками можно в мобильной гидравлике, в связи с имеющимися в распоряжении двигателями сгорания, применять только ограниченное число насосов. Особой проблемой является оптимальное использование мощности общего двигателя внутреннего сгорания. Это может экономично реализоваться только при использовании насосов с регулируемым рабочим объемом [8] до [14]; насосы с постоянным рабочим объемом работают в значительной степени невыгодно.

### 3.4.1.2 Система централизованного снабжения маслом

Ее применение напрашивается тогда, когда

- в эксплуатации будут многие аналогичные потребители, из числа которых не все требуются одновременно,

- должны объединяться вместе многие потребители с очень отличающейся потребностью,
- потребность в напорном масле по сравнению с временем рабочего цикла малая.

При этом целесообразным будет распределить общую мощность по возможности на одинаковые насосы. В зависимости от требования можно предусматривать систему централизованного снабжения маслом, как это указывается ниже.

#### Гидросеть с насосом с постоянным рабочим объемом и аккумулятором

Задача аккумуляторов заключается в том, чтобы предоставлять в распоряжение требуемую энергию при возникающих пиках мощности в системе. Насос (насосы) с постоянным рабочим объемом подключается (подключаются) или выключается (выключаются) в зависимости от состояния зарядки аккумулятора. Такой вид привода выгоден тогда, когда присоединяется много потребителей и при длительных рабочих циклах, например, при использовании в металлообрабатывающих станках.

К дальнейшим преимуществам аккумуляторных установок относятся:

- экономия насосов, приводных двигателей и резервуаров
- меньшая установочная мощность
- незначительная занимаемая площадь
- понижение уровня шума

Невыгодными при этом являются:

- такие же потери мощности привода аккумулятора, как и при системах с постоянным давлением (дрессельное управление).
- для гидроаккумуляторов предусматриваются специальные положения о приёме.

Выбор параметров для аккумуляторов и принцип их действия, а также критерии для выбора аккумуляторов, подробно описываются в разделе "Гидроаккумуляторы". Насосы следует предусматривать таких размеров, чтобы отбираемый из аккумулятора объем смог снова восполняться по истечению цикла работы.

#### Гидросеть с насосами с регулируемым рабочим объемом

При такой системе давление в коллекторной трубе поддерживается постоянной величины посредством насосов с регулируемым рабочим объемом. Следует учитывать, что при отборе больших количеств напорного масла в связи с наличием времени регулирования для насосов могут возникнуть вторжения давления.

#### Гидросеть с насосом с регулируемым рабочим объемом и гидроаккумулятором

Пиковые количества покрываются гидроаккумуляторами таким образом, что установочная мощность по сравнению с гидросетью с насосом с регулируемым рабочим объемом уменьшается и время на регулирование насосов может сокращаться.



### 3.4.1.3 Согласование энергии (экономия энергии)

Гидросистемы преобразовывают механическую мощность в хорошо передаваемую, управляемую и распределяемую гидравлическую мощность для того, чтобы она снова превращалась обратно в гидроцилиндрах или в гидродвигателях в механическую мощность. Если насос должен снабжать несколько потребителей с клапанным распределением, то при этом могут возникнуть при неблагоприятных рабочих условиях значительные теряемые мощности в форме потерь дросселирования, которые повлекут за собой нагревание среды. Такие рабочие состояния возникают в диапазонах парциальной нагрузки, т.е., тогда, когда насос подает больше масла, чем требуется для потребителя, или когда отрегулированный напор насоса выше требуемого для потребителя давления. Поэтому с точки зрения экономии энергии будет целесообразным, когда приводная мощность (объемная подача насоса и давление) может согла-

совываться с потребностью (регулируем. по чувствительности к нагрузке, вторичное регулирование). Наряду с гидравлическими концепциями приводов для подгонки приводной мощности к мощности отвода имеются, кроме того, электрич. системы приводов. Сравнение электрич. приводов с гидростатическими приводами было проведено Метцнером [15]. Сообразно с этим для вторичного контура регулирования (в зависимости от нужд потребителя) по сравнению с электрическим регулированием можно указать следующие преимущества:

- более высокая динамика
- меньших размеров пространство для встраивания
- меньший вес
- небольшой собственный момент инерции и,
- начиная с 50 квт, более низкая стоимость системы.

На рис. 7 подается обзор возможностей для гидростатического привода.

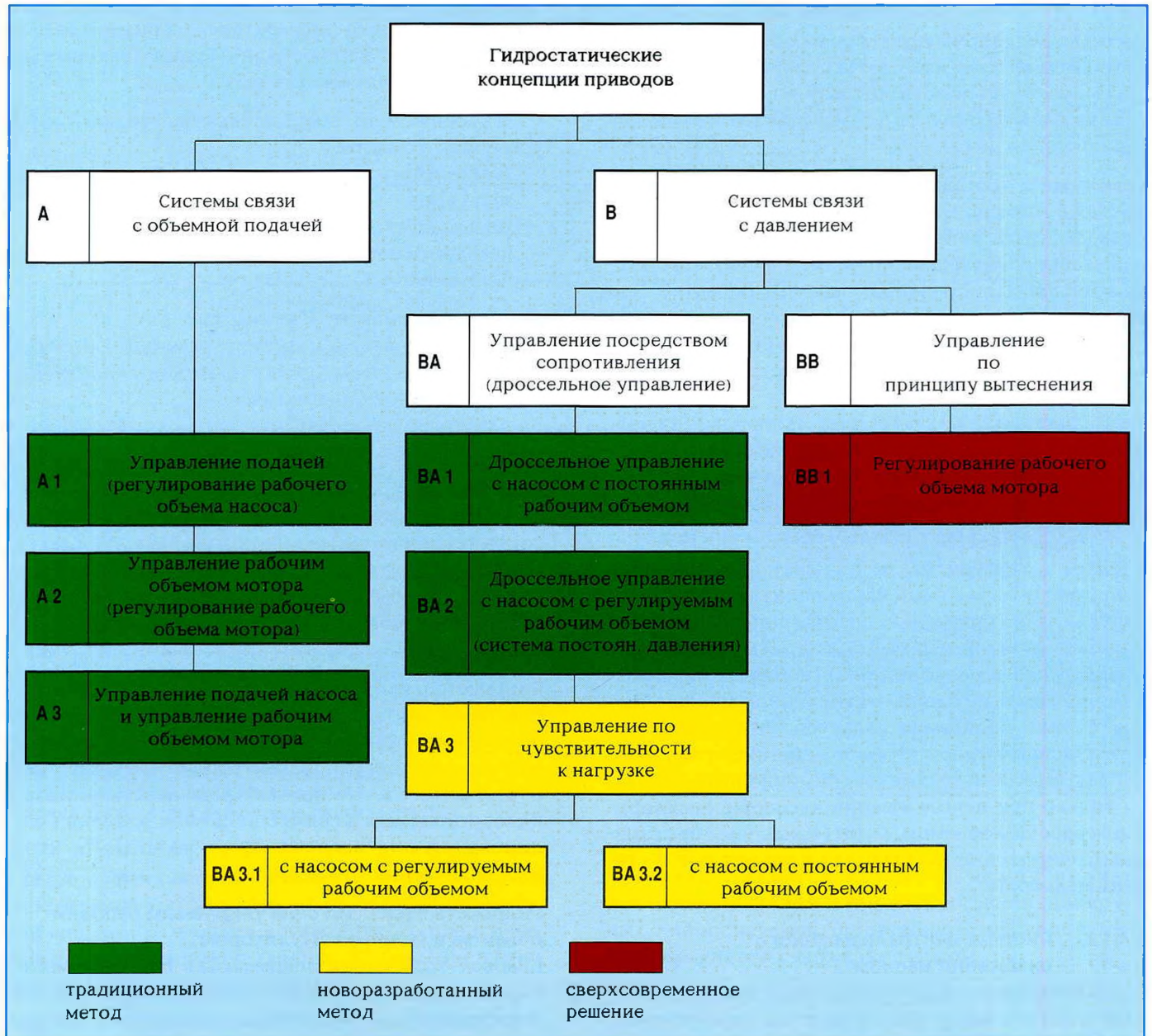


Рис. 7: Гидростатические концепции приводов

### А Системы связи с объемной подачей

Данная система, обозначаемая также на практике как гидростатическая передача, работает по принципу, что один насос потребляемую от источника энергии мощность в качестве первичного узла передает гидравлическим способом к одному или нескольким гидродвигателям в качестве вторичного узла. Оттуда гидравлическая энергия отдается снова как механическая мощность большей частью в виде вращательного движения.

В зависимости от заранее установленного применения и регулируемости следует различать:

#### А1 Системы с регулируемым рабочим объемом насоса и постоянным рабочим объемом двигателя

Рабочий режим всасыв. с открытым контуром (рис. 8)

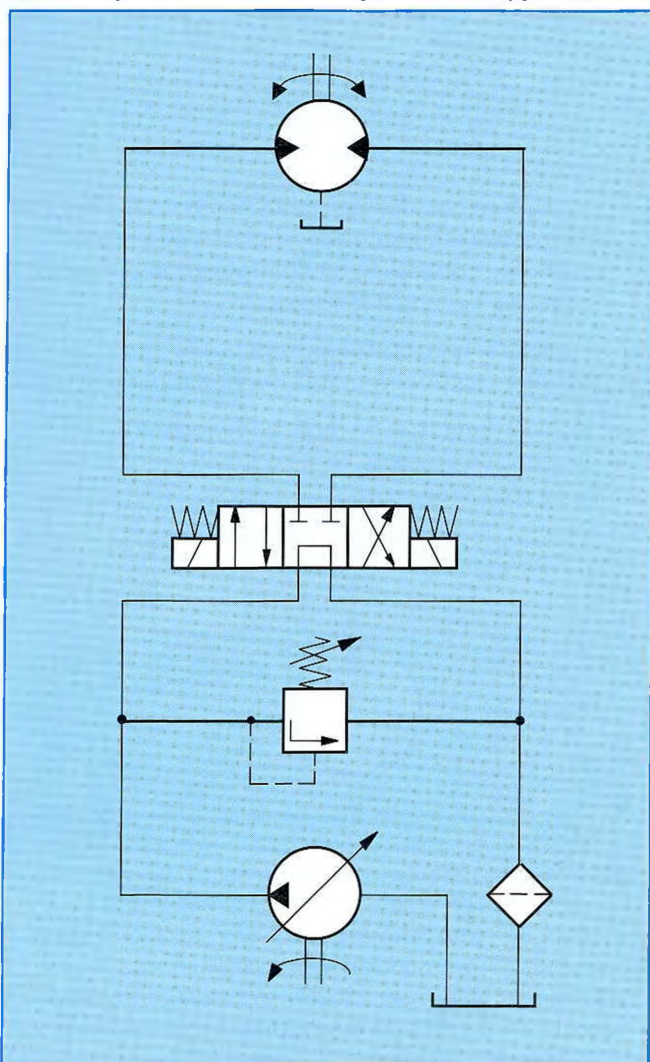


Рис. 8: Управление подачей насоса при режиме всасывания с открытым контуром

При открытом контуре течет рабочая жидкость от бака к гидронасосу, а оттуда она подается к гидродвигателю. От гидродвигателя рабочая среда без давления поступает обратно к баку, а после этого снова к гидронасосу.

Направление отвода мощности можно изменять пос-

редством промежуточного включения гидрораспределителя.

Клапан для ограничения давления предохраняет гидростатическую передачу от перегрузки. Фильтрация рабочей жидкости осуществляется в сливной линии.

Режим работы насоса с подпиткой при замкнутом контуре (рис. 9)

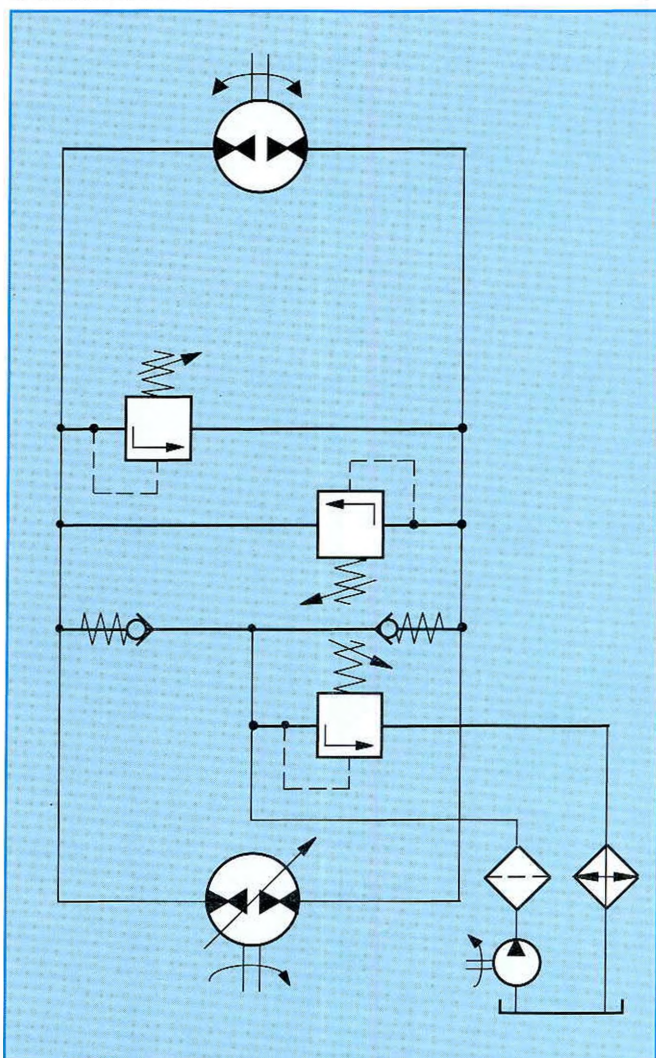


Рис. 9: Управление подачей насоса при рабочем режиме с подпиткой в замкнутом контуре

В замкнутом контуре течет поступающая обратно от гидродвигателя рабочая среда непосредственно к гидронасосу. Для заполнения контура и для текущего пополнения рабочей среды в связи с неизбежным расходом в результате утечки служит подпиточный насос, объемная подача которого должна составлять, как правило, около 15% от основной объемной подачи. При быстрой смене нагрузки может потребоваться при известных обстоятельствах подводить питание, составляющее до 100% от основной объемной подачи. Это может производиться с помощью гидроаккумулятора. Два, индивидуально регулируемых, клапана для огранич. давления предохраняют гидростатич. передачу от перегрузки. Фильтрация рабочей среды осуществляется в сливной линии промывочного клапана или еще в линии подпитки.

Замкнутый контур предоставляет возможность для функциональной замены гидронасоса и гидродвигателя, так что движущие моменты и силы на отводе мощности могут направляться посредством гидронасоса к приводному двигателю. Такое реверсирование потока энергии предоставляет возможность для торможения почти без потерь. Это имеет силу, однако, только тогда, когда типоразмеры насоса и двигателя будут, примерно, одинаковыми по своей величине.

**Режим работы насоса с подпиткой при полуоткрытом контуре (рис. 10)**

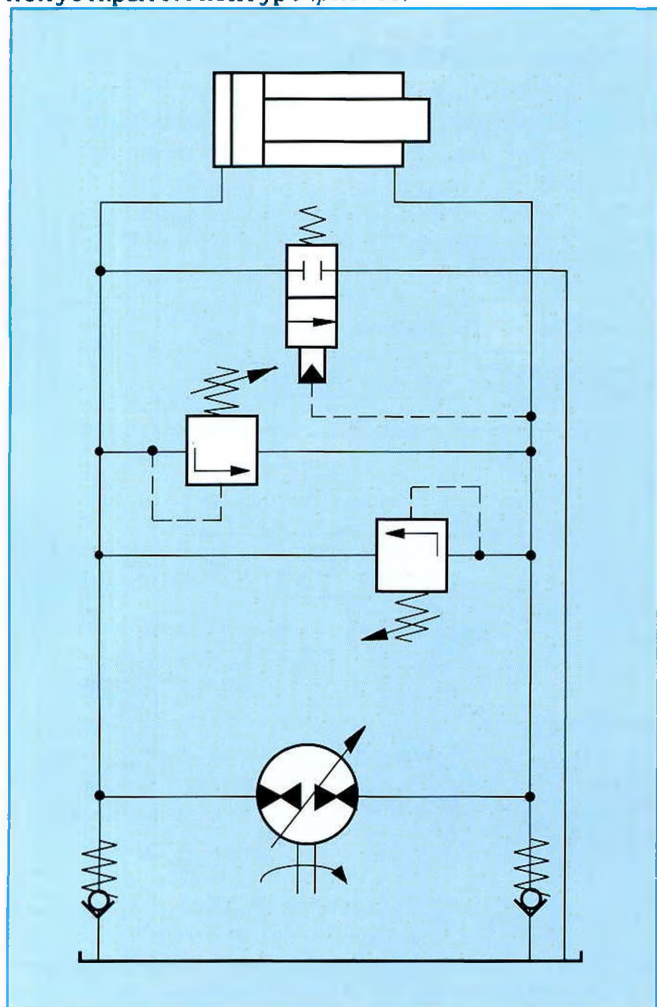


Рис. 10: Управление подачей насоса при рабочем режиме с подпиткой при полуоткрытом контуре

При полуоткрытом контуре течет обратно от гидродвигателя к гидронасосу в направлении подачи в недостаточном количестве объемная подача. Недостающая часть подсасывается с помощью подпиточных клапанов из резервуара.

Большей частью элемент отвода мощности представляет собой дифференциальный цилиндр, так что в другом направлении подачи поступает больше рабочей среды к гидронасосу, чем насос в состоянии всасывать. Величина разности направляется посредством гидрораспределителя к баку. Два клапана для ограничения давления предохраняют гидростатическую передачу от перегрузки.

Управление подачей насоса применяется главным образом при индивидуальном приводе, высоких мощностях и при непрерывном рабочем режиме. По сравнению с замкнутым контуром открытый контур отличается посредством реверсивного метода работы. Отрицательным для обеих систем является то обстоятельство, что их динамика регулирования уменьшается с повышением длины трубопровода.

**A2 Системы с насосом с постоянным рабочим объемом и с двигателем с регулируемым рабочим объемом (регулирование рабочего объема мотора)**

Такой вид конструктивного исполнения применяется на практике реже. По сравнению с A1 отрицательным сказывается то обстоятельство, что необходимо поддерживать минимальное число оборотов.

$$n_{\text{мин двиг}} = n_{\text{насоса}} \cdot \frac{V_{\text{насоса}}}{V_{\text{макс двигателя}}}$$

**A3 Системы с насосом с регулируемым рабочим объемом и с двигателем с регулируемым рабочим объемом (регулирование рабочего объема насоса и двигателя)**

Такая комбинация применяется везде там, где требуется очень широкий диапазон преобразования.

Не возникают никакие потери, обусловленные системой. Потери возникают только в результате потерь энергии в двигателе и насосе, а также в подпиточном насосе.

**В Системы связи с давлением**

**ВА Управление посредством сопротивления**

Такое управление часто применяется при периодическом режиме работы и при групповых приводах (например, металлообрабатывающие агрегаты, в области мобильных машин). На рис. 11 - 14 демонстрируются различные возможности для применения управления посредством сопротивления, при этом отдается предпочтение варианту, представленному на рис. 11, для более низких мощностей, а варианту на рис. 13 - для более высоких мощностей.

**ВА1 Управление посредством сопротивления с насосами с постоянным рабочим объемом (рис. 11)**

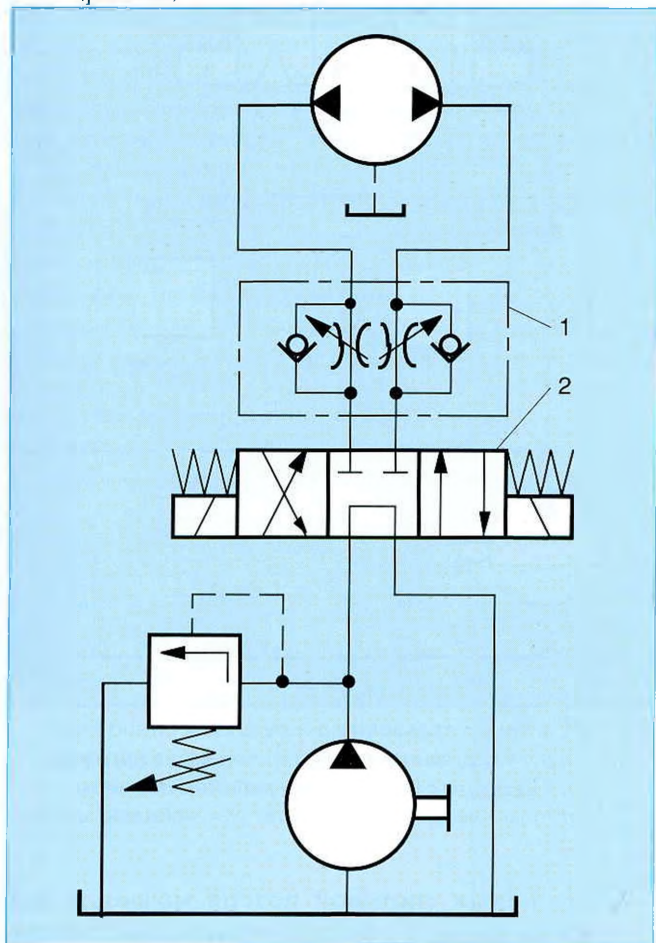


Рис. 11. Система управления посредством сопротивления с насосом с постоянным рабочим объемом

В гидросистеме, которая демонстрируется на рис. 11 и которая работает при постоянном рабочем давлении, управление осуществляется только посредством операций по дросселированию, т.е. с помощью клапана для ограничения давления контролируется рабочее давление. Объемная подача насоса, которая не требуется для потребителя, преобразовывается на клапане для регудирования давления в тепло, и, таким образом, может рассматриваться в энергобалансе как потеря. Разность давлений ( $p_p - p_L$ ) доводится до нуля на клапанах 1 и 2 и включается также в энергобаланс как потеря.

Обусловленная системой потеря мощности

$$P_V = (Q_p - Q_M) \cdot p_p + Q_M (p_p - p_M)$$

**ВА2 Управление посредством сопротивления с насосом с регулируемым рабочим объемом (рис. 12)**

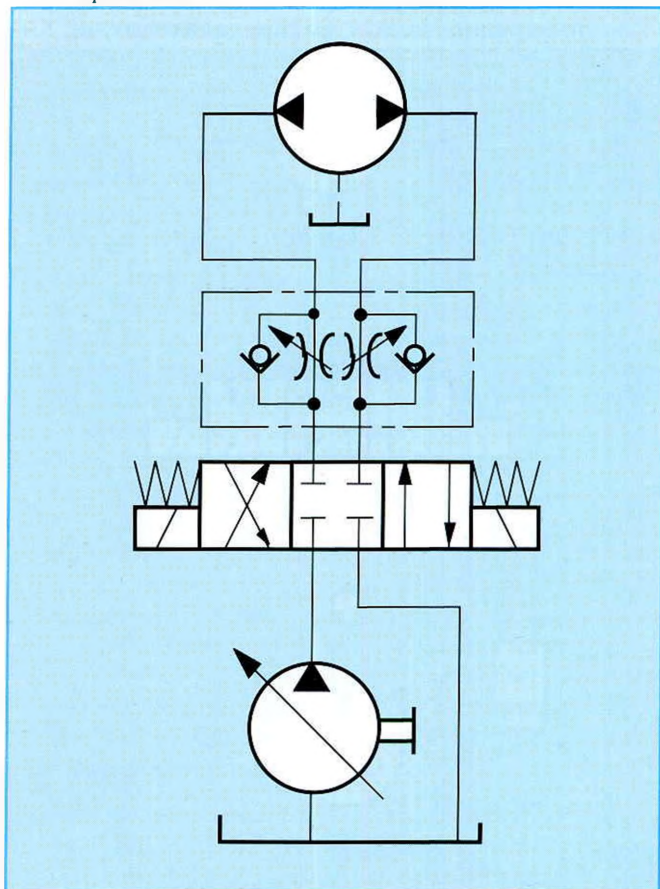


Рис. 12. Система управления посредством сопротивления с насосом с регулируемым рабочим объемом

В этой системе по сравнению с общепринятыми установками применяются насосы с регулируемым рабочим объемом. Их угол поворота, т.е. объемная подача насоса, регулируется при этом в насосной линии со стороны системного давления; насос подает только такое количество рабочей среды, которое требуется для потребителя. Отрицательно сказывается то обстоятельство, что при таких системах следует устанавливать на очень высокую величину давление срабатывания для того, чтобы потребителю можно было подавать питание даже при очень высоких нагрузках.

Обусловленная системой потеря мощности

$$P_V = (p_p - p_M) \cdot Q_M$$

ВА3 Управление, чувствительное к нагрузке

ВА3.1 Управление, чувствительное к нагрузке, с насосом с регулируемым рабочим объемом (закрытое среднее полож. распределителя (рис. 13))

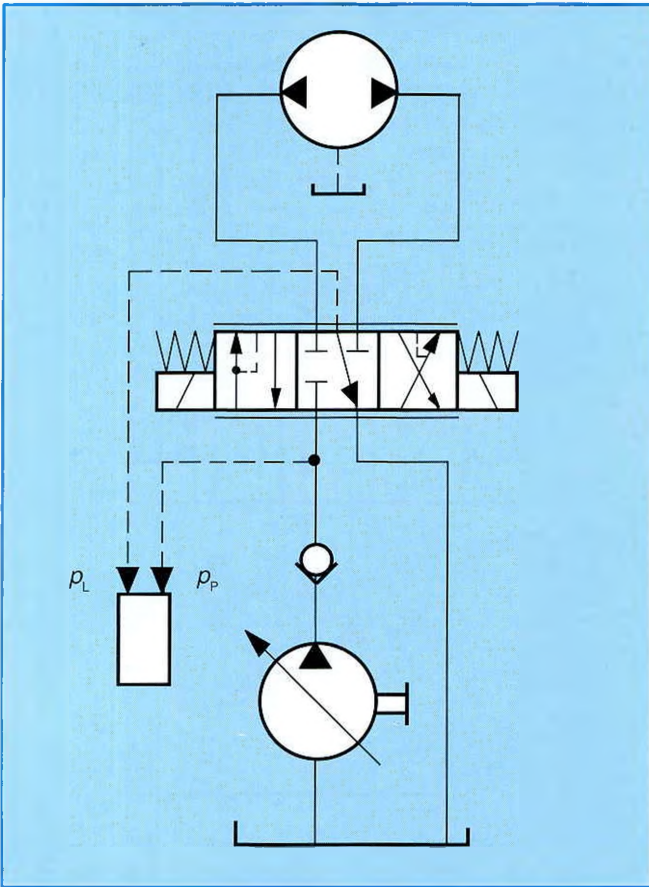


Рис. 13: Сист. управл. посредством сопротивл. с регулир., чувствительным к нагрузке, и с насосом с регулир. раб. объем. (примен. преимущ. для мобильн. машин)

С помощью системы обратной связи по давлению нагрузки можно согласовывать давление и объемный расход с требованиями потребителя. В распоряжение предоставляется только незначительно большее количество гидравлической мощности, чем это требуется для индивидуальных, различных потребителей (экономится энергия). Такое управление работает очень чувствительно к регулировке и почти не зависит от давления нагрузки (большое удобство при обслуживании).

Обусловленная системой потеря мощности

$$P_V = (p_p - p_L) \cdot Q_M \text{ при этом } p_p - p_L \approx \text{пост.} \approx 15 \text{ бар}$$

ВА3.2 Управление, чувствительное к нагрузке, с насосом с постоянным рабоч. объемом (открытое среднее полож. распределителя) (рис. 14)

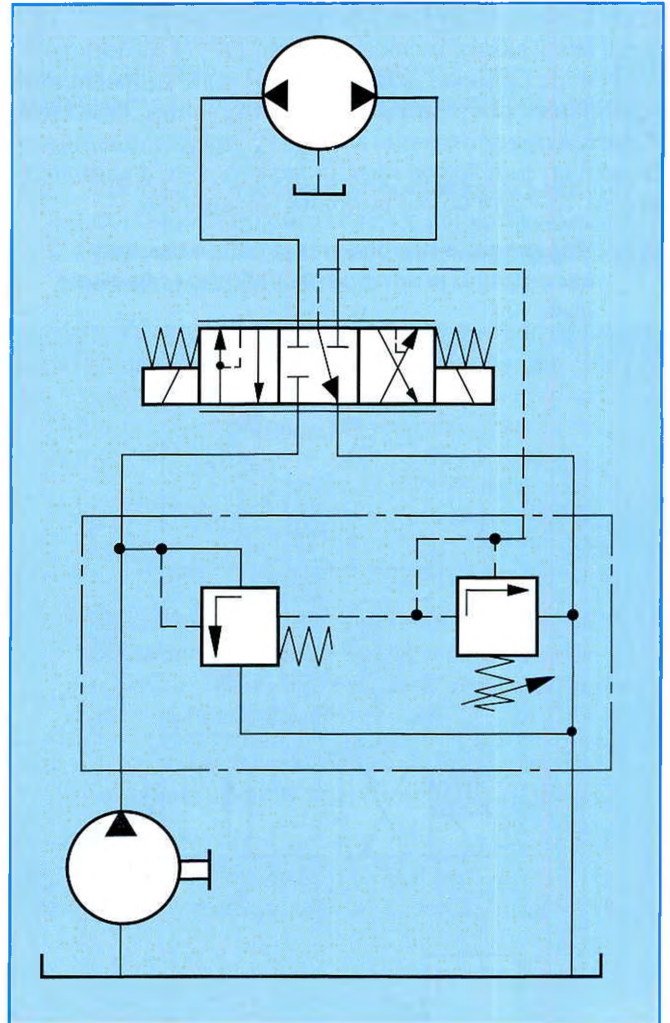


Рис. 14: Система управления посредством сопротивл. с регулированием, чувствительным к нагрузке, и с насосом с постоянным рабочим объемом (применяется преимуществ. для мобильн. машин).

Обусловленная системой потеря мощности при укомплектовании с помощью насоса с постоянным рабочим объемом

$$P_V = (Q_p - Q_M) \cdot p_p + Q_M (p_p - p_L)$$

$$P_V = (Q_p - Q_M) \cdot (p_L + 15 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2) + Q_M \cdot 15 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2$$

$$\text{с } p_p - p_L \approx \text{пост.} \approx 15 \cdot 10^5 \text{ н/м}^2 = 15 \text{ бар}$$

**ВВ Управление по принципу вытеснения (система с регулированием во вторичном контуре)**

**ВВ1 Регулирование во вторичном контуре (в зависимости от нужд потребителя) (рис. 15)**

Под регулированием во вторичном контуре понимается регулирование вторичного блока (на потребителе). В принципе это представляет собой регулирование скорости гидродвигателя. Если, как это бывает при определенных случаях, будет подводиться внешняя энергия к системе, двигатель будет работать как насос для того, чтобы поддерживать постоянной величины скорость или число оборотов. Поэтому речь идет в таком случае о вторичном блоке, а не о гидронасосе или о гидродвигателе.

Целый ряд авторов [10], [15] и [16,] описывает такую систему более подробно. Как и при описываемых под А приводах, не возникают никакие потери, обусловленные системой. Заслуживает интереса вторичное регулирование по [17] везде там:

— Где различные потребители работают вместе параллельно и с различной последовательностью (например, суда), где можно восстанавливать энергию от блоков, которые работают в состоянии торможения (генераторным способом) или того, чтобы с помощью такой энергии можно было приводить моторным способом в действие другие блоки (например, в подъемниках). Вследствие этого уменьшается в значительной степени установочная мощность.

- Где в наличии имеются большие расстояния между гидравлическим агрегатом и потребителем. Объемная упругость масла не играет в данном случае никакой роли, поскольку регулирование производится непосредственно за счет двигателя. Поэтому возможны высокودинамические операции по регулированию.
- Где требуется выгодное соотношение между мощностью и весом (например, суда, транспортные средства, турели, металлообрабатывающие станки). Гидравлические блоки являются более компактными и легкими, чем сравниваемые с ними электрические блоки [15].
- Где систематически повторяются рабочие циклы и где имеет возможность регенерировать энергию. Например, при транспортных средствах (городские автобусы, вилочные погрузчики, судовые лебедки, подъемники, центрифуги и т.п.), где можно накапливать энергию торможения и позже применять ее для ускорения. Или же также при гусеничных машинах, поскольку на повороте внутренние блоки действуют генераторным способом, а наружные блоки - моторным способом, так что при определенной скорости может восстанавливаться энергия.

В связи с этим следует взвесить, стоит ли отдавать предпочтение достигаемому успеху за счет расходов, связанных с установкой такой системы.

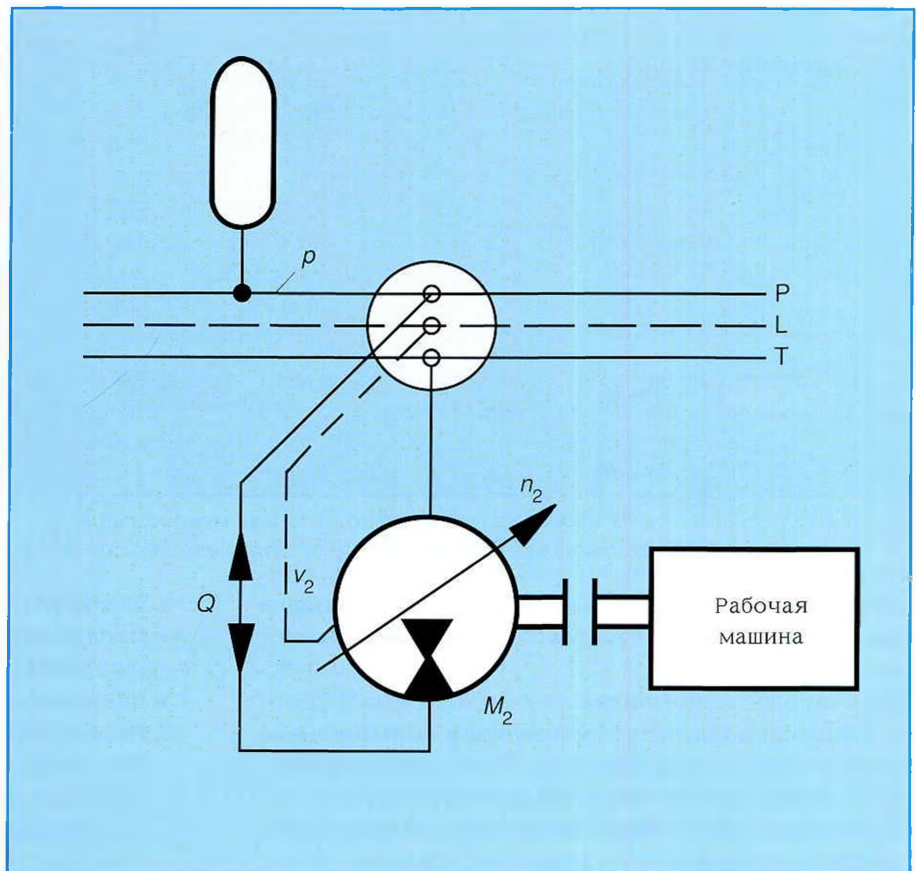


Рис. 15.  
Система со связью с давлением  
(регулирование во вторичном контуре)

### 3.4.2. Выбор насоса

На основании вышеприведенных изложений, а также определенного рабочего давления, были установлены граничные условия, которые указывают на

определенный тип насоса. В таблице №4 подаются и сравниваются типы и типоразмеры насосов.

Тип насоса		Обозначение фирмы Рексрот	Типоразмер соответствует рабочему объему в см <sup>3</sup>	$p_{\text{макс}} > p_{\text{ном}}$ в барах	Диапазон чисел оборотов в зависимости от типоразмера в мин. <sup>-1</sup>	Характеристика пульсации	Уровень шума	Кпд $\eta_{\text{т max}}$	
Насосы с постоянн. рабочим объемом	Шестеренные насосы	с внешним зацеплением	G2	3 до 100	250	500 до 5000	[желтый]	85	
		G3	250		bis				
	G4	250	90						
		с внутренним зацеплением	GM	25 до 50	210	900 до 1800	[красный]	[красный]	90
		Пластинчатый насос	V2	10 до 36	175	900 до 3000	[зеленый]	[зеленый]	86
		Радиально-поршнев. насос	R4	0,4 до 20	700	1000 до 3400	[желтый]	[зеленый]	90
Насосы с регулируем. рабочим объемом	Пластинчатый насос	V3	12 до 63	100	1000 до 1800	[зеленый]	[зеленый]	85	
		V4	20 до 125	160	750 до 2000			85	
		V5	8 до 63	70	900 до 1800			85	
	Аксиально-поршневые насосы	Конструкция с наклонным диском	A4V	28 до 250	450	500 до 4250 *	[синий]	[синий]	91
			A4VSO	28 до 250	450	500 до 4250 *			91
			A4VSG	28 до 250	450	500 до 4250 *			91
			A10VO	28 до 100	315	1000 до 3000			91
			A10VSO	28 до 100	315	1000 до 3000			91
		Конструкция с наклонным блоком	A2V	250 до 1000	400	500 до 2500 *	[синий]	[синий]	92
			A7VO	20 до 1000	400	500 до 4100			92
	A7V		20 до 1000	400	500 до 4100	92			
		A8VO	28 до 107	400	500 до 3150	[синий]	[синий]	92	

хорошо
  лучше
  очень хорошо
  превосходно

\* замкнутый контур

Таблица 4: Сравнение типов насосов относительно их самых важных свойств

Данные были взяты из кат.(5) и привод по отшению к минеральному маслу в качестве рабочей среды.

Требования, предъявляемые со стороны постановки задания, все сильнее сужают границы типа и типоразмера насосов.

При этом стоит упомянуть:

- Диапазон давлений: постоянное и максимальное давление с допустимостью во времени, с характеристикой при частом изменении давления
- Диапазон числа оборотов: верхний и нижний пределы

- Взаимодействие давления и числа оборотов
- Предполагаемый срок службы при различных профилях нагрузки (непрерывная нагрузка, частичная нагрузка, перегрузки, пики давления)
- Рабочая среда: условия для загрязнения, температурные условия (NAS, вязкость) см. в разделе "Рабочие жидкости".
- Характеристики коэффициента полезного действия в различных случаях нагрузки

- Годность при равномерном и сильно колеблющемся расходе
- Надежность в работе и уровень шума
- При насосах с регулируемым рабочим объемом: скорость изменения регулируемой величины и диапазон скорости. Размер внутренних потерь на утечку, выбор устройств по регулированию
- Удобство для теххода и для содержания в исправности

Некоторые из вышеуказанных аспектов будут здесь описываться более подробно.

**Коэффициент полезного действия  $\eta$**

Данный аспект заслуживает интереса прежде всего при высоких мощностях и высоком коэффициенте использования = (рабочее время/общее время).

Низкий коэффициент полезного действия  $\eta$  (кпд) или высокая потеря мощности поведут к нагреванию среды (масла) и потребуют обширных мероприятий по охлаждению.

В связи с этим играет также важную роль коэффициент использования.

$$\eta_A = \frac{\bar{V}}{V_{\text{макс.}}} \tag{19}$$

$\eta_A$	Применение
> 80 %	высокий →
30 < 80 %	средний →
< 30 %	низкий →
	Нас. с постоянн. рабоч. объемом. Нас. с регул. рабоч. объемом. Нас. с постоянн. рабоч. объемом. с гидроаккумулятором

Таблица 5. Ориентировочные  $V > 0$

**Срок службы**

Срок службы зависит в сильной степени от рабочего давления "р" (например, срок службы шарикоподшипников понижается при увеличенном вдвое рабочем давлении на 1/8), а также от загрязнения рабочей среды и от ее температуры.

**Уровень шума**

Принцип подачи у всех вытеснительных машин аналогичный. Их нагнетательные камеры во время циркуляции непрерывно заполняются, после этого во избежание обратных потоков они закрываются и в заключение для вытеснения содержимого они снова открываются.

Такой прерывистый процесс вызывает пульсацию давления, а вследствие этого колебания, которые передаются к другим деталям установки в виде шума жидкости и корпусного шума. Кроме того, излучают насосы, вследствие вышеописанного процесса подачи, воздушный звук на своих поверхностях.

Для понижения таких шумовых нагрузок предлагается в общем проведение следующих мероприятий:

- предотвращать передачу корпусного шума (установка на гасящих вибрацию элементах и т.п.)
- ограничить распространение шума жидкости и корпусного шума (аккумуляторы и шумоглушители)
- избегать дополнительных вибрационных возбуждений.

Подробную информацию Вы найдете в разделе "Мероприятия по снижению шума" или в [18].

**Среда**

Если будут применяться другие рабочие среды, чем минеральное масло, целесообразным будет обратиться за информацией к изготовителю гидросистемы.

**3.4.3. Масляный резервуар**

Другим важным компонентом приводного агрегата является масляный резервуар.

К его назначению относится, кроме приема требуемой напорной жидкости, отделение загрязнений, влагоотделение и воздухоотделение, теплообмен, а также "успокоение" поступающей среды.

В большинстве случаев применения, кроме того, на нем следует предусматривать устройства для крепления таких гидрокompонентов, как насосы, клапана и принадлежности, как аккумуляторы, фильтры и т.п. это не всегда требуется при крупных установках и централизованных системах смазки.

Вышеуказанные пункты предьявляют определенные требования к конструктивному оформлению и к типоразмеру резервуара. Они формулируются в правилах Союза немецких инженеров 3230 следующим образом:

- статическая и динамическая жесткость
- благоприятный отвод потерянного тепла
- удобный техход

Подробное описание см. в разделе "Конструкция/металлоконструкция"

**3.4.4. Принадлежности**

Сюда относятся, между прочим, такие приборы, которые выполняют функции по фильтрации и по аккумулярованию среды, регулируют тепловой режим установки (охладитель, нагрев) и которые сигнализируют эксплуатационные параметры, например давления. Здесь не будут описываться критерии для выбора таких приборов, их укомплектование и конструкционные особенности, поскольку такие вопросы рассматриваются подробно в последующих разделах.

Подробные данные к таким важным аспектам проектирования, как система трубопроводов для отдельных компонентов, мероприятия по снижению шумовых нагрузок, антикоррозионная защита, а также в вод в эксплуатацию гидросистем и техход за ними, Вы найдете в последующих разделах.



## 4 Документация технического опыта

Документация в этой связи представляет собой систематическое соби́рание информации, их обработка и использование. На этом месте следует упомянуть, что самая лучшая информация не представляет собой ценности, если она не будет использована. Источники информации - это, наряду со статьями в журналах, описаниями изобретений к патентам и т. п., прежде всего опыт, который был накоплен при проектировании и выполнении заказа уже сооруженных систем. Собранная информация ориентируется исключительно на активную деятельность, т. е., она не предназначается на хранение в ящиках письменного стола.

Документация охватывает в основном два аспекта:

1. Обеспечение инженера по проектным работам (плановика) документацией, соответствующей последнему уровню развития техники
2. Указание таких целесообразных методов и решений, которые уже хорошо проявили себя на практике и которые имеются в распоряжении. Сюда включается также вопрос рентабельности.

В общем инженеры решают поставленные перед ними задания со знанием своего дела и с учетом наибольшей экономической эффективности. Во время такого процесса по решению задачи необходимо принять большое количество решений, результаты которых будут тем ценнее, чем ближе они будут приближаться к оптимуму и чем быстрее они воплотятся в жизнь. Решения с таким результатом могут достигаться легче, если будет своевременно предоставляться в распоряжение, т. е. в начале работ по проектированию, требуемый в этой области выбор информации. Поэтому документация, т. е., предоставление в распоряжение и накопление, а также пере-

дача опыта играет решающую роль для лучшего решения новых, будущих постановок заданий.

## 5 Рентабельность

Для того, чтобы можно было сделать выводы о рентабельности, необходимо подразделить возникающие с этим расходы и вследствие этого представить их с требуемой наглядностью.

На основании рис. 16 становится ясно, что планировку в начале проектирования не является возможным наперед определить расходы. В открытой или предварительной калькуляции приводятся поэтому опытные данные из сопоставимых проектов. Насколько цены предложения конгруэнтны с конечными ценами, относится также к вопросу "ноу-хау" оферента. Можно установить, что для покупателя всегда будет выгоднее приобретать комплектную систему; ко всему этому такое приобретение гарантирует безукоризненное техобслуживание. Вторым преимуществом является пониженное количество возможных источников погрешностей, например, никаких проблем почти нет с устройствами сопряжения, оптимальное согласование электрооборудования и электронной системы с гидросистемой. Поскольку только инженер-проектировщик несет ответственность за проектирование и выполнение, сводится к минимуму риск для покупателя.

В заключение следует заметить, что имеет смысл сопоставлять покупную стоимость с эксплуатационными расходами. Очень часто пользователь отдает предпочтение дешевым предложениям, не учитывая при этом важные расходы в будущем на ввод в эксплуатацию, техуход и на энергию.

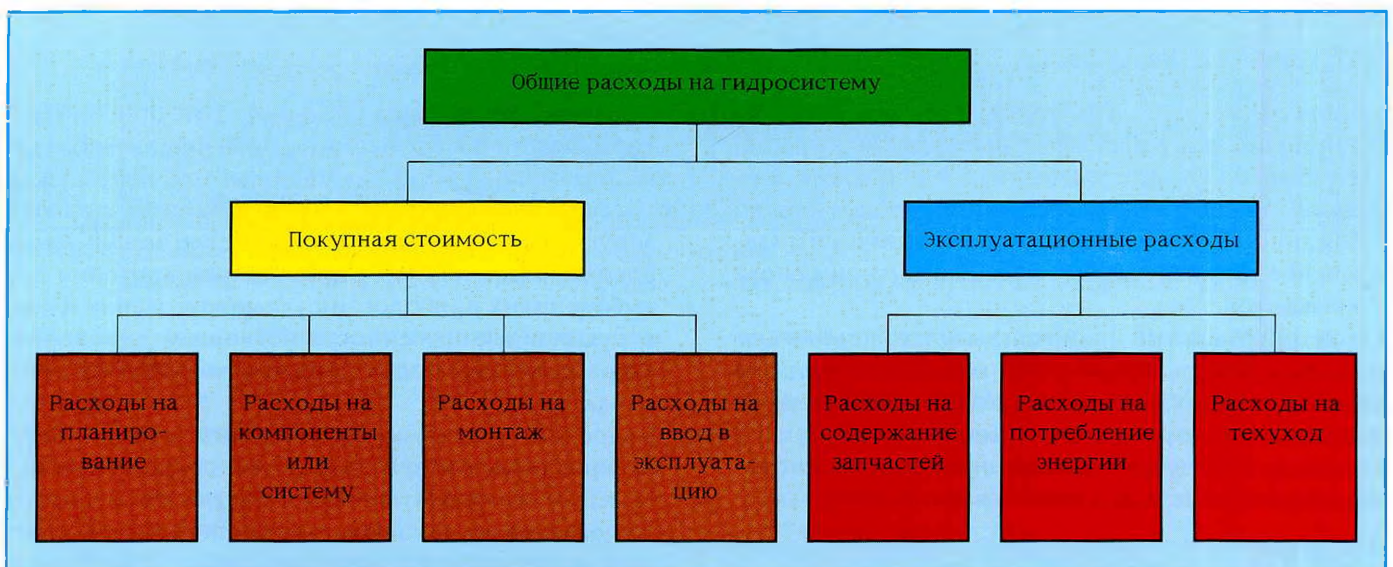


Рис. 16. Совокупность общих расходов на гидросистему

## 6 Руководство для проектирования

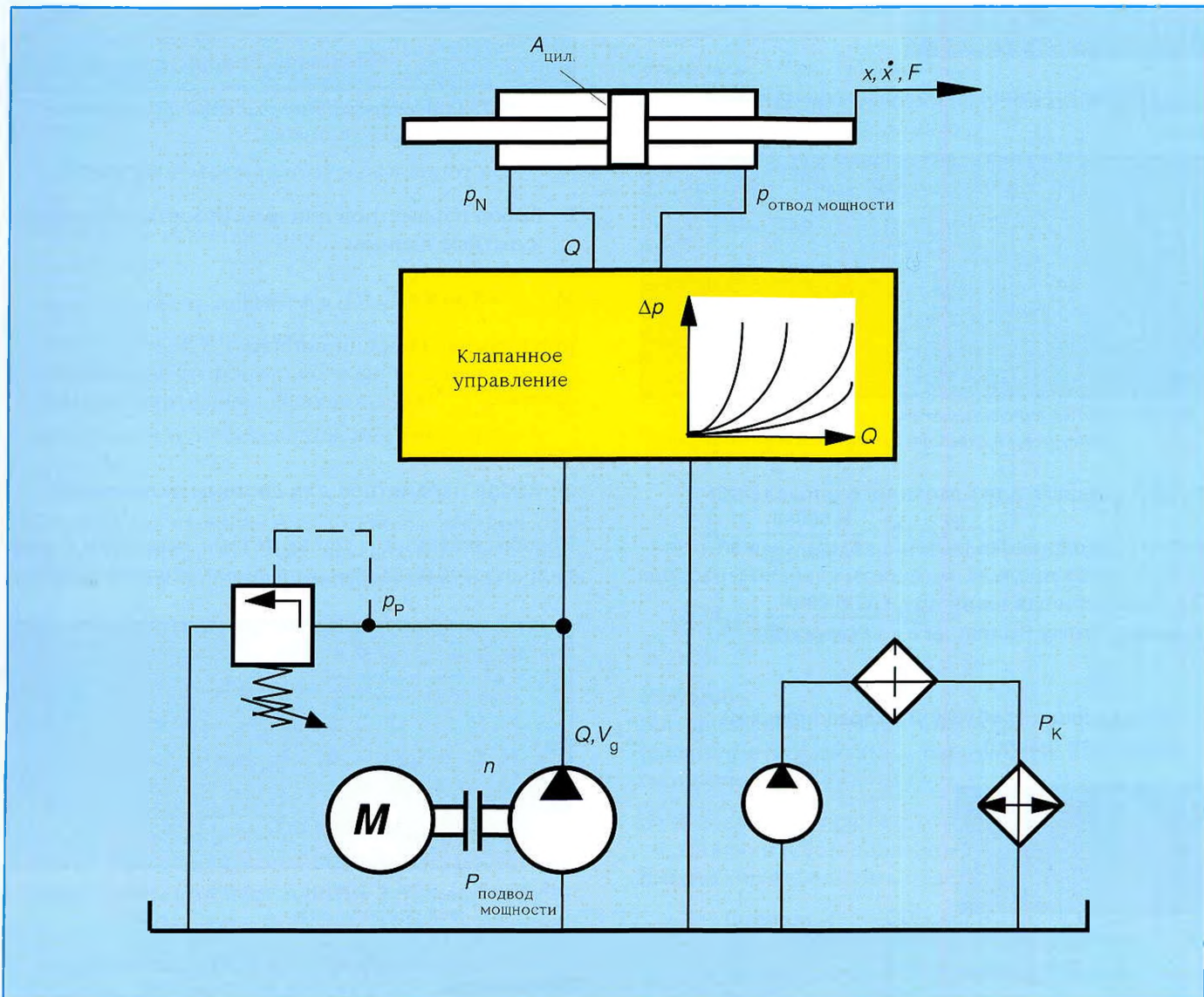


Рис. 17: Схема гидроустановки;  $x, \dot{x}, F$  - это требуемые со стороны пользователя габариты для отвода мощности

### Способ действий при выборе параметров для системы

#### А Выбор параметров для гидроцилиндра

$$F = p_N^* \cdot A \quad \Rightarrow \quad A = F / p_N^*$$

$p_N^*$ : первоначально установленное давление в системе (опытные данные, см. в таблице №1)

В каталоге [5] подается типоразмер (условие  $A_{\text{цил}} \geq A$ ) соответствующего гидроцилиндра.

#### Б Выбор параметров блока обеспечения питанием

$$Q_p \geq Q_{\text{цил}} \quad Q_{\text{цил}} = A_{\text{цил}} \cdot \dot{x} \quad Q_p = V_g \cdot n \cdot \eta_v$$

$V_g$ : геометрический рабочий объем

$n$ : число оборотов

$\eta_v$ : объемный кпд, см. в каталоге [5]

Согласно требованиям следует выбрать соответствующую комбинацию из гидронасоса ( $V_g$ ) и электродвигателя ( $n$ ).

$$P_{\text{под мощ}} \geq \frac{P_{\text{отв мощ}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{F \cdot x}{\eta_{\text{общий}}}$$

$\eta_{\text{общий}}$ : общий коэффициент полезн. действия (общий КПД)

$\eta_{\text{общий}}$	Тип насоса
0,8	Шестерен.нас. с внутрен. зацепл.
0,8	Аксиально-поршневой насос
0,8	Радиально-поршневой насос
0,7	Пластинчатый насос
0,65 до 0,7	Шестерен. насос с наружным зац.
0,5	Центробежный насос

Таблица 6: Ориентировочные значения для общего КПД установки в зависим. от применяемого насоса

### В Выбор парам. для клапанного управления

Выбор номинального размера клапана зависит между прочим от предела мощности клапанов, расхода  $Q$  и от потери давления  $\Delta p = f(Q)$ .

Данные к этому Вы найдете в каталоге [5].

### Г Определение требуемой гидравлической мощности (насос)

$$P_p = \frac{Q_p \cdot p_p}{\eta_t}$$

$\eta_t$ : общий КПД насоса, см. в каталоге [5]

$$c p_p = F/A_{\text{цил.}} + \Delta p_v$$

$\Delta p_v$  - это величина на основании опытных данных, которая в зависим. от типа устан. может составлять 10...50 бар. Она зависит от скорости пот. и от вида и длины трубопровода.

$$P_p < P_{\text{подв. мощн.}}$$

### Д Выбор параметров для поперечного сечения трубопровода (опытные данные)

$$d_{\text{трубы}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot v_{\text{макс.}}}}$$

$v_{\text{макс.}}$ : максимальная скорость жидкости

Она зависит от длины трубы, рабочего давления и от условий установки.

$v_{\text{макс.}}$ в м/сек.	для
0,5 до 1,0	всасывающего трубопровода сливного трубопровода напорного трубопровода
3	
5	

Таблица 7: Ориентировочные значения для скоростей жидкостей в трубах

### Е Выбор параметров для вместимости резервуара (опытные данные)

$$V_{\text{резерв.}} = 3 \text{ до } 5 \times Q_p \text{ (} Q_p \text{ в л/мин.)}$$

при больших гидроцилиндрах

$$V_{\text{резерв.}} \approx 3 \times V_{\text{цил.}}$$

### Ж Выбор параметров для системы охлаждения

Преобразованная в тепло потеря мощности одной гидравл. системы зависит в сильн. степени от устан.

$x = \frac{\text{охлаж. способ. } P_k}{\text{производ. насоса } P_p}$	Гидросистема
0,1 до 0,3	стандартная система система с гидроаккумулятором сервосистема
0,2 до 0,5	
0,5 до 0,9	

Таблица 8: Опытные данные для определения охлаждающей способности

### Примечание

О выборе параметров для гидроаккумуляторов, а также о размещении и тонкости фильтров, даются указания в соответствующих разделах.

## 7 Пример проектирования

В заключение хочется наглядно показать на основании одного простого примера (шлюз для лодок) ход действий при проектировании гидросистемы.

От клиента требуются при этом следующие краевые условия:

- рабочее перемещение отдельных ворот  $s \approx 1$  м
- требуемые силы привода  $F_N \approx 80$  кВт
- простая конструкция
- без электрической связи
- в любое время процесс должен быть обратимым (предохранительная функция)
- длительность процесса шлюзования около 5 минут

Сначала будет уточняться постановка задания, это значит, что придется еще определить некоторые требуемые для выбора параметров величины:

- сила тяги и сила сжатия ворот  $F_{N1,3} = 64$  кН
- сила тяги и сила сжатия плоских затворов  $F_{N2,4} = 14$  кН
- продолжительность открытия ворот  $t_{A1,3} = 30$  сек.
- продолжительность закрытия ворот  $t_{Z1,3} = 60$  сек.
- продолжительность открытия затворов  $t_{A2,4} = 180$  сек.
- продолжительность закрытия затворов  $t_{Z2,4} = 30$  сек.

Если нет возможности использовать прежние, подобные этим, решения проблемы, то непременно следует составить схему соединений (рис. 18 и 19) и функциональную схему (рис. 20).

Поскольку система должна работать путем периодического режима работы и при низком давлении, а также в связи с тем, что система должна отличаться своей простой конструкцией и выгодной стоимостью, применяется согласно указаниям в таблице № 3 открытый контур.

Рабочее давление устанавливается в соответствии с инструкцией DIN-нормы 19 704 для металлических гидротехнических сооружений. Оно устанавливается вследствие требуемого аварийного или ручного режима на  $p_{\text{макс}} = 120$  бар.

Номинальное давление установки вычисляется следующим образом:

$$P_{\text{ном установки}} = P_{\text{макс}} - P_{\text{потери установки}}$$

При этом потери установки на основании опыта определяются на глаз в размере  $p_{\text{потери установки}} = 30$  баров. Давление установки устанавливается на  $p_{\text{ном установки}} = 90$  баров.

Как это изображается на схемах переключений (рис. 18 и 19), в качестве элементов отвода мощности служат гидроцилиндры. Габариты цилиндров определяются на глаз следующим образом, пренебрегая при этом потерями:

$$F_N \approx p \cdot A \quad \text{или}$$

$$A \approx F_N / p$$

$$A_{1,3} \approx \frac{64000 \text{ N}}{900 \text{ N/см}^2} \approx 71 \text{ см}^2$$

$$A_{2,4} \approx \frac{14000 \text{ N}}{900 \text{ N/см}^2} \approx 15,5 \text{ см}^2$$

**Указание:**

При дифференциальных цилиндрах в наличии две различные поршневые поверхности или рабочие скорости.

На основании каталога [5] с помощью установленного давления и установленных геометрических данных можно определять отдельные цилиндры:

Цилиндр 1	CD 250 В	125/70 x 1030
Цилиндр 2	CD 250 В	63/45 x 350
Цилиндр 3	CD 250 В	125/70 x 1030
Цилиндр 4	CD 250 В	63/45 x 350

В связи с этим следует отметить, что согласно соотношению выбор гидроцилиндра оказывает также влияние на габариты насоса. Если будут известны рабочее давление, объемный расход, а также установленная схема переключений, то на основании этого могут определяться размеры отдельных компонентов, а вследствие этого и сами компоненты, например, клапана.

После того, как будут установлены мощность отвода, а также потери отдельных управляющих звеньев, и вследствие этого будет известна требуемая энергия для привода гидросистемы, можно определить блок питания, состоящий из насоса, резервуара и принадлежностей (например, фильтры, батарея для осушения воздуха). Учитывая расходы, выгодно будет применять стандартные приводы.

В данном случае могут выбираться стандартные детали конструкции и монтироваться на масляном резервуаре со специальными габаритами.

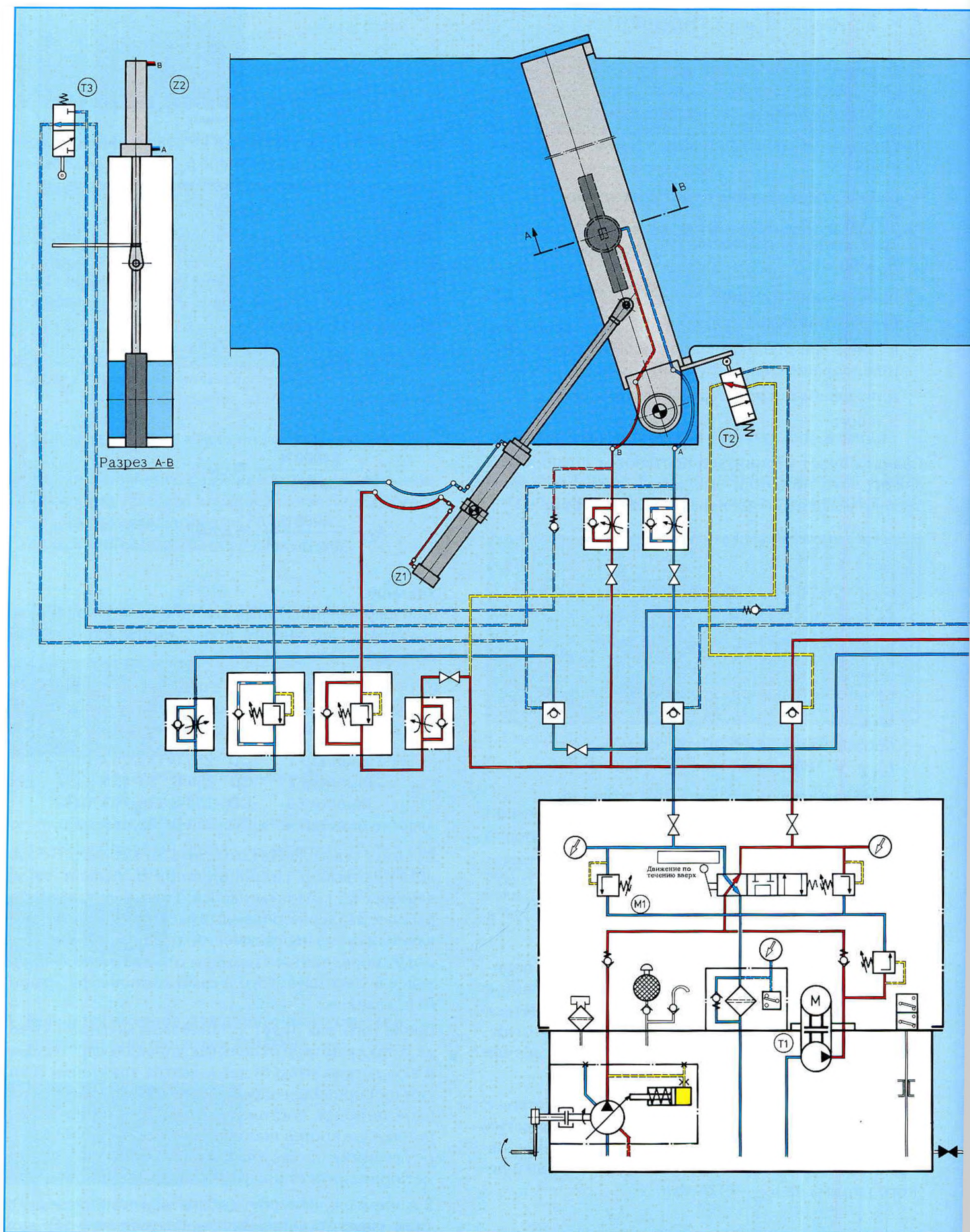
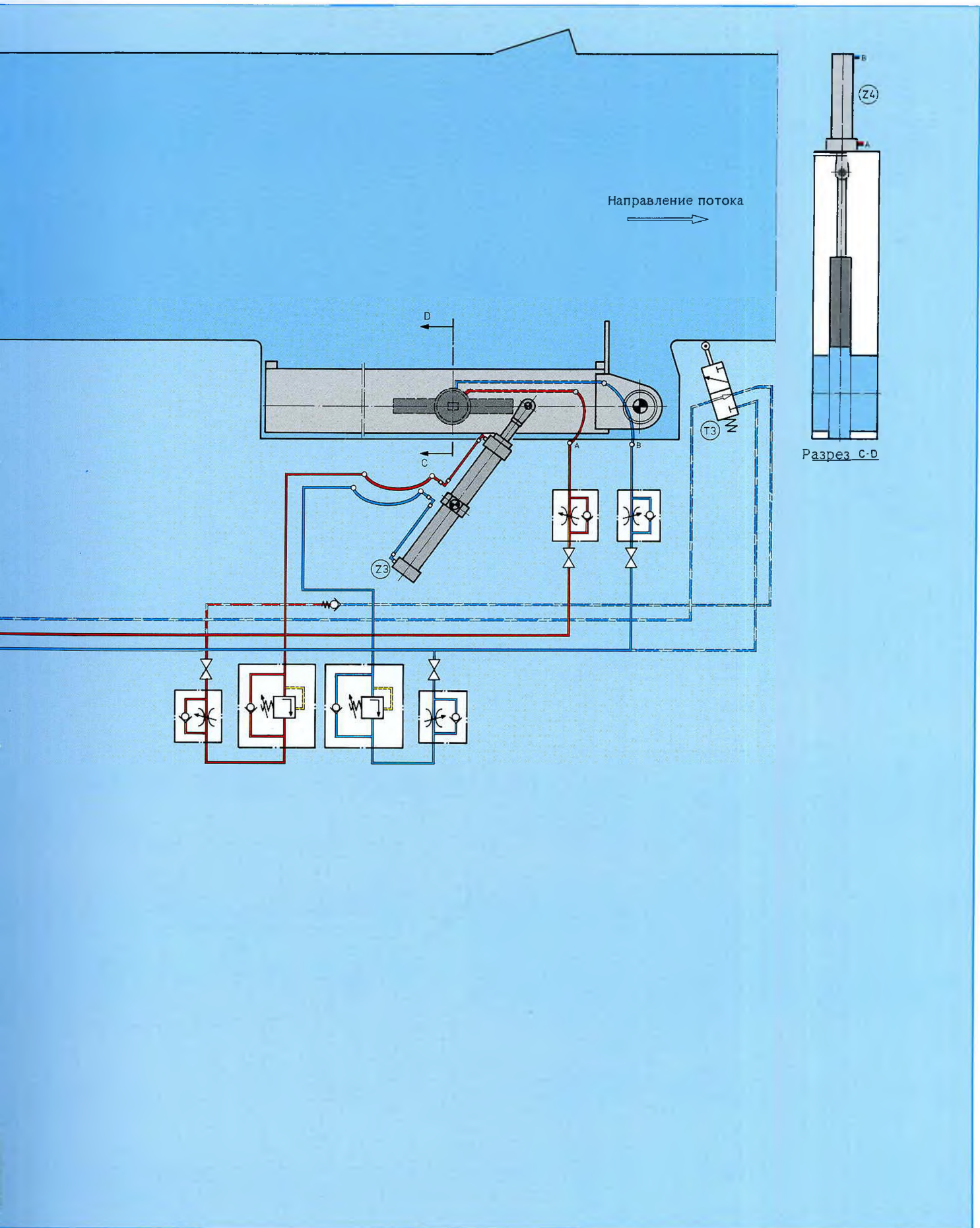


Рис. 18: Схема шлюза для лодок (движение по течению вверх)



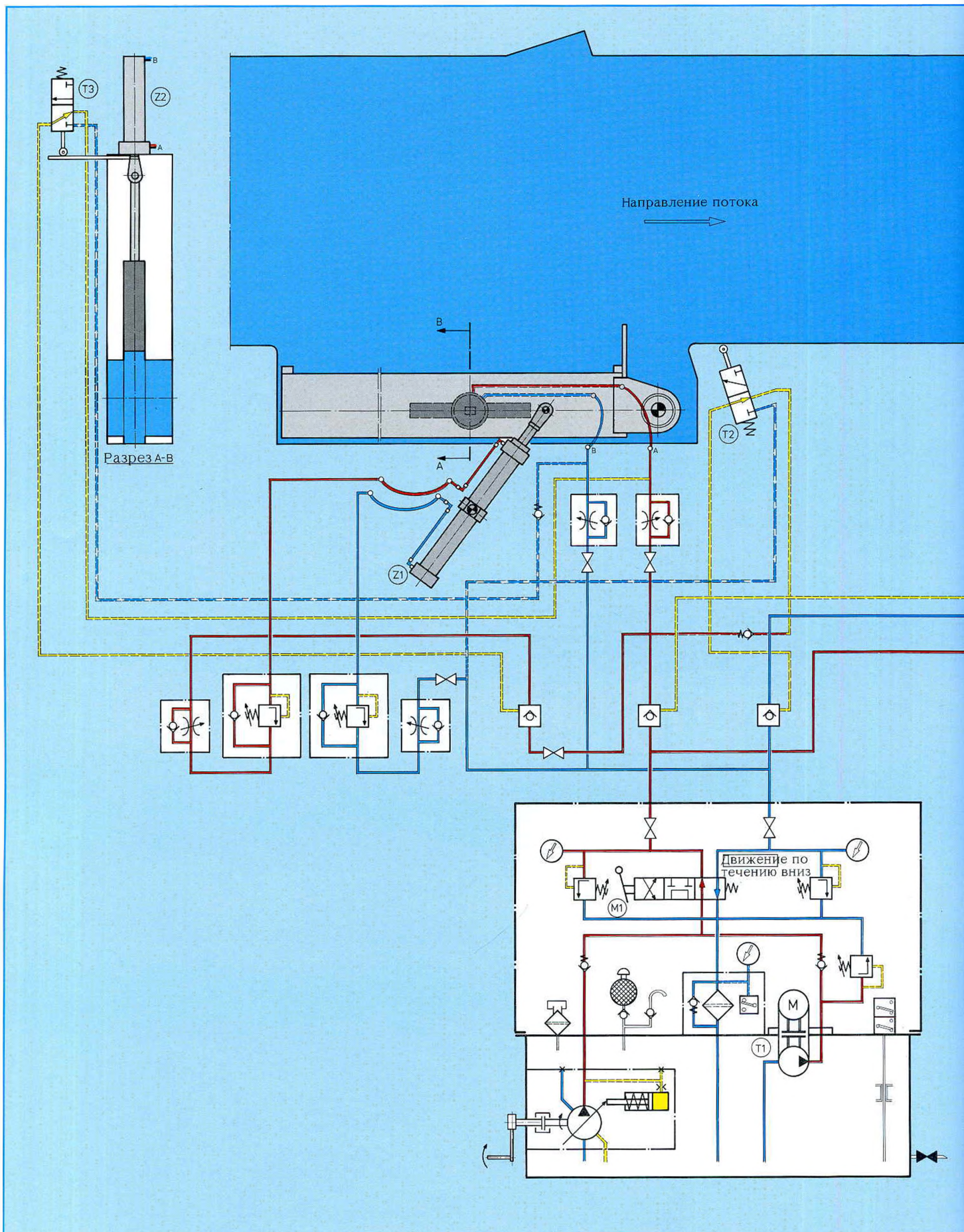
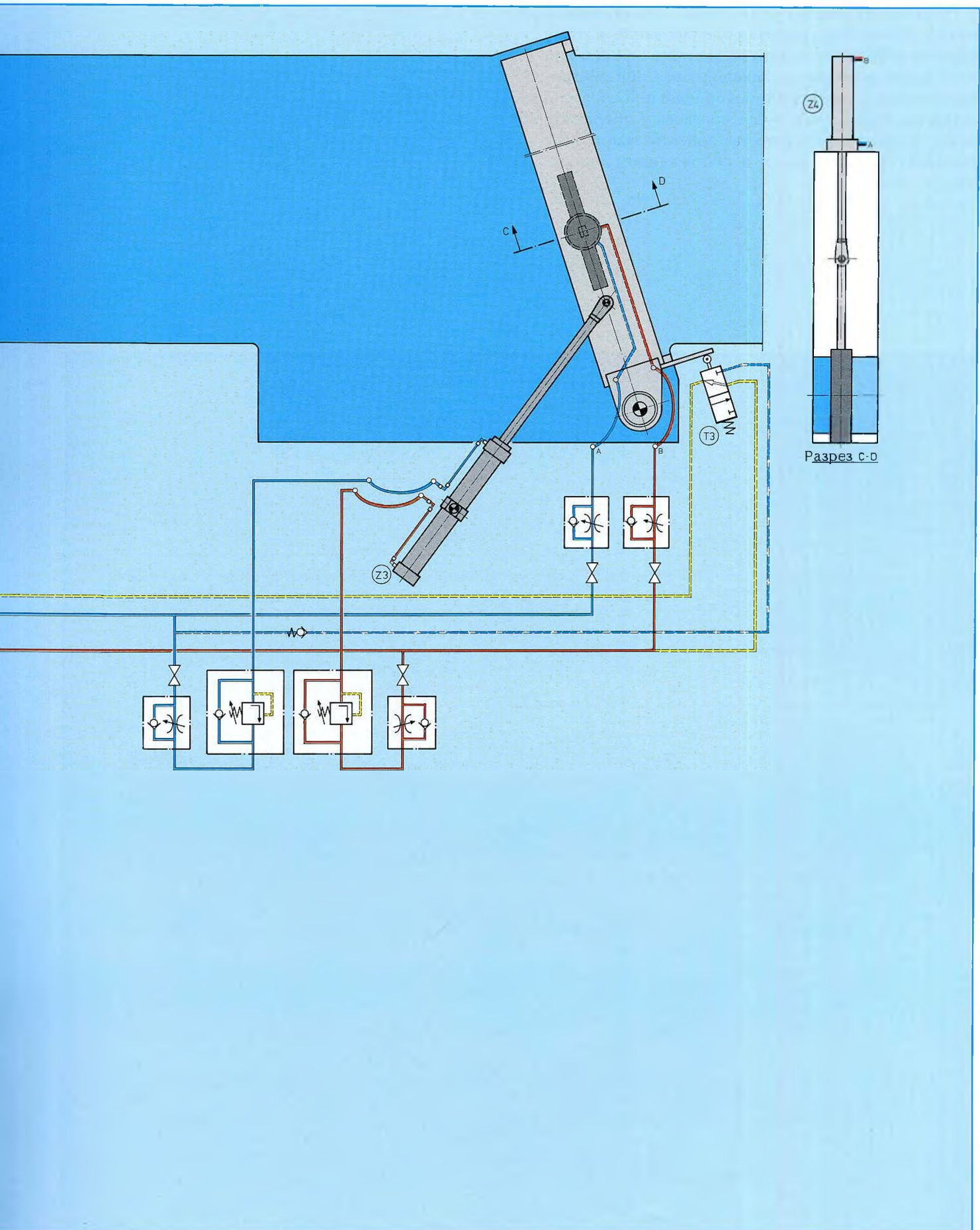


Рис. 19: Схема шлюза для лодок (движение по течению вниз)

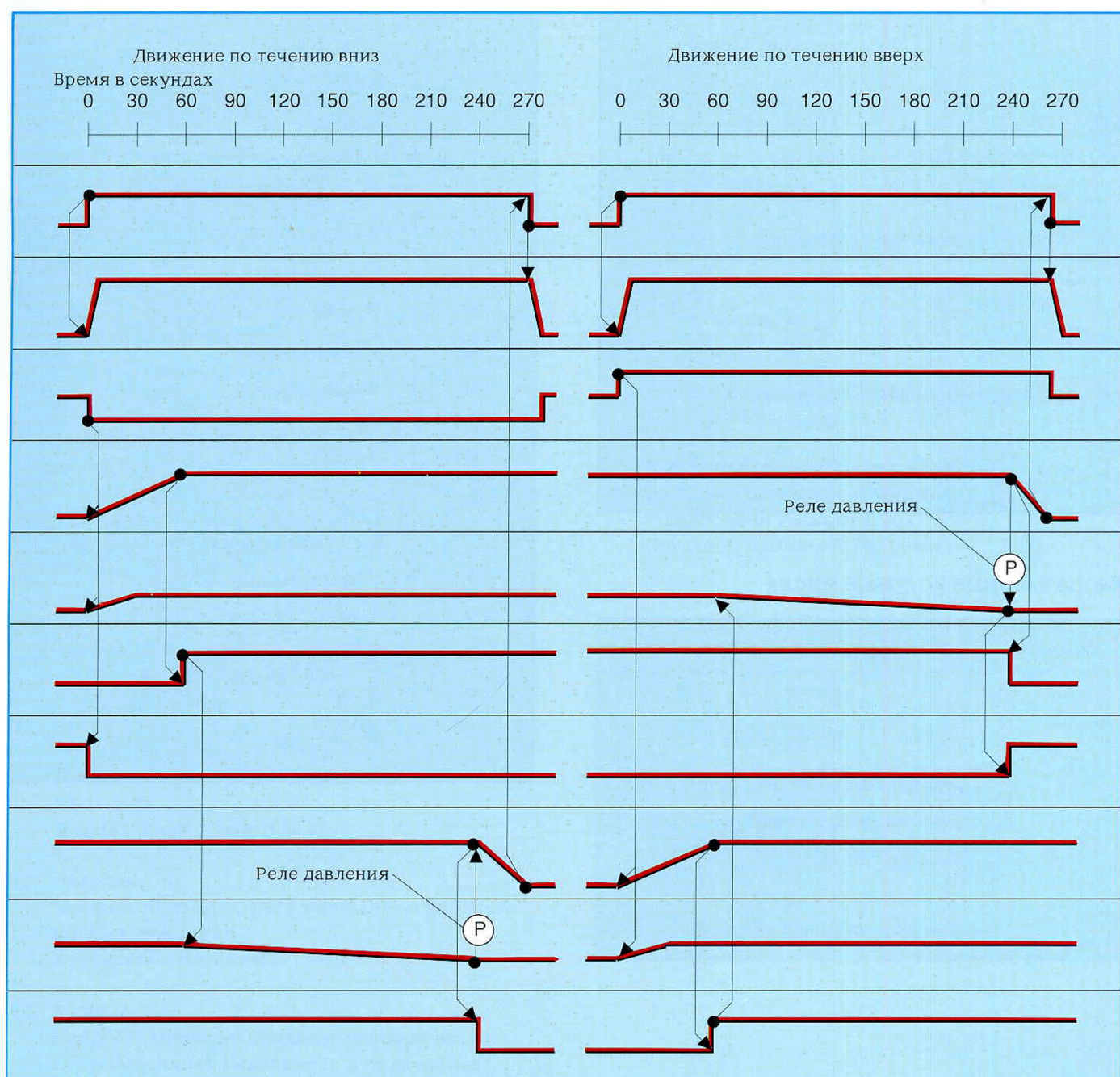




В предварительной калькуляции определяется стоимость системы, включая планирование, к этому следует добавить расходы на монтаж и ввод в эксплуатацию, которые устанавливаются при обзримых расходах согласно твердой цене или согласно затратам. Если клиент будет согласен с предложением, то тогда переходят к выполнению заказа, сюда включаются конструкция и сооружение гидросистемы.

П/п	Наименование	Обозначение	Состояния	Единица измерения	Величина
1	Клавиша	1.1	включить выключить		
2	Приводной агрегат	T 1	вращающийся	мин. <sup>-1</sup>	1500 0
3	Гидрораспределитель	M 1	движение по течен. вверх, средняя поз., движение по течению вниз (ручное срабатывание)		
4	Цилиндр ворот верхней головы шлюза	Z 1	закрыть открыть	мм	1030 0
5	Запорный цилиндр заполнения	Z 2	закрыть открыть	мм	350 0
6	Гидрораспределитель с роликовым управлением Затвор отверстия для наполнен.	T 2	закрыть открыть		
7	Гидрораспределитель с роликовым управлением Затвор отверстия для наполнен.	T 3	закрыть открыть		
8	Цилиндр ворот нижней головы шлюза	Z 3	закрыть открыть	мм	1030 0
9	Затвор для опорожнения	Z 4	закрыть открыть	мм	350 0
10	Гидрораспределитель с роликовым управлением Ворота нижней головы шлюза	T 3	закрыть открыть		

Рис. 20: Схема состояния шлюза для лодок согласно рис. 17



## 8 Список символов, безразмерных кодовых чисел и индексов

### Символы

Символ	Единица измерения	Наименование
$a$	мм <sup>2</sup>	Поверхн. открытия, пов. поршня со стор. штока
$A$	мм <sup>2</sup>	Поверхность Поверхность поршня
$d, D$	мм	Диаметр (поршень, труба)
$F$	Н	Сила
$l$	м	Длина трубы
$M$	Нм	Момент
$p$	Н/м <sup>2</sup>	Давление
$P$	Ватт	Мощность
$Q, V$	м <sup>3</sup> /сек.	Объемный расход
$s$	м	Перемещение
$t$	сек.	Время
$v$	м/сек.	Скорость потока
$\omega$	сек. <sup>-1</sup>	Угловая скорость

### Безразмерные кодовые числа

Символ	Наименование
$\alpha$	Угол
$\eta$	Кпд
$\lambda$	Коэффициент пот. на трение в трубе
$\xi$	Коэффициент потерь
$\rho$	Плотность
$\phi$	Соотношение площадей
$W$	Диапазон преобразования

### Индексы

Символ	Наименование
ab	Отвод мощности
ap	Подвод мощности
Api	Установка
b	Ускорение
e	Эффективно
G	Вес
ges	Общий
h	Гидравлически
K	Поршень
L	Нагрузка
m	Механически
M	Двигатель
max	Максимально
N	Номинальный
P	Насос
R	Трение
Sp	Щель
T	Длительность такта
th	Теоретически
V	Потеря
Z	Цилиндр
1	Вход
2	Выход

## 9 Список литературы

- [1] Инструкции Союза немецких инженеров (VDI), VDI 3260 (ФРГ) Принципиальные схемы рабочих машин и производственных установок  
Издательство Союза немецких инженеров ГмбХ, Дюссельдорф, 1977 г.
- [2] Эбертсхойзер, Х.,  
Планирование гидравлических установок  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика"  
(1984 г.)
- [3] Обермайер, Г.  
Рассмотрение сил на включаемых по дифференциальной схеме напорном цилиндре и цилиндре, работающем на растяжение,  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика",  
октябрь, 1966 г.
- [4] Кремер, О.  
Опытно-конструкторские работы по проектированию цилиндра для машин по переработке пластмасс  
Рексрот, симпозиум специалистов, 1985 г.
- [5] Компоненты гидросистемы, RD 00 101  
Каталог программы поставки предпринимательской группы Маннесманн Рексрот
- [6] Учебный курс гидравлики, том 1-ый  
Маннесманн Рексрот ГмбХ  
2-е издание 11.80
- [7] Учебный курс гидравлики, том 2-й  
Маннесманн Рексрот ГмбХ  
1-е издание 1.86
- [8] 7. А.Ф.К.  
Гидравлика экономящая энергию,  
журнал Флуид, апрель 1986 г.
- [9] Роорда, Т.  
Потери на выгодном уровне  
(Система управления, чувствительная к нагрузке)  
журнал Флуид, май 1986 г.
- [10] Николаус, В.  
Техника привода с регулированием рабочего объема двигателя,  
журнал Флуид, апрель 1985 г.
- [11] Маир, А.  
Гидростатические приводы ходовой части  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика",  
июль 1985 г.
- [12] Рюккгауэр, Н.  
Гидравлические приводы в краностроении  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика",  
март 1986 г.
- [13] Маир, А.  
Гидростатические приводы для дорожных катков  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика",  
август 1983 г.
- [14] Вист, В.  
Гидростатические приводы для сельскохозяйственных машин и тракторов  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика",  
июль 1983 г.
- [15] Метцнер, Т.  
Параметры динамики регулируемых по числу оборотов аксиально-поршневых двигателей в напорной сети с постоянным давлением  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика" 30  
(1986 г.) № 3
- [16] Кордак, Р.  
Гидростатические приводы с регулируемым рабочим объемом двигателя  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика" 29  
(1985 г.), № 9
- [17] Что представляет собой регулирование рабочего объема двигателя?  
Маннесманн Рексрот ГмбХ  
Печатное издание № RD 09481
- [18] Критерии для выбора гидронасосов  
о + р "Масляная гидравлика и пневматика",  
сентябрь 1980 г.

Для заметок

# Напорные жидкости

Петер Дрекслер

## 1 Введение

Теоретически для гидроустановок может применяться в качестве напорной жидкости любая жидкость, поскольку все жидкости удовлетворяют всем требованиям закона Паскаля.

Сначала применялась вода.

Но поскольку чистая вода не предотвращает износ и в сочетании с кислородом может вызвать сильную коррозию, она не соответствует требованиям, выдвигаемым со стороны современных гидравлических установок.

В качестве напорной жидкости хорошо зарекомендовало себя прежде всего из-за хорошей смазочной способности и высокой антикоррозионной защиты минеральное масло. С помощью особых материалов (присадок) минеральные масла улучшались в прошлом и будут неустанно улучшаться в будущем.

Недостаток минерального масла однако заключается в том, что оно воспламеняется. Гидроустановки вблизи открытого пламени, расплавленного металла или в других зонах с высокими температурами очень часто поэтому работают при использовании трудновоспламеняемых жидкостей.

Идеальной напорной жидкости не существует. Тщательный выбор поэтому в зависимости от требований, предъявляемых к гидроустановке, является предварительным условием для безукоризненной эксплуатации установки.

## 2 Требования, предъявляемые к напорным жидкостям

К напорным жидкостям предъявляется много требований. Самые важные пункты приводятся в нижеуказанном перечне:

- Хорошая смазочная способность
- Отсутствие агрессивных воздействий на материалы конструкции
- Хорошая вязкостно-температурная характеристика
- Высокая термическая и окислительная нагрузочная способность
- Незначительная сжимаемость
- Незначительная склонность к пенообразованию
- Высокая плотность
- Хорошая теплопроводность
- Трудная воспламеняемость для особых случаев применения
- Неядовитость
- Низкая стоимость
- Хорошая возможность для приобретения
- Небольшие расходы на техход
- Легко поддается регенерации

### 3 Свойства напорных жидкостей на нефтяной основе и критерии для их выбора

Вольшая часть гидравлических установок работает с напорными жидкостями на нефтяной основе (используется гидравлическое масло). Правильный выбор гидравлического масла является предпосылкой для безукоризненной эксплуатации гидроустановки, рабочие условия для которой следует с особой тщательностью подготавливать.

Свойства гидравлических масел зависят

- от вида базового масла
- от степени очистки и
- от вида и количества добавляемых присадок (аддитивов).

Напорные жидкости с хорошей текучестью при низких температурах изготавливаются из базовых масел на нефтяной основе. Они применяются на гидроустановках с низкими пусковыми температурами и с температурами масла макс. до 30°C.

Если текучесть при низких температурах не является решающим критерием для выбора напорной жидкости, то тогда рекомендуется применять гидравлические масла парафинового основания, которые отличаются более высокой стабильностью к окислению и лучшими вязкостными свойствами и температурным режимом.

Преимущественно однако изготавливаются смеси из базовых масел нефтяного и парафинового основания с ароматическими углеводородами для того, чтобы обеспечивался по мере возможности широкий диапазон применения для гидравлических масел.

Нежелательные составные части базового масла, например, серные соединения, удаляются во время рафинирования. Посредством добавления особых присадок улучшаются качества гидравлических масел, например, защита от износа.

Минимальные требования, предъявляемые к гидравлическому маслу, установлены в DIN-стандарте 51524.

#### 3.1 Группы напорных жидкостей

##### 3.1.1 Гидравлические масла HL согласно DIN-стандарту 51524, часть 1-я

Гидравлические масла HL представляют собой масла с присадками, у которых присадки улучшают стойкость против старения и усиливают защиту от коррозии.

Они применяются на гидроустановках, на которых ожидаются температуры около 50°C и/или коррозия в результате проникновения влаги.

Поскольку они не содержат никаких присадок, понижающих изнашивание, их следует применять для гидравлических установок только с ограничениями.

Ограничения касаются выбора приборов, прежде всего насосов и двигателей, а также диапазона давлений. Общие указания давать в этом отношении не является целесообразным, поскольку приборы непрерывно совершенствуются. Соответствующие инструкции см. в документации изготовителя.

Гидравлические масла, которые разъедают свинец или материалы подшипников, содержащие свинец, не должны применяться даже в тех случаях, когда они выполняют требования спецификации HL по DIN-стандарту 51524, часть 1-я. Это главным образом универсальные масла, - например, масла для направляющих станины - которые содержат жирные кислоты или сложные эфиры жирной кислоты.

##### 3.1.2 Гидравлические масла HLP согласно DIN-стандарту 51524, часть 2-я

По сравнению с маслами HL гидравлические масла HLP характеризуются лучшей защитой от изнашивания. Они содержат антиокислительные и антикоррозионные присадки, а также дополнительные присадки для уменьшения изнашивания при режиме работы со смешанным трением, т.е. в диапазоне, в котором при недостаточной смазке на металлических сопряжениях могут вызываться изнашивание и разъедание.

Защита от изнашивания оценивается на основании испытаний по DIN-стандарту 51354, часть 2-я, и по DIN-стандарту 51389, часть 2-я. Измеренные величины не могут сравниваться друг с другом в связи с различными условиями испытаний.

Также гидравлические масла HLP не должны применяться, когда они будут разъедают свинец или материалы подшипников, содержащие свинец.

##### 3.1.3 Гидравлические масла HV

На гидравлических установках, которые подвергаются сильным температурным колебаниям или у которых низкая температура в окружающей среде, например, при установке под открытым небом, применяются масла с повышенным индексом вязкости (VI), так называемые масла HV. Некоторые из них выполняют требования для гидравлических масел HLP по DIN-стандарту 51524, часть 2-я, по у них имеются дополнительные присадки для улучшения вязкостно-температурной характеристики (так называемые VI-присадки для улучшения качества). VI-присадки для улучшения качества могут ухудшить характеристику демульгирования и деаэрирующую способность масла, поэтому их рекомендуется применять только на установках с указанными температурными условиями. Для определения минимальных требований, предъявляемых к таким маслам, в ста-

дии подготовки находится отдельный выпуск DIN-стандарта 51524, часть 3-я.

При выборе масел HV следует учитывать потерю до 30% на сдвиг вязкости масла. Это значит, что, например, при насосе с допустимой минимальной вязкостью в  $25 \text{ мм}^2/\text{сек}$ . должно применяться масло HV вязкостью в  $36 \text{ мм}^2/\text{сек}$ . для того, чтобы не занижалась допустимая минимальная вязкость при возникновении потерь на сдвиг во время рабочего режима.

### 3.1.4 Гидравлические масла HLP-D

Гидравлические масла HLP-D содержат детергентные и диспергирующие присадки.

С помощью таких присадок достигается, что отложения отделяются и содержащиеся в масле загрязнения (например, в связи со старением и истиранием) и вторгшаяся вода поддерживаются во взвешенном состоянии.

Такие загрязнения следует удалять из масла путем фильтрации. Для этого следует увеличить фильтрующую поверхность (выбрать параметры таким образом, чтобы  $\Delta p = 0,2$  бара) и уменьшить тонкость фильтрации на одну ступень, например, с 20 на 10 мк. Вследствие этого, как правило, увеличивается вдвое размер фильтра, например, с 330 до 660.

Включенная вода может понизить сопротивляемость изнашиванию. Масла HLP-D поэтому не должны применяться тогда, когда следует рассчитывать на усиленное проникновение влаги, например, во влажной окружающей среде.

Различные масла HLP-D содержат жирные кислоты или эфиры жирных кислот, которые разъедают свинец или материалы подшипников, содержащие свинец. В таких случаях не следует допускать их применения.

### 3.1.5 Гидравлические масла, не оказывающие неблагоприятного воздействия на окружающую среду

С повышением сознательного отношения к окружающей среде и в связи с более строгими законоположениями стало выдвигаться требование прежде всего в области мобильных машин относительно применения гидравлических масел, не оказывающих неблагоприятного воздействия на окружающую среду. Предлагаемые на рынке, биологически разрушаемые напорные жидкости можно подразделить на 2 группы:

- напорные жидкости на растительном основании
- напорные жидкости на основании гликоля

Выбор материалов для гидроустановок должен быть согласован с применением новых жидкостей, т.е., должны учитываться, например, уплотнительная совместимость, стойкость свинца, лаковое покрытие.

### 3.1.6 Масла многоцелевого назначения

Некоторые масла многоцелевого назначения соответствуют требованиям по DIN-стандарту 51524 и применяются поэтому не только, например, для смазки направляющих станины, но и в качестве напорной жидкости.

Перед применением масел многоцелевого назначения следует обратиться за информацией к изготовителю приборов/установок для проверки совместимости материалов.

## 3.2 Выбор

Для обеспечения бесперебойной эксплуатации гидросистем выбор соответствующей напорной жидкости является таким же важным, как и соответствующий выбор деталей конструкции таких систем.

Для выбора самых важных технических данных могут быть использованы отдельные выпуски DIN-стандарта 51524, часть 1-я и часть 2-я, несмотря на то, что в них подаются только минимальные требования. Поэтому следует проверять данные изготовителя, например, о сопротивлении старению, склонности к пенообразованию, совместимости со свинцом и цветными металлами, чистоте в поставленном состоянии и фильтруемости.

### 3.2.1. Вязкость

Посредством вязкости гидравлических масел определяется их вязкотекучесть. Это означает, что она является мерой для сопротивления, которое оказывают частицы жидкости взаимному смещению. Добилось признания указание кинематической вязкости, которая определяется по DIN-стандарту 51562. Она подается в единице измерения SI как  $\text{мм}^2/\text{сек}$ , причем  $1 \text{ мм}^2/\text{сек} = 1 \text{ сст}$ .

Превышенная вязкость влечет за собой потери на трение и потери напора, которые могут выражаться в виде потерь давления и сильного нагревания масла. Запуск гидроустановки в холодном состоянии будет связан с затруднениями, возникнут запаздывания коммутации, будет хуже выделяться воздух. Заниженная вязкость поведет к утечкам, повышенному износу и также к сильному нагреванию масла. Вязкость уменьшается при повышении температуры. Графическое изображение предельных значений ISO-классов вязкости по DIN-стандарту 51519 "ISO-классификация вязкости для жидких смазочных средств" наглядно демонстрируется на диаграмме № 4.

Мером для зависящего от температуры изменения вязкости является индекс вязкости, который определяется по DIN-ISO-стандарту 2909. Чем выше индекс вязкости, тем незначительнее зависимость вязкости от температуры.

Это выгодно используется при маслах HV, которые предусматриваются для сильных колебаний температуры и низких температур в окружающей среде.



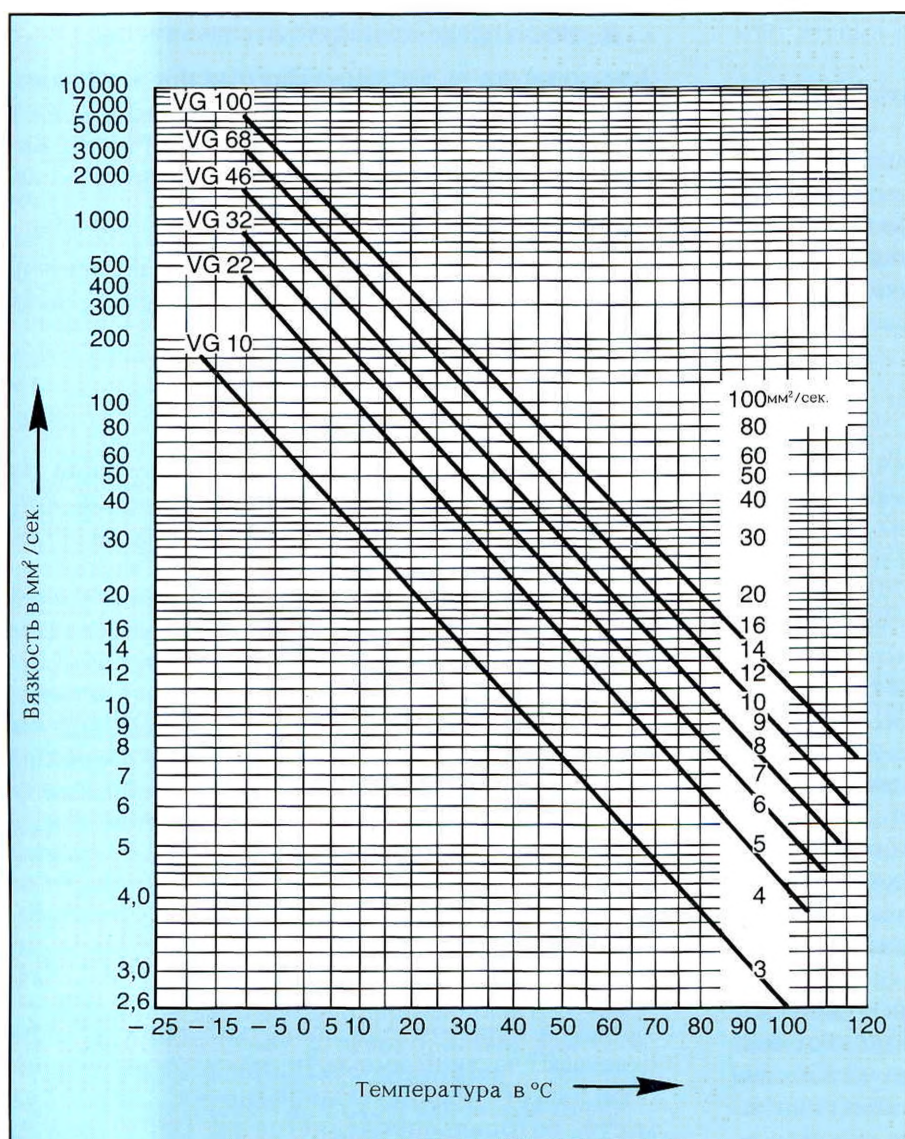


Диаграмма № 4: Диаграмма зависимости вязкости от температуры

Класс вязкости по ISO	Средняя вязкость при 40,0 °C мм <sup>2</sup> /сек. (сст)	Пределы кинематической вязкости при 40,0 °C мм <sup>2</sup> /сек. (сст)	
		миним.	максим.
ISO VG 10	10	9,0	11,0
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,1	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110,0

Таблица № 9: Классы вязкости по ISO

Это может иногда сэкономить проведение смены гидравлического масла, обусловленного временем года, например, при применении гидроустановок, которые работают под открытым небом.

Характеристика зависимости вязкости от давления приобретет для гидравлических масел тем большее значение, чем выше будут рабочие давления. Если увеличение вязкости будет незначительным при давлении до 200 бар, то при давлении около 400 бар вязкость повысится однако вдвое.

Классы вязкости для гидравлических масел указываются в обобщенном виде в отдельном выпуске DIN-стандарта 51519, который был составлен по образцу ISO 3448. Эти положения были позаимствованы в DIN-стандарт 51524 вместе с классами вязкости по ISO VG 10, 22, 32, 46, 68 и 100.

При выборе классов вязкости следует учитывать данные изготовителя гидравлических приборов.

Пример:

Диапазон вязкости одного пластинчатого насоса составляет максимально 800 мм<sup>2</sup>/сек. при разгоне во время режима нагнетания; максимально 200 мм<sup>2</sup>/сек. при разгоне во время режима работы с нулевой подачей; минимально 16 мм<sup>2</sup>/сек. при макс. рабочей температуре.

Превышение максимальных значений может повести к повреждениям, например в связи с недостатком смазывающих средств; занижение минимальных значений может вызвать повышенный износ и утечку.

### 3.2.2 Точка текучести (Pourpoint)

Посредством Pourpoint обозначается минимально допустимая температура, при которой масло еще может как раз течь. Метод для определения Pourpoint описывается в DIN-ISO-стандарте 3016.

При выборе гидравлического масла следует учитывать, что минимально допустимая температура на гидроустановке лежит, как минимум, на 8° выше точки текучести.

### 3.2.3 Сжимаемость

Посредством сжимаемости гидравлического масла обозначается изменение объема под воздействием давления.

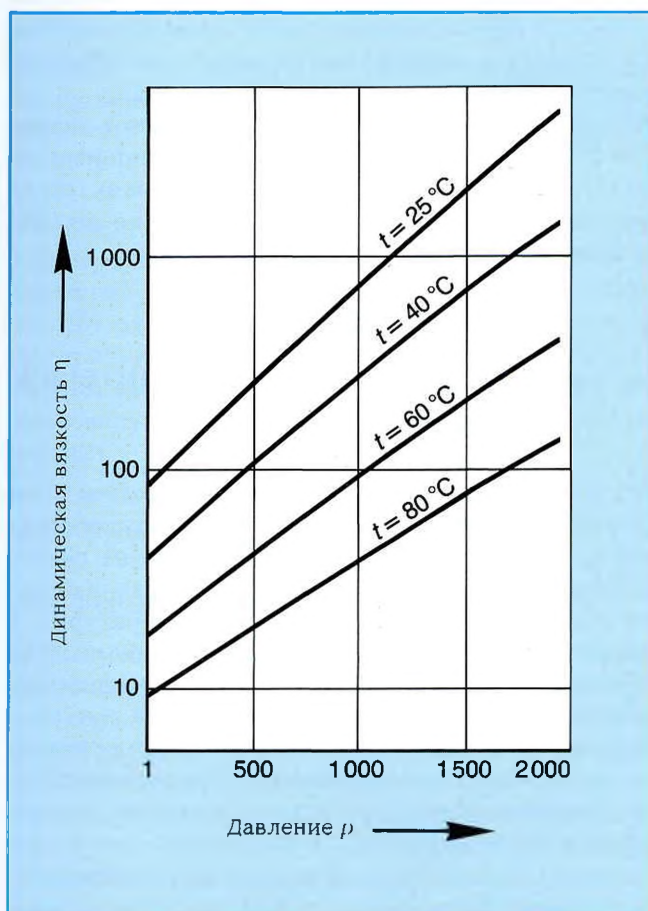


Диаграмма № 5:  
Зависимость вязкости от температуры и давления [2]

При масле, не содержащем пузырьков воздуха, уменьшается объем при повышении давления до 100 бар на 0,7%.

При повышении до 150 бар можно не учитывать сжимаемость, при давлении выше 150 бар сжимаемость может повести прежде всего в сочетании с большими объемными подачами к функциональным нарушениям.

Посредством включенного в масло воздуха увеличивается сжимаемость масла, а это может повести даже при низких давлениях около 50 баров к помехам, например, шумы, колебания порывистые движения.

### 3.2.4 Деаэрирующая способность (LAV)

Гидравлические масла содержат воздух в растворенном виде.

Если будет занижаться предел насыщения при понижении давления, например, позади участков дросселирования, станут выделяться воздушные пузырьки.

Воздушные пузырьки могут также вторгаться в масло снаружи, например, в связи с негерметичностью всасывающих трубопроводов.

Такой воздух, который не растворился, изменяет сжимаемость, понижает сопротивляемость износу и уменьшает теплопроводность. Это поведет к нарушениям режима работы в результате порывистых движений, шумов, вибрации и повреждения материалов.

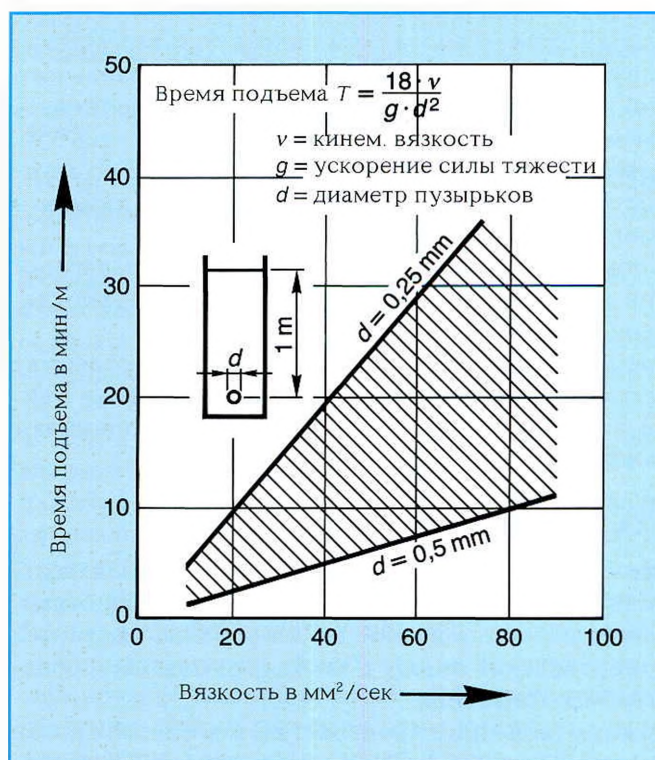


Диаграмма № 6:  
Время подъема воздушных пузырьков в минеральном масле (по Hayward) [2]

Воздушные пузырьки поэтому должны как можно быстрее удаляться из масла.

Деаэрирующая способность масла определяется по DIN-стандарту 51381 "Определение деаэрирующей способности, метод Импингера". Согласно этому методу определяется время, в течение которого диспергированный в масле воздух выделяется до 0,2 объемного процента.

В документационных листах DIN-стандарта 51524, часть 1-я и 2-я, приводятся макс. значения времени при 50°C, взятых по отношению к вязкости масла.

ISO VG 10 ISO VG 22 ISO VG 32	макс. 5 мин.
ISO VG 46 ISO VG 68	макс. 10 мин.
ISO VG 100	макс. 14 мин.

Таблица № 10: Деаэрирующая способность в минутах при 50°C по DIN-стандарту 51524, часть 1-я и 2-я

### 3.2.5 Пенообразование

Пенообразование в результате содержания воздушных пузырьков, которые поднимаются из масла на наружную поверхность, следует путем тщательного выбора параметров для резервуара поддерживать как можно меньших объемов.

Поверхность масла должна быть по мере возможности большой для того, чтобы воздушные пузырьки смогли быстро выделиться.

С помощью встраивания успокоительных перегородок в резервуары можно улучшить воздухоотделение.

Несмотря на то, что гидравлические масла содержат противопенные присадки, загрязнения однако в виде воды, грязи и продуктов старения повышают склонность к пенообразованию.

### 3.2.6 Способность к деэмульгированию

Проникшая в гидравлическое масло вода должна отделяться быстро, так как в результате этого оказывается неблагоприятное воздействие на вязкость и сопротивление износу и так как это поведет к образованию отложений.

Важную роль при этом играет по мере возможности большая длительность пребывания масла в резервуаре, поскольку вода скорее выделяется, когда масло находится в состоянии покоя, а не при текущем масле. Способность к деэмульгированию масла — это время, которое требуется водомасляной смеси до отделения. Оно определяется посредством испытания с перемешиванием жидкости по DIN-стандарту 51599.

### 3.2.7 Стабильность к окислению

Старение гидравлического масла зависит от состава масла и может отличаться при маслах одной и той же стандартной нормы. Оно ускоряется при высоких давлениях под воздействием растворенного в масле воздуха, под воздействием температуры и металлов, с которыми соприкасается масло, а также из-за загрязнений в виде примесей, ржавчины и воды.

Продукты старения могут заедать клапана, засорять фильтры или загрязнять теплообменники. Способ-

ность к деэмульгированию при этом таким же образом ухудшается как и защита от коррозии и сопротивление износу.

Это можно предотвращать путем увеличения времени пребывания масла в резервуаре, хорошей фильтрации, охлаждения и регулярной проверки качества

### 3.2.8 Защита от коррозии

Гидравлическое масло должно предотвращать не только образование ржавчины на стальных деталях конструкции, но оно должно также отличаться совместимостью с цветными металлами и сплавами.

По сравнению со сталью свойства защиты от коррозии могут определяться по DIN-стандарту 51585, а коррозионное воздействие на медь — по DIN-стандарту 51587.

Гидравлические масла, которые разъедают свинец или содержащие свинец материалы подшипников, не должны применяться, также в тех случаях, когда они выполняют минимальные требования по DIN-стандарту 51524.

## 4 Трудновоспламеняемые напорные жидкости и критерии для их выбора

Трудновоспламеняемые напорные жидкости были разработаны для того, чтобы понизить пожароопасность или взрывоопасность при работе на гидроустановках вблизи открытого пламени, расплавленного металла или при высоких температурах, а также в других опасных зонах. Огнестойкость трудновоспламеняемых напорных жидкостей достигается либо посредством содержания воды, либо посредством химического состава. Чистая вода больше не применяется на современных гидроустановках из-за ее низкой вязкости и плохой защиты от изнашивания и коррозии.

Согласно норме Объединения немецких машиностроительных предприятий (VDMA) 24317 "Трудновоспламеняемые напорные жидкости, руководящие указания" подразделяются трудновоспламеняемые напорные жидкости на:

группу жидкостей HFA:	эмульсия типа масло в воде
группу жидкостей HFB:	эмульсия типа вода в масле
группу жидкостей HFC:	растворы полимеров в воде
группу жидкостей HFD:	безводные синтетич. жидкости

Трудновоспламеняемые напорные жидкости не должны смешиваться друг с другом. Также в пределах одной и той же группы разных изготовителей их не следует смешивать.

Требования, которые предъявляются к трудновоспламеняемым жидкостям, соответствуют требованиям предъявляемым к минеральным маслам. В качестве нового пункта следует только добавить трудновоспламеняемость.

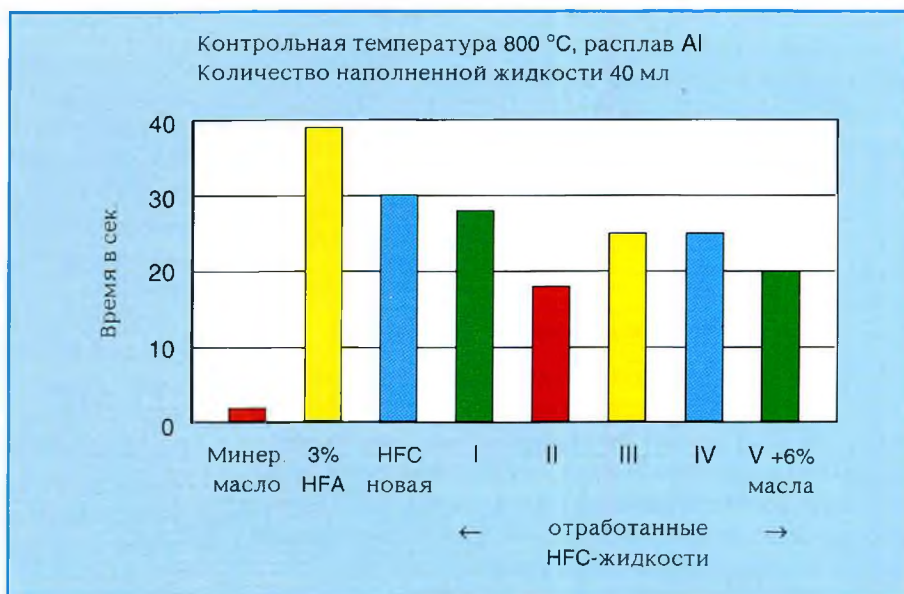


Рис. 21:  
Время, начиная с заполнения  
жидкости и кончая зажиганием [3]

То обстоятельство, что жидкости обозначаются как "трудновоспламеняемые" не означает, что они не могут гореть. Таким образом характеризуется только отрезок времени, начиная с нанесения жидкости на горячий предмет и кончая воспламенением. Этот отрезок времени должен предоставить возможность персоналу для удаления из зоны опасности (см. на рис. 21).

## 4.1 Группы жидкостей

### 4.1.1 Эмпульсии типа масло в воде группы HFA

Эмпульсии типа масло в воде были бы с их горючей долей макс. в 20% идеальными напорными жидкостями, если бы их свойства (вязкость, антикоррозионная защита от износа, точка текучести) соответствовали свойствам минерального масла. Идеальной жидкости еще не имеется в настоящее время в распоряжении. К двум существенным группам жидкостей относятся:

#### HFAE

- Эмульсия типа масло в воде, состоящая из эмульгируемого масла и воды. К области применения относится прежде всего горная промышленность. Требования, предъявляемые к данному типу масла, приводятся в обобщенном виде в DIN-стандарте 24320 "Трудновоспламеняемые гидравлические жидкости группы HFAE, свойства, требования".
- Микроэмульсия с органическими химикалиями. В связи с лучшей защитой от износа, чем эмульсия, указанная в пункте а) данная эмульсия применяется прежде всего на промышленных установках. Добились признания напорные жидкости с содержанием воды составляющим 95 весовых процентов (HFA 95/5).

#### HFAS

Это растворы, состоящие из воды с солями, или растворенные в воде органические эфиры. Они не являются совместимыми с минеральным маслом.

В связи с высоким содержанием воды огнеопасность у них меньше, чем у других напорных жидкостей, если, как это бывает в большинстве случаев, масляный компонент будет ограничиваться в пределах до 3% - 5%. Отрицательно сказывается незначительная вязкость, которая вызывает большие внутренние и внешние утечки масла.

В связи с незначительной защитой от износа и антикоррозионной защитой, низкой вязкостью и высоким давлением пара могут применяться для минерального масла клапана, разработанные только для рабочего давления до 70 бар, при этом следует учесть при планировании гидроустановок пониженный срок службы. Для применения в диапазоне рабочего давления свыше 70 бар были разработаны специальные клапана, расходы на приобретение которых однако выше, чем у стандартных клапанов для минерального масла.

При выборе параметров следует учитывать, что скорости течения на участках дросселирования низкие, материалы коррозионностойкие, при продолжных золотниковых клапанах могут возникнуть большие утечки и что при узких допусках следует применять чистые жидкости.

Предписанное соотношение компонентов смеси эмульгируемого концентрата следует контролировать. Отклонения могут повести к изменению стабильности эмульсии, поведения по отношению к уплотняющим материалам и к изменению свойств антикоррозионной защиты. Повышение концентрации может вызвать более сильное разъедание уплотняющих материалов и повышенную коррозию при применении цинка. Понижение концентрации ухудшает антикоррозионную защиту по отношению к стали.

Поражение микробами жидкости HFA может повести к зловонию, слизиобразованию, закупориванию фильтров и к отделению эмульсии.

В связи с существенными отрицательными качествами напорных жидкостей HFA их применение ограничивается только несколькими областями. В настоящее время разрабатываются напорные жидкости HFA с присадками для повышения вязкости до 40 мм<sup>2</sup>/сек. при 40 °С.

#### 4.1.2 Эмульсии типа вода в масле группы HFB

У эмульсий типа вода в масле компонент воды составляет около 40%. В Федеративной Республике Германии не применяются напорные жидкости HFB, поскольку не предлагаются никакие продукты, которые бы соответствовали инструкциям по проведению испытаний относительно противопожарной защиты в горной промышленности.

#### 4.1.3 Водные растворы полимеров группы HFC

Жидкости HFC сохраняют свою трудновоспламеняемость благодаря содержанию воды, составляющему около 35 - 50%.

Вязкостно-температурная характеристика жидкостей HFC более благоприятная, чем у стандартных минеральных масел, т.е. их вязкость изменяется меньше с повышением температуры (см. на диаграмме № 7).

Эта характеристика выражается посредством индекса вязкости (VI), который при водном гликоле составляет свыше 150, а для минерального масла около 100.

Существенную разницу по сравнению с минеральным маслом можно установить при рассмотрении зависимости вязкости от давления. У жидкостей HFC при этом более плохие показатели, чем у минерального масла (см. на диаграмме № 8). Сказывается, например, при пониженных допустимых рабочих давлениях для насосов.

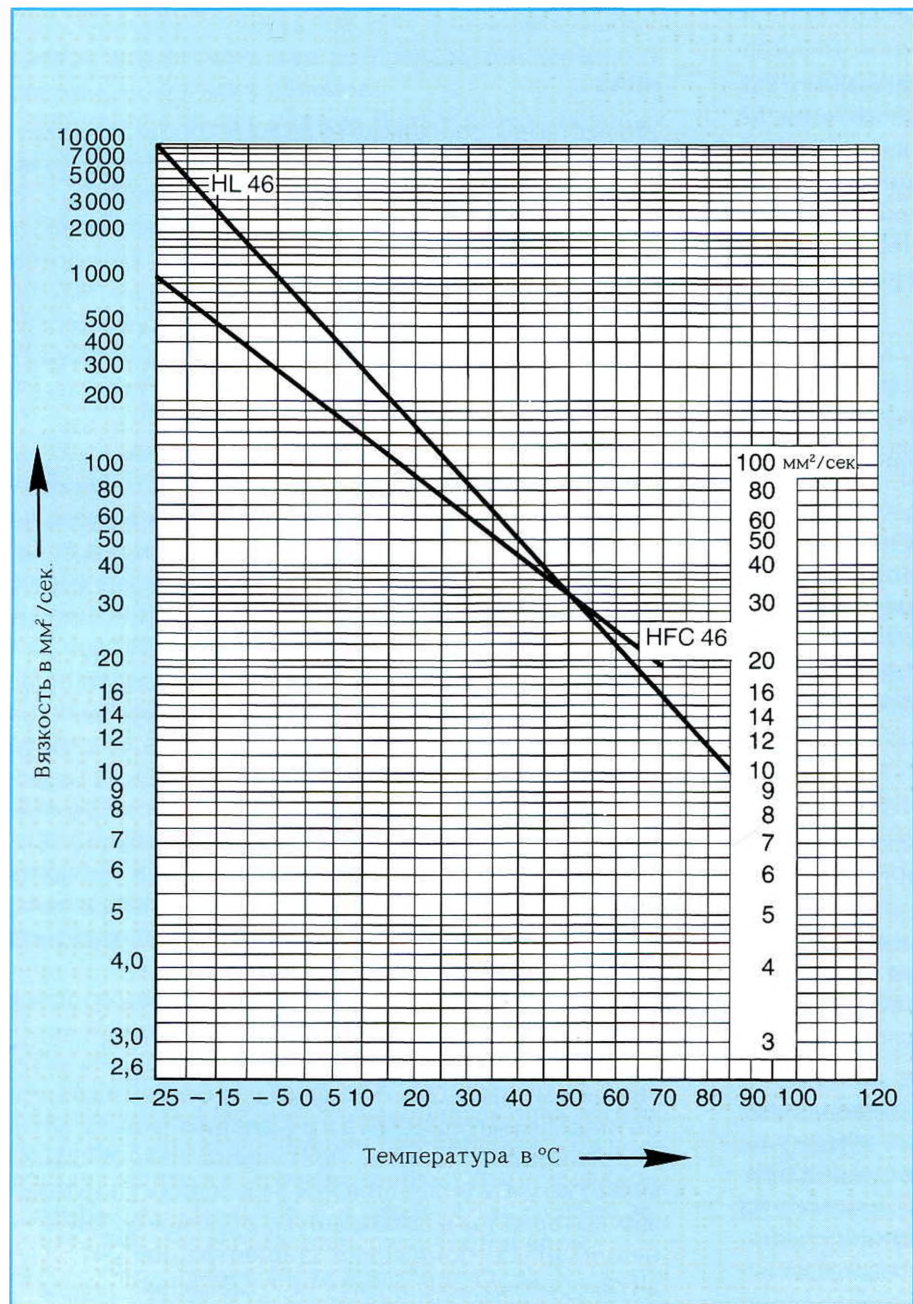


Диаграмма № 7:  
Вязкостно-температурная характеристика гликоля в воде HFC 46 с содержанием воды в 46% по сравнению с минеральным маслом HL 46 [4]

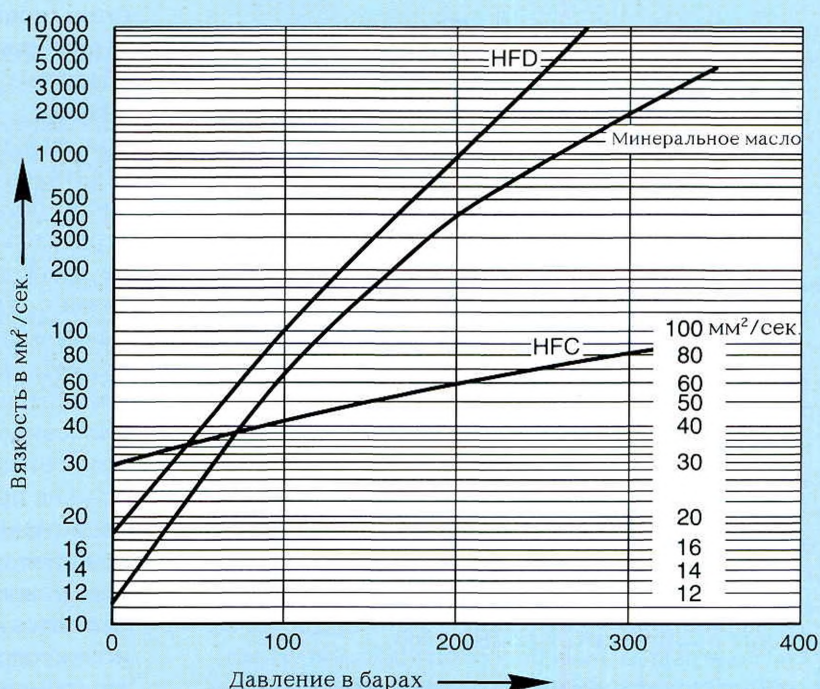


Диаграмма № 8:

Зависимость вязкости водного гликоля HFC от давления по сравнению с минеральным маслом и эфиром фосфорной кислоты HFD [4]

Растворимость воздуха у жидкостей HFC в значительной степени меньшая, чем у минерального масла. Это означает, что гидроустановки, работающие с помощью водного гликоля обладают более сильной склонностью к кавитации и эрозии, чем гидроустановки, работающие с помощью минерального масла.

Предпосылкой для безукоризненной работоспособности гидроустановок, которые работают с помощью водного гликоля, является предписанные изготовителями жидкости контроль напорной жидкости и техход за ней, а также дополнительная проверка содержания свободных кислот.

Предписанный контроль включает в себя проверку вязкости, содержания воды, резервной щелочности концентрации водородных ионов и контроль твердых механических и жидких примесей. О дополнительной проверке содержания свободных кислот в настоящее время следует специально договориться.

Свободные кислоты (муравьиная и уксусная кислота) образуются при применении жидкостей HFC как продукты старения. В результате их образования становятся неэффективной антикоррозионная защита и защита от износа. Их концентрация не должна превышать 0,15%.

Резервная щелочность при старении жидкости рассепляется. Не рекомендуется резервную щелочность дополнительно регулировать, поскольку, несмотря на это, старение водного гликоля прогрессирует.

Проверку жидкостей HFC следует производить по истечении 6 месяцев со дня ввода в применение, когда рабочая температура не будет превышать 40 °С. При более высоких температурах следует предусмотреть более короткие интервалы между проверками.

В связи с более плохой способностью отделять загрязнения, чем минеральное масло, значение имеет контроль твердых механических и жидких примесей в жидкости HFC. В то время, как твердые механические примеси могут оседать при правильном выборе параметров резервуара, жидкие примеси, как например, минеральное масло, могут определяться путем непрерывной проверки. Остаточное количество минерального масла понижает пожаробезопасность и ухудшает деаэрирующую способность. Поэтому следует их содержание ограничивать до 0,1%.

Длительность применения жидкостей HFC ограничена. Совместимость подвергшихся старению жидкостей с металлическими материалами, покрытиями и уплотнениями хуже, чем у свежих жидкостей. Жидкости HFC не следует смешивать друг с другом, а также с другими жидкостями, поскольку в таких случаях будут ухудшаться свойства и искажаться результаты регулярных проверок.

4.4.1 Безводные синтетические напорные жидкости группы HFD

Напорные жидкости группы HFD подразделяются согласно положению Объединения немецких машиностроительных предприятий 24317 на:

- HFD ... R = эфир фосфорной кислоты
- HFD ... S = хлорированные углеводороды
- HFD ... T = смеси из HFDR и HFDS
- HFD ... U = другие составы

Добился признания эфир фосфорной кислоты без хлорированных углеводородов в качестве компонентов.

Труднорасщепляемые, хлорированные углеводороды (PCB) не должны больше применяться в установках на поверхности.

Последующие информации ограничиваются поэтому описанием напорных жидкостей группы HFD ... R.

Вязкостно-температурная характеристика жидкостей HFD ... R хуже, чем у минерального масла. Она выражается посредством индекса вязкости  $VI < 80$ , измерение производится по ISO 2909.

Рабочая температура жидкостей HFD ... R по сравне-

нию с жидкостями HFC (40°C) может повышаться, примерно, до 50 - 60°C, поскольку у них характеристика испаряемости ниже. Непрерывные температурные нагрузки свыше 50 - 60°C требуют проведения обширных испытаний жидкости и понижают срок службы.

Большая часть жидкостей HFD ... R является чувствительной по отношению к вторжению влаги. Согласно положению Объединения немецких машиностроительных предприятий 24317 содержание воды не должно превышать 0,1 объемного процента. В связи с этим на гидроустановках с влажной окружающей средой (побережье, реки) необходимо предусматривать влагопоглотители.

Следует непрерывно проверять кислотное число. Оно свидетельствует о том, сколько содержится разложившегося эфира в жидкости. Его величина не должна превышать 0,3 мг КОН/г.

Уплотнения, шланги и разделительный баллон гидроаккумулятора, которые применяются при рабочем режиме с помощью минерального масла, не являются стойкими по отношению к эфиру фосфорной кислоты. Стойкими являются фторированные эластомеры, как витон.

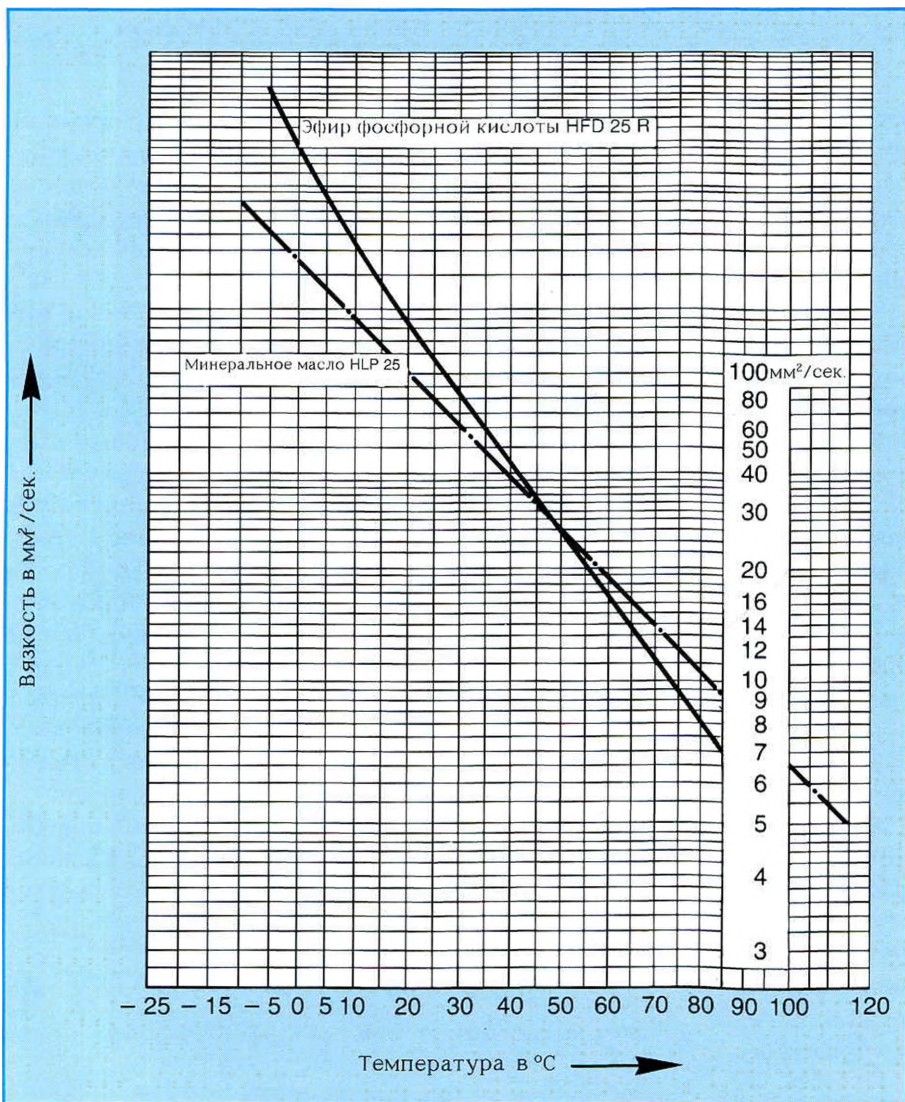


Диаграмма № 9: Вязкостно-температурная характеристика эфира фосфорной кислоты HFD 25 по сравнению с минеральным маслом HLP 25 [5]

## 5 Выбор оборудования и параметров для гидравлических установок

Положения для конструктивного исполнения гидравлических установок подаются в обобщенном виде в DIN-стандарте 24346. Сюда включаются правила для унифицированного исполнения подобных систем, учитывая техническое своеобразие приборов и правил по технике безопасности. В последующем изложении поэтому будет описываться только, как отличаются гидроустановки для трудно воспламеняющихся жидкостей от гидроустановок, работающих на минеральном масле.

### 5.1 Резервуар

Резервуар должен предусматриваться достаточных габаритов для того, чтобы время пребывания напорной жидкости длилось долго. В качестве ориентировочной величины можно использовать при применении минерального масла трехкратную — четырехкратную объемную подачу насоса. Из-за плохой деаэрирующей способности и способности к грязеотделению жидкостей HFC и HFD следует выбирать размеры для резервуара в пределах пятикратного до восьмикратного объемной подачи насоса. Воздушные пузырьки должны подниматься из масла на его поверхность (см. на диаграмме 6), а частицы грязи должны оседать на дне резервуара. Если не будут обеспечиваться такие условия, следует предусматривать направляющие щитки или перегородки.

Днища резервуаров должны быть с наклоном. На самом низком месте следует предусмотреть слив масла, который может применяться также в качестве слива для воды. Алюминиевые сплавы, которые применяются, например, для крышек для очистки, не являются стойкими против жидкостей HFC.

Применяемые в качестве внутренней антикоррозионной защиты краски на основе цинковой пудры при режиме работы с помощью минерального масла не являются стойкими против жидкостей HFC и HFD.

### 5.2 Насосы

При выборе насосов рекомендуется обратиться к изготовителю за информацией. Как правило, насосы предусматриваются для рабочего режима с помощью минерального масла. Они могут содержать цветные металлы и другие сплавы, которые не должны соприкасаться с трудно воспламеняющимися жидкостями.

Срок службы подшипников при рабочем режиме с помощью жидкостей HFA, HFB и HFC уменьшается, примерно, на 20% по сравнению с минеральным маслом и эфиром фосфорной кислоты.

Допустимые рабочие давления насосов понижаются

при применении трудно воспламеняемых жидкостей по сравнению с минеральным маслом.

Всасывающие трубопроводы следует увеличивать при применении жидкостей HFC и HFD в связи с большей плотностью таких жидкостей по сравнению с плотностью минерального масла. Скорость всасывания не должна превышать 0,5 м/сек. Рекомендуется размещать насосы ниже резервуаров для того, чтобы напорная жидкость смогла подводиться.

### 5.3 Клапана

Разработанные для рабочего режима с помощью минерального масла клапана в общем годятся для применения жидкостей HFC и HFD. При жидкостях HFC ограничивается однако максимально допустимое рабочее давление по сравнению с минеральным маслом. Не является целесообразным давать общие указания в связи с различными конструктивными особенностями клапанов. Соответствующие данные приводятся в документации изготовителя.

Клапана для режима работы с помощью HFA были специально разработаны для этой жидкости, и они не могут сравниваться с клапанами для режима работы с помощью минерального масла.

### 5.4 Фильтры

Способность отделять загрязнения у трудно воспламеняющихся напорных жидкостей хуже, чем минерального масла. Поэтому следует предусматривать фильтры в 2 - 3 раза больше, чем при режиме работы с помощью минерального масла.

Корпусы фильтров часто изготавливаются из алюминиевых сплавов. При применении жидкостей HFC не является возможным применять такие материалы. Также не годятся фильтроэлементы с оцинкованными отдельными деталями.

При применении жидкостей HFC следует предусматривать поэтому корпусы из серого чугуна или чугуна со сфероидальным графитом. Стальные детали фильтроэлементов никелируются обесточено или таким же образом фосфатируются, фильтровальная опорная ткань изготавливается из высококачественной стали.

### 5.5 Уплотнения

Общепринятые при рабочем режиме с помощью минерального масла фильтры могут применяться для трудно воспламеняемых напорных жидкостей, за исключением жидкостей HFD.

При применении жидкостей HFD являются стойкими уплотнения FPM.



С помощью DIN-стандарта 53521 производятся "Испытание каучука и эластомеров; определение свойств по отношению к жидкостям, парам и газам" и с помощью DIN-стандарта 53505 - "Испытание эластомеров; испытание на твердость по Шору А и D" может определять свойства материалов для уплотнения. Нижеприведенный список дает общий обзор качественных свойств уплотнений по отношению к рабочим жидкостям:

Группа жидкостей	Соответствующие эластомеры
HL + HLP	NBR, FPM
HFA	NBR, FPM
HFB	NBR, FPM
HFC	NBR, SBR, EPDM, IIR, NR
HFD-R	FPM, EPDM, IIR

### Сокращения:

NBR	– нитрильная резина (акрил-нитрил-бутадиен)
FPM	– фтороуглеродная резина, например, витон®
SBR	– стиролбутадиеновая резина
EPDM	– этилен-пропилен-диеновая резина
IIR	– бутил-резина
NR	– натуральный каучук

## 6 Смена напорных жидкостей

Единый лист инструкций Объединения немецких машиностроительных предприятий (ФРГ) под номером 24314 "Смена напорных жидкостей; положения" содержит указания для смены напорных жидкостей по DIN-стандарту 51524 (гидравлические масла HL и HLP) и инструкцию Объединения немецких машиностроительных предприятий 24317 (трудновоспламеняемые напорные жидкости).

Если придется перейти к применению напорных жидкостей HFA по DIN-стандарту 24320, то тогда необходимо произвести коренные конструктивные изменения системы или компонентов, например, потребуются специально сконструированные клапана при рабочем давлении >70 бар.

### Примечания к таблице № 11

Показатели для максимально оставшейся отработанной жидкости по нашему опыту отчасти слишком высокие. Рекомендуем ограничить количество остаточного масла до <0,1 объемного процента.

Таблица №11 была взята из единого листа Объединения немецких машиностроительных предприятий (ФРГ) 24314.

Смена напорной жидкости		Остаточная отработ. жидк. Объем % от	Вспомогат. средства для очистки	Промышленная жидк. макс.	Материалы, которые больше не годятся после смены			Пониж. пред. велич. для температуры в резервуаре	низкого давлени. всасыв.	Требуемые мероприятия в случае изменений				
из	в				Шланговые линии Разд. бал. аккумуля. Уплотнения	Лакокрасочное покрытие Наслаивание	Металлич. матер. Спарив. подшип. скольжения			Фильтрующие материалы 2)	Вязкостно-температурная зависимость	Деаэрирующая способность	Способность к грязеотделению	
HL HLP <sup>3)</sup>	HFB	6	неволокнистые текстильные и бумажные тряпки сжатый воздух	HFB	Полиуретан (вувколлан) Асбест Кожа Пробка	все общепринятые, за исключ. на базе эпоксидной смолы и десмодура/ десмофена	цинк <sup>1)</sup> кадмий <sup>1)</sup> магний	бумага хлопч. ткань целлюлоза	60°C	Соблюдайте предписания изготовителя насосов и рабочих жидкостей или предупредите давление на всасывание.	—	—	Фильтр предусмат. в напорном или сливном трубопр., также в ответвлен., никаких всасывающих фильтров, укомплектование фильтроэлемента в соответствии с требованиями системы.	
HL HLP <sup>3)</sup>	HFC	0,1	неволокнистые текстильные и бумаж. тряпки не применять сжатый воздух	1,2 Иропилен гликоль после этого HFC	—		—	бумага целлюлоза	55 °С, при замкн. контуре темп. в соответствии с инструкцией при известных условиях < 55 °С		—	Увелич. длительности протекан. жидкости от сливн. трубопр. до всасывающ. трубопровода в резервуаре	—	Увелич. длительности протекан. жидкости от сливн. трубопр. до всасывающ. трубопровода в резервуаре
HL HLP <sup>3)</sup>	HFD	3	неволокнистые текстильные и бумаж. тряпки не применять сжатый воздух	HFD	все общеприн. эластом., за исключ. <sup>1)</sup> FPM (витон®) PTFE (тефлон®) SI (силикон) EPDM, IIR (бутил)		—	свинец/сталь/ цинк кадмий алюминий сплавы	—		—	Нагрев бака или другой нагрев от постор. источ. при низких темп. в окр. среде согл. инструк. изготовит.	—	—
HFB	HL HLP	1	неволокнистые текстильные и бумаж. тряпки сжатый воздух	HL HLP	—	—	—	—	—		—	—	—	
HFB	HFC	0,5	неволокнистые текстильные и бумаж. тряпки сжатый воздух	HFC	—	—	цинк <sup>1)</sup> кадмий магний	—	—		—	—	Увелич. длительности протекан. жидкости от сливн. трубопр. до всасывающ. трубопровода в резервуаре	
HFB	HFD	0,1	неволокнистые текстильные и бумаж. тряпки не применять сжатый воздух	HFD	все общепринятые эластомеры, за исключением <sup>1)</sup> FPM, PTFE	все общеприн., за исключ. на базе эпоксидн. смолы и десмодура/десмоф.	свинец/серый чугун, сталь/цинк, кадмий, алюмин. сплавы	—	—		Нагрев бака или друг. нагр. от пост. источ. при низких темп. в окр. среде согл. инст. изготов.	—	—	—
HFC	HL HLP	0,1	неволокнистые текстильные и бумаж. тряпки горячая вода пар	HL HLP	—	—	—	хлопчато-бум. ткань	—		—	—	—	Фильтр предусмат. в напорном или сливном трубопр., также в ответвлен., никак всасывающ. фильтров, укомпл. фильтроэлем. в соответст. с требованиями системы.
HFC	HFB	0,1	неволокнистые текстильные и бумаж. тряпки горячая вода пар	HFB	IIR (бутилкаучук)	—	—	—	—		—	—	—	—
HFC	HFD	0,1	неволокнистые текстильные и бумаж. тряпки горячая вода пар теплый воздух	HFD	все общеприн. эластом., за исключ. <sup>1)</sup> FPM (витон®) PTFE (тефлон®) SI (силикон) EPDM, IIR	—	свинец/сталь/ цинк, кадмий алюминий сплавы	—	—		Нагрев бака или другой нагрев от постор. источ. при низких темп. в окр. среде согл. инструк. изготовит.	—	—	—
HFD	HL HLP	1	неволокнистые текстильн. и бумаж. тряпки принятые в торговле растворители	HL HLP	—	—	—	бумага хлопчато-бум. ткань целлюлоза	60°C		—	—	—	—
HFD	HFB	0,1	неволокнистые текстильн. и бумаж. тряпки принятые в торговле растворители	HL HFB	IIR (бутилкаучук) EPDM	—	—	—	—	—	—	—	—	
HFD	HFC	0,1	неволокнистые текстильн. и бумаж. тряпки принятые в торговле растворители	HL HFC	при обстоятельствах FPM	—	цинк <sup>1)</sup> кадмий <sup>1)</sup> магний	бумага целлюлоза	55 °С, при замкн. контуре темп. в соответствии с инструкцией при известных условиях < 55 °С	—	—	—	—	

<sup>1)</sup> в зависимости от структуры жидкости <sup>2)</sup> После смены непременно встроить новые фильтроэлементы и соблюдать инструкции изготовителя

(—) Свободные поля означают, что, как правило, после смены не ожидается изменения свойств. <sup>3)</sup> HLP = интернациональное обозначение для НМ

## 7 Перечень самых важных норм

DIN 24 320	Трудновоспламеняемые гидравлические жидкости; группа HFAE, свойства, требования
DIN 24 346	Техническая аэрогидродинамика-гидравлика; гидроустановки; положения для конструктивного исполнения
DIN 51 354 часть 2	Испытание смазочных материалов; механическое испытание смазочных средств на испытательных установках с нагружаемыми шестернями (для оценки качества трансмиссионных масел) FZG; гравиметрические методы для смазочных средств A/8, 3/90
DIN 51 381	Испытание смазочных средств и гидравлических жидкостей; определение деаэрирующей способности; метод Импингера
DIN 51 389 часть 2	Испытание смазочных средств; механическое испытание гидравлических жидкостей в пластинчатом насосе; метод А для безводных гидравлических жидкостей
DIN 51 389 часть 3 (в настоящее время в стадии разработки)	Испытание смазочных средств; механическое испытание гидравлических жидкостей в пластинчатом насосе; метод А для содержащих воду, трудновоспламеняемых гидравлических жидкостей
DIN 51 502	Смазочные средства и родственные материалы; Обозначение смазочных средств и маркировка резервуаров для смазочных средств; лубрикаторы и смазуемые узлы
DIN 51 517 часть 1	Смазочные средства; смазочные масла; смазочные масла С; минимальные требования
DIN 51 517 часть 2	Смазочные средства; смазочные масла; смазочные масла CL; минимальные требования
DIN 51 517 часть 3	Смазочные средства; смазочные масла; смазочные масла CLP; минимальные требования
DIN 51 519	Смазочные средства; классификация вязкости по ИСО для жидких промышленных смазочных средств
DIN 51 524 часть 1	Напорные жидкости; гидравлические масла; гидравлические масла HL; минимальные требования
DIN 51 524 часть 2	Напорные жидкости; гидравлические масла; гидравлические масла HLP; минимальные требования
DIN 51 550	Вискозиметрия; определение вязкости; общие положения
DIN 51 558 часть 1	Испытание минеральных масел; определение кислотного числа; титрование цветным индикатором
DIN 51 561	Испытание минерального масла; жидкого топлива и родственных жидкостей; измерение вязкости с помощью вискозиметра Фогеля-Оссага; Температурный диапазон; около 10 - 150°C
DIN 51 562 часть 1	Вискозиметрия; измерение кинематической вязкости с помощью вискозиметра Уббелоде; нормальное исполнение
DIN 51 566 (в настоящее время в стадии разработки)	Испытание смазочных масел; определение пенообразующей способности
DIN 51 585	Испытание смазочных средств; испытание свойств антикоррозионной защиты содержащим присадку масел для паровых турбин и гидравлических масел
DIN 51 587	Испытание смазочных средств; определение склонности к старению содержащих присадку масел для паровых турбин и гидравлических масел

## Перечень самых важных норм

DIN 51 592	Испытание смазочных средств; определение нерастворённых материалов в смазочных маслах; метод мембранных фильтров
DIN 51 599	Испытания смазочных масел; определение способности к деэмульгированию по методу перемешивания жидкости
DIN 51 759	Испытание жидких нефтяных углеводородов; испытание коррозионного воздействия на медь; испытание реакции на медную пластинку
DIN 51 848 часть 1	Испытание минеральных масел; точность методов испытания; общий обзор, понятия и их применение в нормах для минерального масла, содержащих предъявляемые требования
DIN 53 505	Испытание эластомеров; определение твердости по Шору А и D
DIN 53 521	Испытание резины или каучука и эластомеров; определение стойкости по отношению к жидкостям; парам и газам
DIN 53 538 часть 1	Стандартные опорные эластомеры, бутадиен-акрилонитрильный каучук (NBR), со сшиванием макромолекул перекисями, для характеристики жидких рабочих средств относительно их воздействия на NBR
DIN EN 7	Определение золы в нефтепродуктах
DIN ISO 2592	Нефтепродукты; определение точки воспламенения и температуры вспышки в верхнем тигеле по Кливилэнду
DIN ISO 2909	Нефтепродукты; Вычисление индекса вязкости с помощью кинематической вязкости
DIN ISO 3016	Нефтепродукты; определение точки текучести
DIN ISO 3733	Нефтепродукты и битуминозные связующие вещества; определение содержания воды, метод дистилляции
ISO/DIS 6071	Пропуская способность; трудновоспламеняемые жидкости классификация и обозначение
ISO 6743/4-1982	E: Текучесть, промышленные масла и подобные жидкости (класс L) - классификация, часть 4; класс H (гидросистемы)  D: Смазочные средства, промышленные масла и родственные продукты (класс L) - классификация часть 4; серия H (гидросистемы)
VDMA 24 314 (в настоящее время в стадии разработки)	Техническая аэрогидродинамика-гидравлика; смена напорных жидкостей; правила
VDMA 24 317 (в настоящее время в стадии разработки)	Техническая аэрогидродинамика-гидравлика; трудновоспламеняемые напорные жидкости; правила

## 8 Список литературы

- [1] Ф. Эккхардт  
Гидравлические установки, рабочий режим и техуход  
Фирма "Мобил-ойл АГ" в ФРГ, Гамбург
- [2] М. Фрауэнштайн  
Указания к напорным жидкостям для конструкторов  
Фирма "Мобил-ойл АГ" в ФРГ, Гамбург
- [3] Проф. д-р Х.В. Тёнес, Эссен  
Современный рынок и технические разработки гидравлических жидкостей  
о + р Nr. 3/1985
- [4] Фирменное издание  
Фирма Венцель и Вайдманн ГмбХ, Эшвейлер,  
"Трудновоспламеняемая гидравлическая жидкость UK-Ecubsol-Hydrotherm"
- [5] Фирменное издание  
Фирма Хугтон-Хильдесгейм, Хильдесгейм  
"Houghto Safe, трудновоспламеняемые гидравлические жидкости"

Для заметок

Для заметок

# Тепловой режим в гидросистемах

Ганс Х. Фаатц

## 1 Введение

В гидросистемах энергия преобразовывается и транспортируется. При этом у гидросистем большие преимущества по сравнению с другими видами систем для преобразования энергии. Они предоставляют возможность для обеспечения очень высокой плотности энергии. Электрическая энергия простым способом и без потерь преобразовывается в группе двигатель-насос. Выработанные здесь потоки энергии могут легко управляться и регулироваться, они предоставляют возможность для большой точности воспроизведения.

При преобразовании энергии и транспортировании ее возникают потери. При этом преобразовываются механическая и гидравлическая энергии в тепло.

Коэффициент полезного действия (кпд) гидросистем зависит, между прочим, от рабочей температуры. Слишком низкая рабочая температура повышает сопротивления потоку и служит причиной для возникновения затруднений в связи с всасыванием на насосах. Слишком высокая рабочая температура гидравлической жидкости повышает утечки, а вследствие этого влечет за собой потери и износ.

Если гидросистемы установлены в экстремально холодных местностях или под открытым небом, может потребоваться перед запуском гидросистем нагревание гидрожидкости до рабочей температуры путем подачи тепла. Для того, чтобы рабочая температура гидрожидкости также при подаче тепла не превышала определенный размер в связи с теряемой мощностью, должно такое тепло при известных условиях отводиться с помощью теплообменника.

Вид и объем систем нагрева и охлаждения на гидроустановке зависит от требований, которые предъявляются к системе, к ее точности и сроку службы и относительно применяемой гидрожидкости. Во многих случаях потребуется произвести калькуляцию теплового режима одной гидросистемы.

## 2 Основания для проведения калькуляции

Энергия, работа и количество тепла - это физические величины одного вида, с одинаковой единицей измерения SI.

	ДЖ	КДЖ	КВТ-Ч	ККАЛ	КГС.М
1 Дж = (= 1 нм = 1 вт.сек.)	1	0,001	$2,78 \cdot 10^{-7}$	$2,39 \cdot 10^{-4}$	0,102
1 КДЖ =	1000	1	$2,78 \cdot 10^{-4}$	0,239	102
1 КВТ-Ч =	3600000	3600	1	860	367000
1 ККАЛ =	4200	4,2	0,00116	1	427
1 КГС.М =	9,81	0,00981	$2,72 \cdot 10^{-6}$	0,00234	1

Таблица № 12: Таблица пересчета для единиц измерения энергии, работы, количества тепла

$$с 1 нм = \frac{1}{9,81} \text{ кгс.м} = 0,102 \text{ кгс.м}$$

Поток энергии, мощность и тепловой поток определяются как энергия, работа и количество тепла в единицу времени.

$$\text{Мощн.} = \frac{\text{Работа}}{\text{время}} = \frac{\text{нм}}{\text{сек.}} = \frac{1}{9,81} \cdot \frac{\text{кгс.м}}{\text{сек.}} = 1 \text{ вт}$$

$$\text{Тепловой поток} = \frac{\text{колич. тепла}}{\text{время}} = \frac{\text{дж}}{\text{сек.}} = 0,86 \frac{\text{ккал}}{\text{час}}$$



	вт	квт	ккал/сек.	ккал/час	кгс.м/сек
1 вт = (= 1 нм/сек. = 1 дж/сек.)	1	0,001	$2,39 \cdot 10^{-4}$	0,860	0,102
1 квт =	1000	1	0,239	860	102
1 ккал/сек.	4190	4,19	1	3600	427
1 ккал/час	1,16	0,00116	1/3600	1	0,119
1 кгс.м/сек.	9,81	0,00981	0,00234	8,43	1

Таблица № 13: Таблица пересчета для единиц измерения мощности, потока энергии, теплового потока в качестве результата, полученного после деления энергии на время (энергия по отношению к времени).

Лошадиная сила (л.с.) представляет собой единицу измерения мощности, которая в настоящее время больше не применяется, а также не допускается к применению.

Такая единица измерения соответствует: 1 л.с. = 75 кгс.м/сек.

Отсюда вытекает, что  $1 \text{ квт} = \frac{1}{1,36} \text{ л.с.} = 0,736 \text{ л.с.}$

При рассматривании теплового режима в гидросистемах действует закон сохранения энергии

$$\sum \dot{Q} = \text{постоян.} \frac{\text{ккал}}{\text{час}} \quad (1)$$

При этом  $\sum \dot{Q}$ -это сумма всех подводимых к гидросистеме и отводимых от нее тепловых потоков.

Все вычисления в тепловой технике производятся с помощью теплового потока  $\dot{Q}$  в ккал/час.

При вычислениях гидросистем работа производится с помощью мощности P в квт.

Тепловой поток и мощность являются как энергия, взятая по отношению ко времени, физическими величинами одного и того же вида, при этом математическая связь указывается в таблице 13.

В действии является для теплового режима гидросистем согласно формуле 1, что  $P_w = \text{постоян.}$  в квт.

При этом  $P_w$  - это со стороны теплотехники релевантная мощность, которая, например, в связи с теряемыми мощностями подводится к одной гидросистеме и которая должна отводиться как производительность по теплосъему.

## 2.1 Передаваемый тепловой поток

Объемные потоки, которые поступают в теплообменник, имеют определенные энергосодержания, так называемые внутренние энергии. Внутренняя энергия равна соответствующему объемному потоку,

помноженному на плотность среды, ее удельную теплоемкость и ее абсолютную температуру.

$$\text{Здесь в действии формула: } \dot{U} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot T \quad (2)$$

$\dot{U}$  = внутренняя энергия массового потока в квт

$\dot{V}$  = объемный поток в м<sup>3</sup>/сек.

$c$  = удельная теплоемкость в кдж/кг К

$T$  = абсолютная температура в К

$\rho$  = плотность среды в кг/м<sup>3</sup>

Тепловой объемный поток от входа в теплообменник до выхода из него отдает часть своей внутренней энергии. Разность внутренней энергии соответствует передаваемому тепловому потоку.

$$\dot{Q}_W = \dot{U}_{WE} - \dot{U}_{WA} = \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot (T_{WE} - T_{WA}) \quad (3)$$

При условии, что теплообменник не отдает наружу никакого тепла, поглощает холодный объемный поток такой же тепловой поток. Аналогично с тепловым объемным потоком действует формула:

$$\dot{Q}_K = \dot{U}_{KA} - \dot{U}_{KE} = \dot{V}_K \cdot \rho_K \cdot c_K \cdot (T_{KA} - T_{KE}) \quad (4)$$

Передаваемый посредством теплообменника тепловой поток может непосредственно определяться, если измеряется объемный поток и входная и выходная температура одной из сред с известной плотностью и известной удельной теплоемкостью.

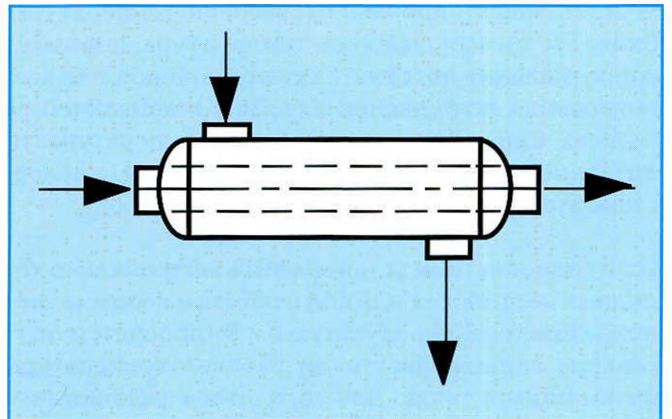


Рис. 22: Теплопередача

## 2.2 Теплопередача

### 2.2.1 Принцип действия теплообменников

В теплообменнике передается тепло от одного материала (жидкость или газ) с температурой  $T_1$  к другому материалу с температурой  $T_2$ . При этом тепло передается от одного материала посредством конвекции к стенке (стенка резервуара или труба) поверхностью A. Через стенку осуществляется теплопередача через так называемый теплопровод. От стенки к другому материалу передается тепло снова посредством конвекции. Согласно закону сохране-

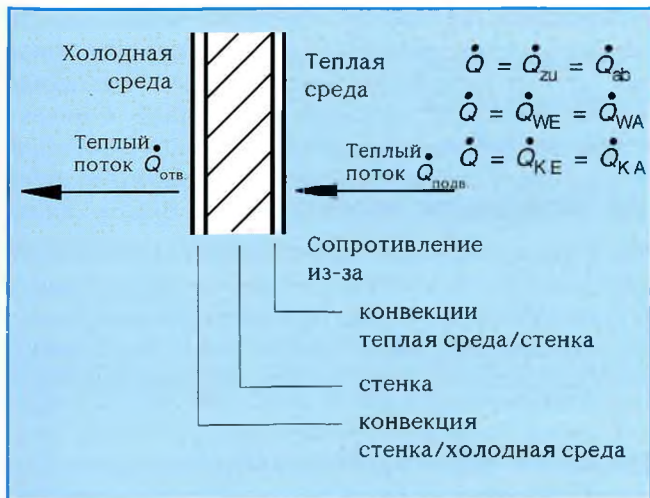


Рис. 23: Теплопередача

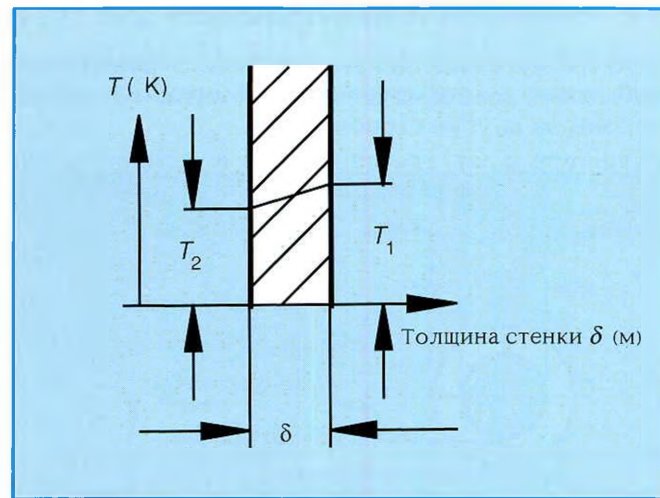


Рис. 25: Теплопроводность через ровную стенку

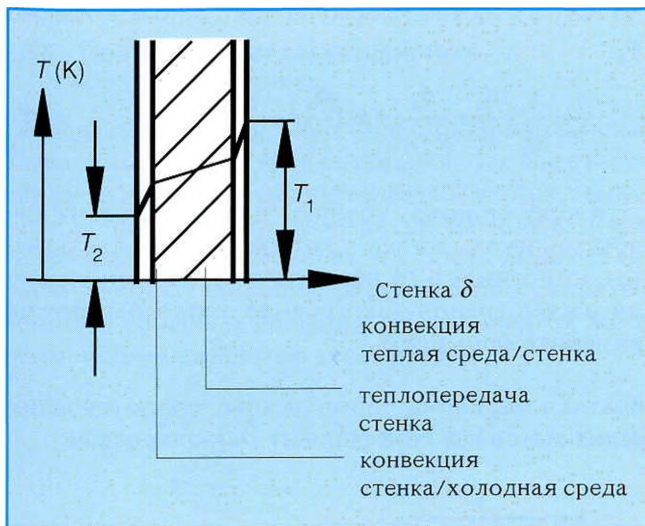


Рис. 24: Изменение температуры

ния энергии (1) при таком процессе поток энергии постоянной величины.

## 2.3 Теплопроводность

### 2.3.1 Теплопроводность через стенку

Если тепло поступает вертикально через ровную стенку, температура  $T_1$  падает линейно с одной стороны к другой до температуры  $T_2$ . Падение температуры зависит от толщины стенки и от зависящего от материала коэффициента теплопроводности  $\lambda = \text{кВт/мК}$

Теплопроводность, которая течет вертикально через ровную стенку, прямо пропорциональна протекаемой поверхности. В результате этого поступающий через ровную стенку тепловой поток можно выразить следующим образом:

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_{\text{подв}} = \dot{Q}_{\text{отв}} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \quad (5)$$

$\dot{Q}_W$  = тепловой поток в кВт  
 $\lambda$  = коэффициент теплопроводности в кВт/м К  
 $\delta$  = толщина ровной стенки в м  
 $A$  = протекаемая поверхность в м<sup>2</sup>  
 $T$  = температура в °К

Коэффициент теплопроводности  $\lambda$  зависит от соответствующего материала и температуры. Так, например, для алюминия чистой в 99% при измеряемой температуре в 20 °С  $\lambda = 180 \text{ Вт/м К}$  при измеряемой температуре в 100 °С  $\lambda = 187 \text{ Вт/м К}$

Для стали с содержанием углерода около 0,1% при изменяемой температуре в 100 °С  $\lambda = 45 \text{ Вт/м К}$  при 300 °С  $\lambda = 40 \text{ Вт/м К}$

Коэффициент теплопроводности некоторых материалов в Вт/м К при 20 °С

Литейная оловянно-цинковая бронза	~ 52
Чугун	~ 43
Медь	~ 320
Латунь	~ 68 до 96
Сталь	~ 48
Высококачественная сталь	~ 13

### 2.3.2 Теплопередача через стенки труб

Когда тепло поступает вертикально через стенку труб, падает температура логарифмически с одной стороны на другую сторону.

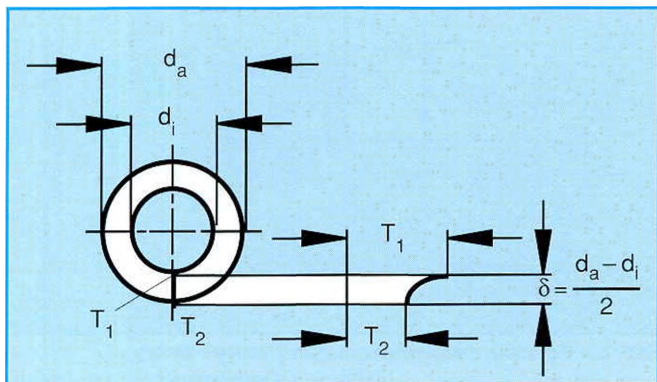


Рис. 26: Теплопроводность через стенку труб

Возникает тепловой поток через трубы аналогично с формулой 2.

$$\dot{Q} = \frac{2\pi \cdot L \cdot \lambda}{\ln \frac{d_a}{d_i}} \cdot (T_1 - T_2) \quad (6)$$

### 2.3.3 Конвекция

Тепловой поток жидкости или газа с температурой  $T_1$  к стенке  $T_{W1}$  составляет:

$$\dot{Q}_W = \alpha_W \cdot A (T_1 - T_{W1}) \quad (7)$$

Для теплоперехода от стенки к холодной среде в действии соответственно этому

$$\dot{Q}_K = \alpha_K \cdot A (T_{W2} - T_2)$$

Здесь представляет собой коэффициент теплопроводности (кВт/м<sup>2</sup>К)

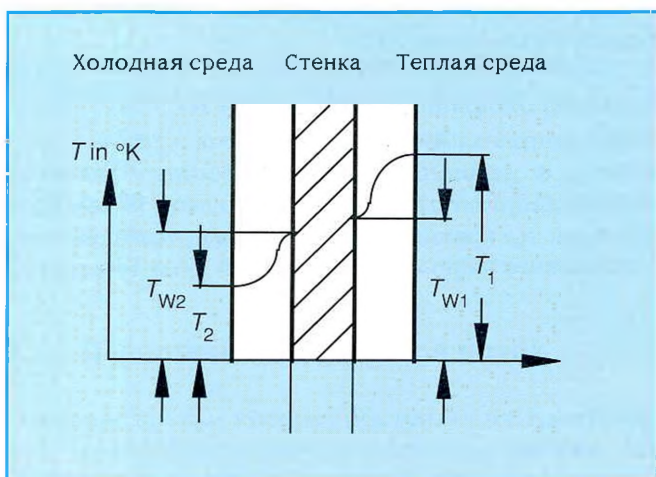


Рис. 27: Теплопереход посредством конвекции

Коэффициент теплопроводности зависит от:

- вязкости среды
- скорости среды
- формы стенки

### 2.3.4 Коэффициент теплопередачи

Общее сопротивление, которые противодействует тепловому потоку при переходе из одной среды в другую, обозначается как термическое сопротивление 1/к. Оно представляет собой сумму сопротивлений в результате конвекции и теплопроводности.

Для ровных стенок в действии формула:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (8)$$

Для труб в действии формула, взятая по отношению к  $d_a$ :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \left( \frac{d_a}{d_i} \right) + \frac{1}{\alpha_a} \quad (9)$$

В теплообменниках, которые применяются на гидроустановках, стенки труб настолько маленькие, что соотношение  $d_a/d_i$  равно почти 1. Поэтому можно для рассмотрения такого вида теплообменников применить формулу 8.

Обратная величина термического сопротивления обозначается как коэффициент теплопередачи.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (10)$$

### 2.3.5 Определение коэффициента теплопередачи

Для передаваемого в общем тепловом потоке вследствие конвекции и теплопроводности в действии формула:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (11)$$

- $\dot{Q}$  = тепловой поток в кВт
- $k$  = коэффициент теплопередачи в кВт/м<sup>2</sup> °К
- $A$  = охлаждающая поверхность в м<sup>2</sup>
- $\Delta T$  = средняя разность температур между обеими средами в °К (см. формулу 13)

Передаваемый тепловой поток, таким образом, прямо пропорционален разности температур, охлаждающей поверхности и коэффициенту теплопередачи  $k$ . Если будут известны передаваемое количество тепла, охлаждающая поверхность и разность температур на основании конструкции и измерений, можно будет определить коэффициент теплопередачи по формуле:

$$k = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_m} \quad (12)$$

На практике в общем известны подлежащая передаче мощность или тепловой поток и перепад температуры. Для коэффициента теплопередачи имеются в зависимости от типа конструкции теплообменника и применяемых в нем материалов эмпирические значения. Переменными величинами остаются для изготовителя теплообменников только еще поверхность теплообменника и объемные потоки сред.

### 2.3.6 Температурная характеристика в теплообменниках

Температурная характеристика в теплообменниках в зависимости от их типа различная. Для всех типов общим является то обстоятельство, что ни температуры, ни разности температур на поверхности теплообменника не относятся к постоянным величинам. Поэтому вычисления следует производить с помощью среднего значения.  $\Delta T_m$  становится логарифмической разностью температур

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_A - \Delta T_E}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_E}} \quad (13)$$

На практике разность температуры определяется путем испытания на стенде. Для этого направляется соответствующая среда через испытуемый объект и измеряются объемный поток, а также входная и выходная температура. С помощью измеренных величин получают по формулам (2), (3), и (4) передаваемый тепловой поток:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta T \quad (14)$$

при этом

$$\Delta T = T_{\text{на выходе}} - T_{\text{на входе}}$$

### 2.3.7 Типы теплообменников

В активных теплообменниках разность температуры зависит от направления течения горячей и холодной среды.

Общепринятые в гидросистемах теплообменники различаются по направлению течения:

противоточный теплообменник или однопоточный теплообменник

противоточный/прямоточный или многоточный теплообменник

перекрестный теплообменник.

#### 2.3.7.1 Противоточный теплообменник

Это самое простое конструктивное исполнение активных теплообменников. Среда течет навстречу друг другу. Охлаждающая среда встречается при входе в охладитель уже охлажденную, теплую среду. Разность температур  $T_{KE}$  по отношению к  $T_{WA}$  сравнительно незначительная.

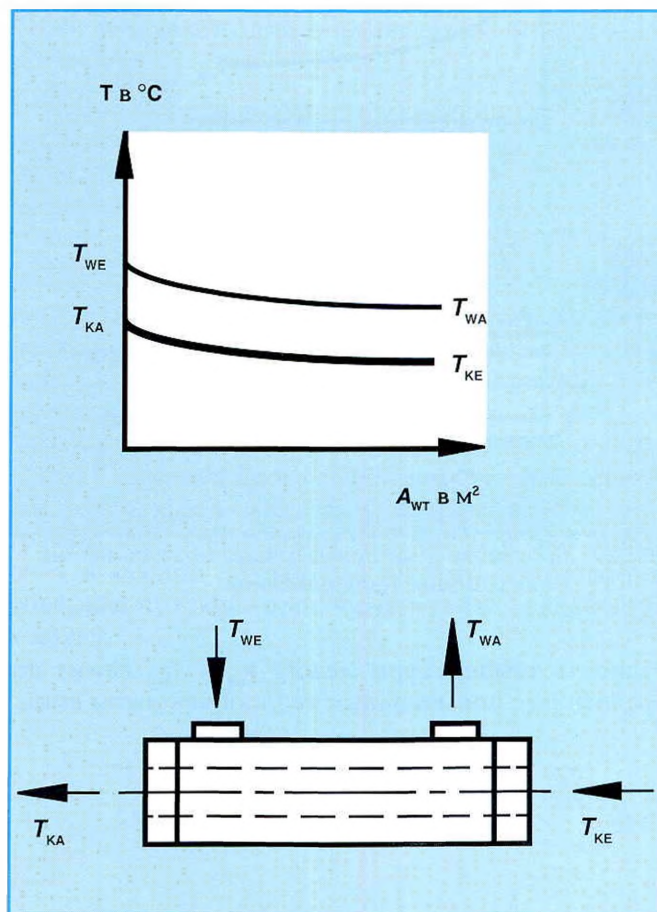


Рис. 28: Противоток (однопоточный теплообменник)

### 2.3.7.2 Противоточный-прямоточный теплообменник

В данном случае изменяется направление течения одной из сред, в общем это большей частью охлаждающая среда. Она проходит через другую среду, которая не отклоняется, 2 раза. В результате этого возникает, с одной стороны, противопоток, с другой стороны, прямоток. Такой вид конструкции требует, чтобы крышка была из двух частей.

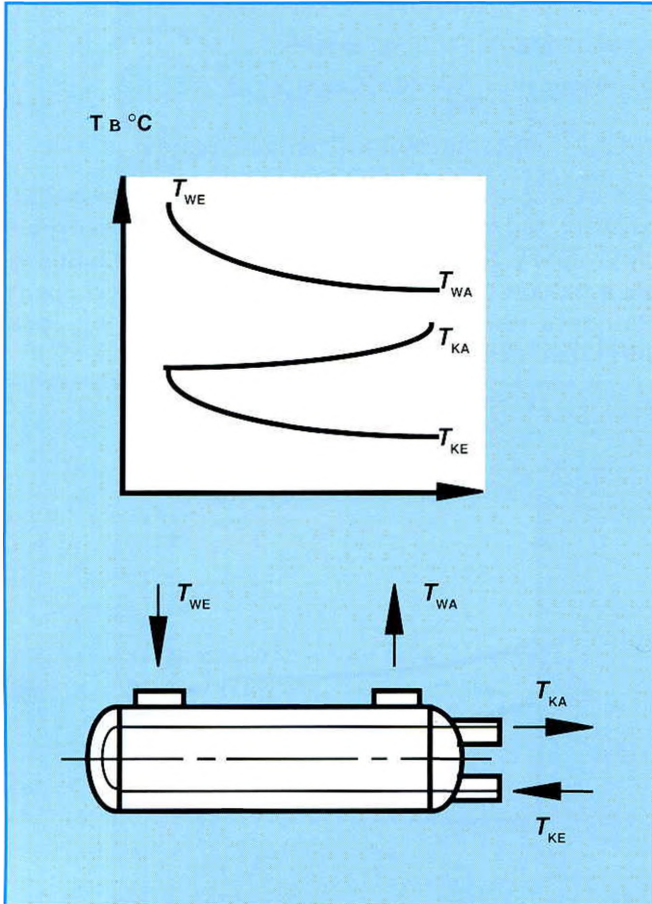


Рис. 29. Противоточный-прямоточный теплообменник (многоточный теплообменник)

Разность температуры между  $T_{KE}$  и  $T_{WA}$  лежит по сравнению с прямоточным теплообменником выше.

### 2.3.7.3 Перекрестный теплообменник

Перекрестные теплообменники - это большей частью масляно-воздушные теплообменники.

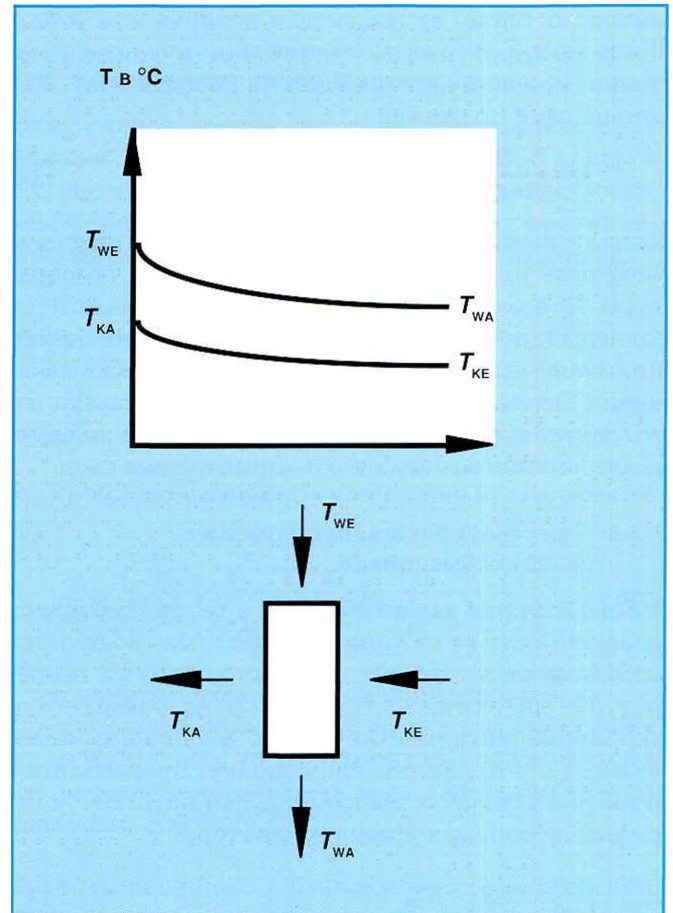


Рис. 30. Перекрестный теплообменник (установки с воздушным охлаждением)

### 2.3.8 Вычисления для теплообменников по методу NTU (NTU = количество единиц измерения теплопередачи)

Поскольку не всегда можно вычислить среднюю разность температуры, следует искать других методов расчета.

Кэйс и Лондон описывают в своей книге "Компактные теплообменники" один метод, который предоставляет возможность произвести вычисления для теплообменников с помощью графических изображений.

Исходной точкой является "тепловой эквивалент"  $W$  одной среды

$$W = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \quad (15)$$

$\dot{V}$  = объемный поток в м<sup>3</sup>/сек.

$\rho$  = плотность среды в кг/м<sup>3</sup>

$c$  = удельная теплоемкость среды в квт/кг °К

Тепловой эквивалент соответствует внутренней энергии массового потока на единицу измерения температуры (ср. формулу 2).

$$W = \frac{\dot{Q}}{\Delta T} \quad (16)$$

Для холодной среды в действии

$$W_K = \dot{V}_K \cdot \rho_K \cdot c_K$$

Для теплой среды в действии

$$W_W = \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_W$$

Для эффективности одного теплообменника решающее значение меньшая из этих обеих величин  $W_{\min}$ , поскольку независимо от других влияющих физических величин действует закон сохранения энергии (1). Для вычисления следует определять обе величины, с меньшей величиной  $W_{\min}$  следует продолжать дальнейшие вычисления.

Для передаваемого теплового потока теплообменника наряду с тепловым эквивалентом  $W_{\min}$  играет важную роль разность температуры между входом и выходом среды.

Наибольший передаваемый тепловой поток  $\dot{Q}_{\max}$  возникает тогда, когда при меньшем тепловом эквиваленте настраивается максимальная разность входной температуры  $ETD$ . На рисунках 28 до 30 получается  $ETD = T_{WE} - T_{KE}$ . Из этого следует

$$\dot{Q}_{\max} = W_{\min} \cdot ETD \quad (17)$$

Эффективность  $\varepsilon$  теплообменника определяется как соотношение между действительно отведенным тепловым потоком и максимально отводимым тепловым потоком.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{W_K \cdot (T_{KA} - T_{KE})}{W_{\min} \cdot (T_{WE} - T_{KE})} = \frac{W_W \cdot (T_{WE} - T_{WA})}{W_{\min} \cdot (T_{WE} - T_{KE})} \quad (18)$$

Для масловодяных теплообменников в общем действует следующее уравнение:  $W_{\min} = W_K$ .

При таком условии вытекает, что

$$\varepsilon = \frac{t_{KA} - t_{KE}}{t_{WE} - t_{KE}}$$

Дополнительно к вышеуказанному до сих пор следует ввести значение для единицы измерения теплопередачи NTU.

NTU означает (Number of Heat Transfer Units) (количество единиц измерения теплопередачи).

$$NTU = \frac{k \cdot A}{W_{\min}}$$

Уравнение размеров показывает, что также это значение, как и  $\varepsilon$ , безразмерное.

Взаимодействие между эффективностью  $\varepsilon$  и единицей измерения теплопередачи  $NTU$  можно графически изобразить для определенных форм теплообмена.

С помощью графических изображений и формул при предварительно заданных значениях можно вычислить требуемые охлаждающие поверхности или при предварительно заданной поверхности и предварительно заданных количествах сред соответствующие выходные температуры.

Поскольку на практике следует исходить из определенных угловых значений и из определенных размеров охлаждающего устройства, выборочные диаграммы построены таким образом, что на координате X подается объемный поток более теплой среды (масла), а на координате Y мощность теплообменника на разность входной температуры  $ETD$ . Диаграммы построены таким образом, что они имеют силу в каждом случае для особого соотношения объемных потоков холодной или теплой среды друг к другу.

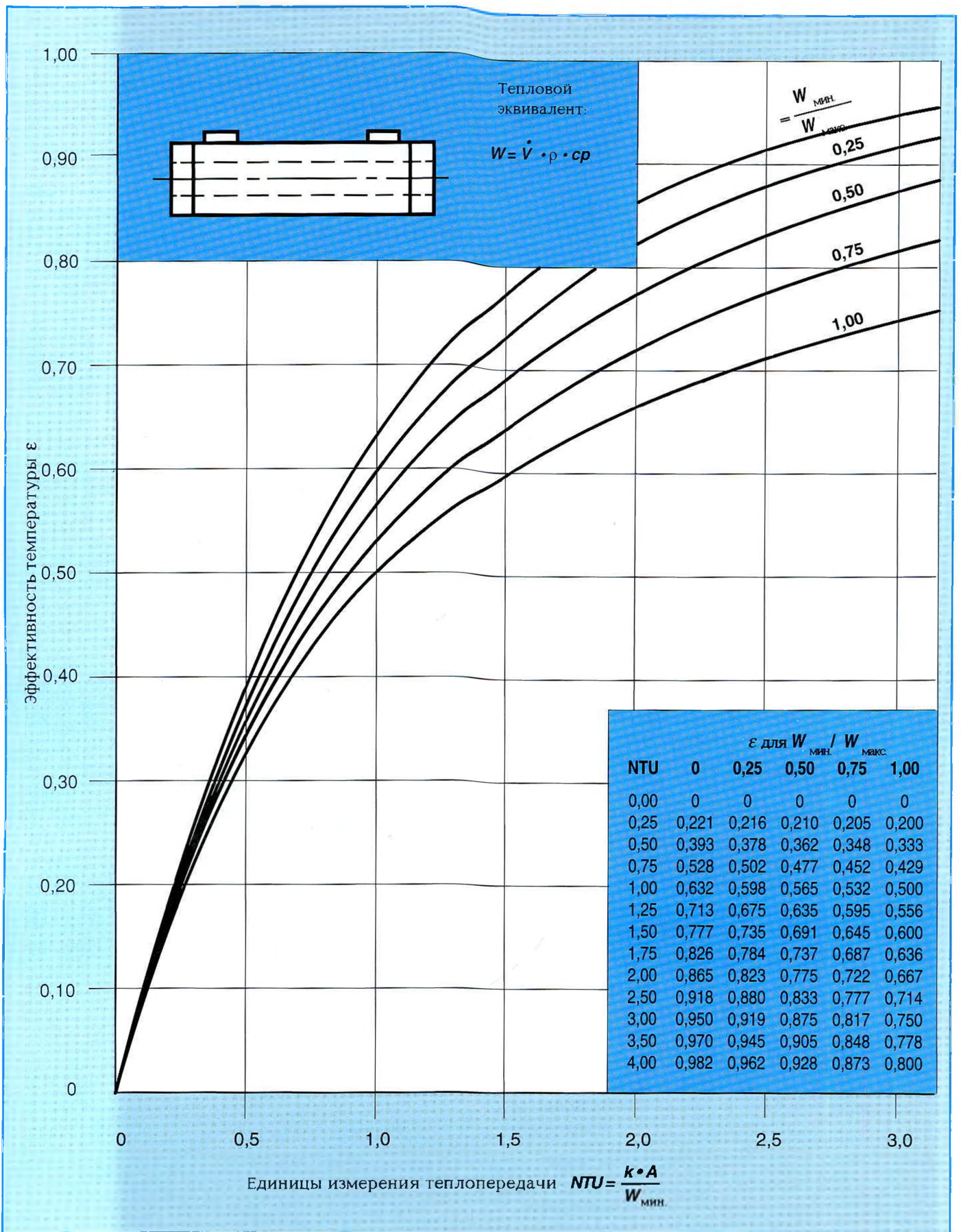


Диаграмма № 10: Мощность противоточного теплообменника  
 Эффективность  $\epsilon$  зависит от значения NTU  
 Параметры: Соотношение водных эквивалентов по методу Кэйса и Лондона

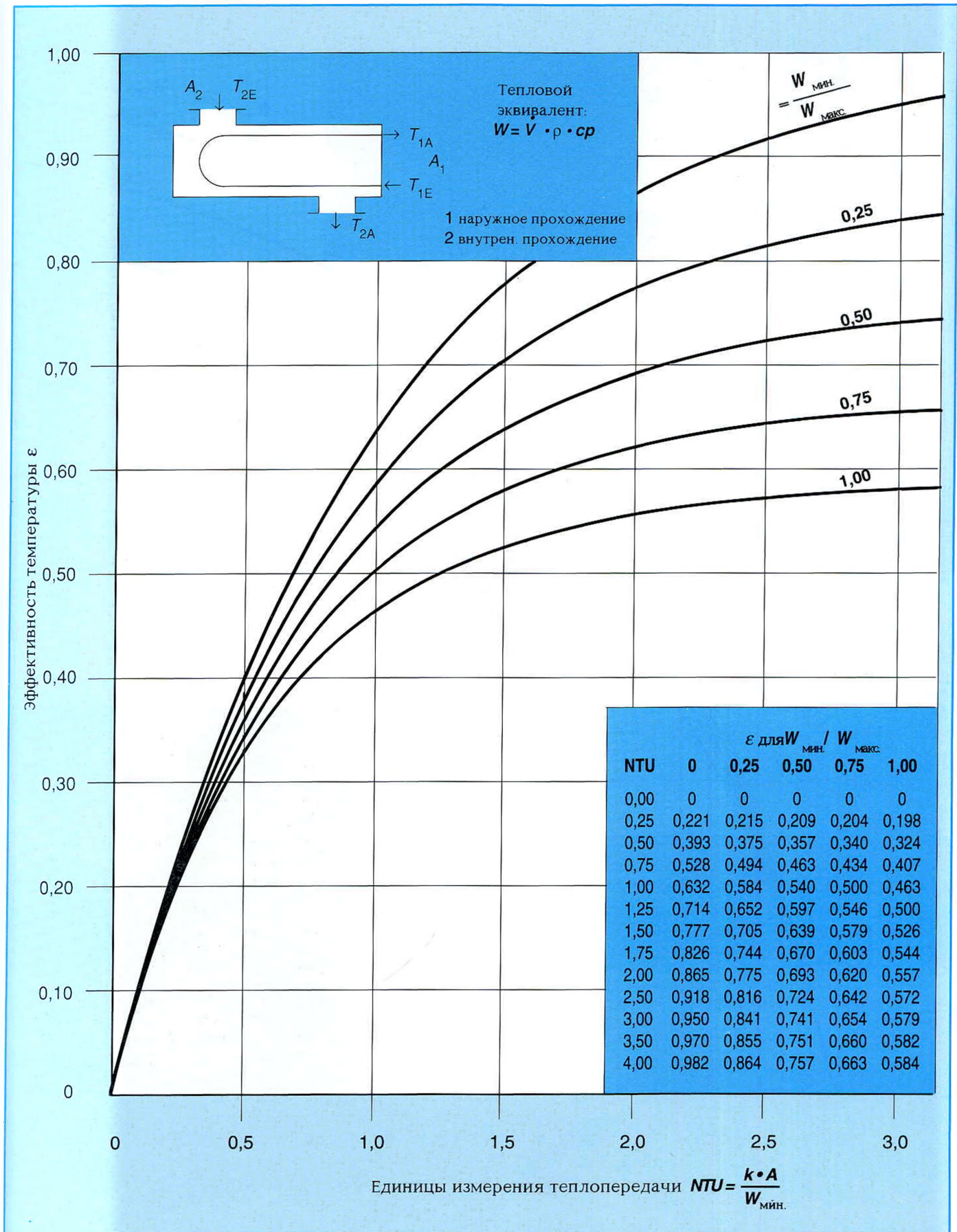


Диаграмма № 11: Мощность одного однопоточного-противоточного теплообменника; при равномерном распредел. тепла.  
 Эффективность  $\epsilon$  зависит от значения NTU  
 Параметры: Соотношение водных эквивалентов по методу Кэйса и Лондона



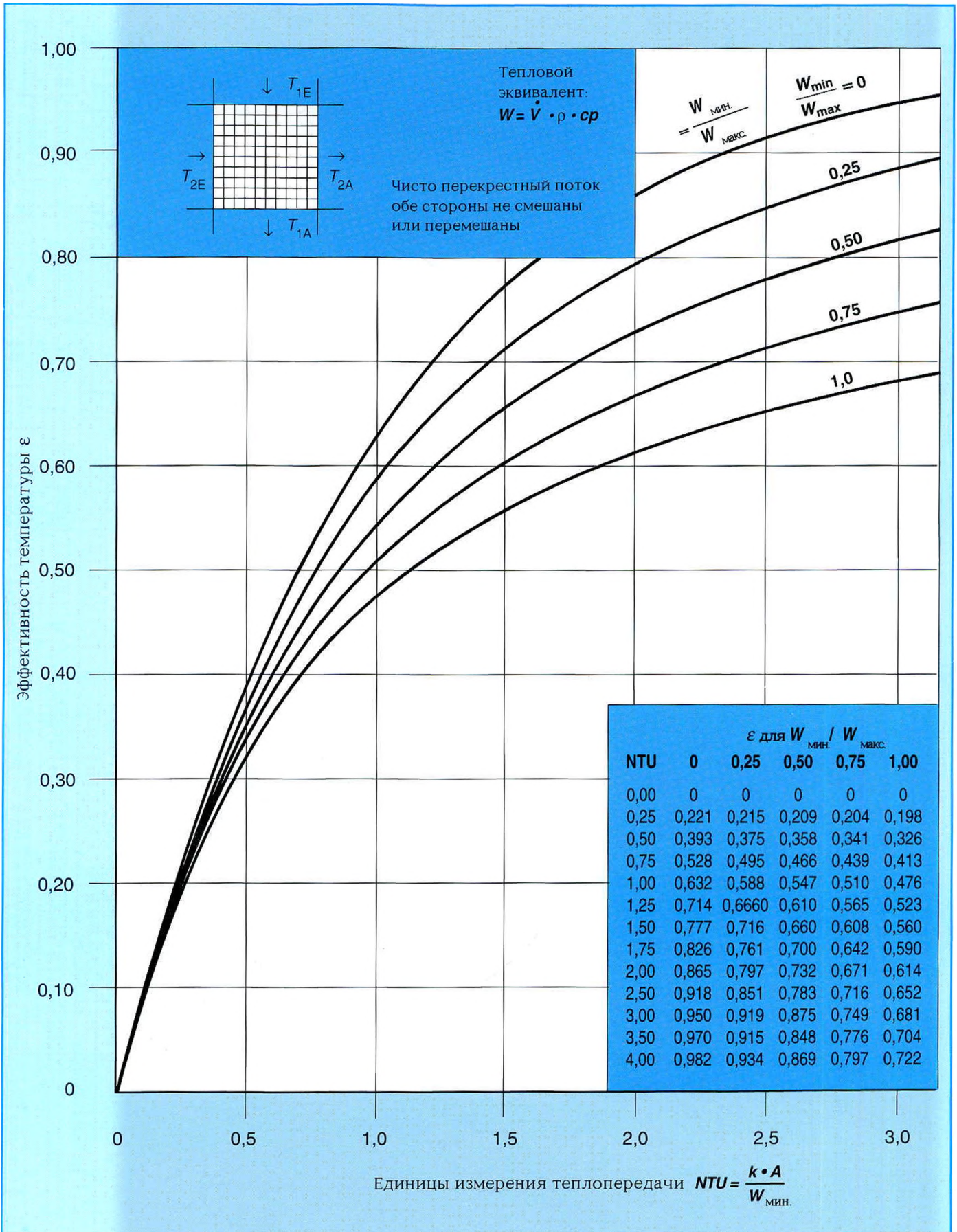


Диаграмма № 12: Мощность одного перекрестного теплообменника

Эффективность  $\epsilon$  зависит от значения NTU

Параметры: Соотношение водных эквивалентов по методу Кэйса и Лондона

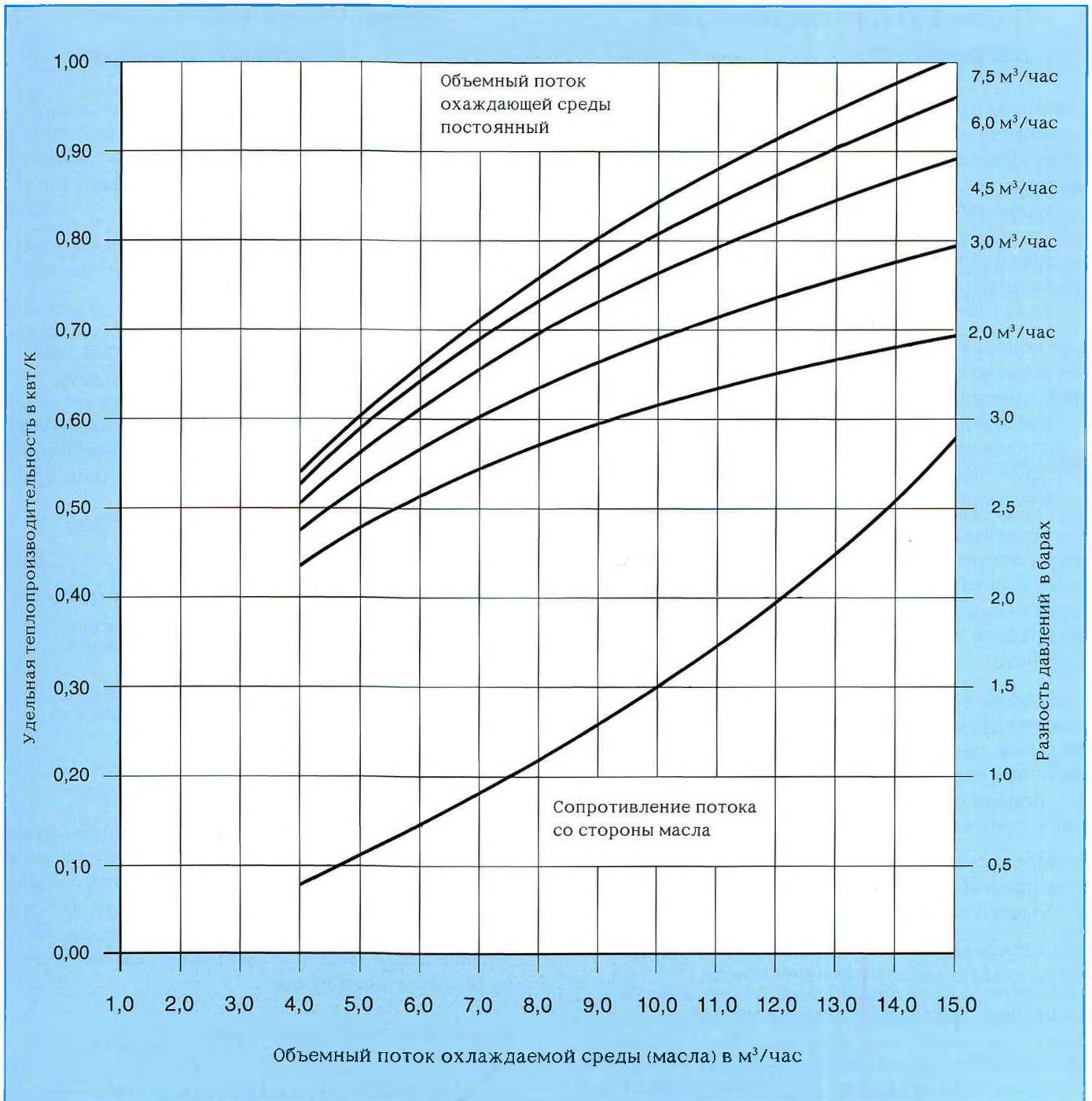


Диаграмма № 12: Составленная путем измерений диаграмма для удельной теплопроизводительности одного маслoводяного теплообменника в зависимости от объемного потока при предварительно заданных объемных потоках охлаждающей среды

### 3 Подвод тепла посредством нагревания

Для того, чтобы выполнить по мере возможности требование относительно постоянной температуры гидрожидкости, может потребоваться подведение к системе энергии посредством соответствующих теплообменников. В общем для этого преобразовывается электрическая энергия в тепловую энергию, которая после этого подводится к гидрожидкости. В исключительных случаях применяется также теплая вода или пар.

Для подвода электрической энергии предлагаются две возможности:

- встраивание электронагревательных элементов в резервуар
- встраивание проточных электронагревателей в отдельный контур нагревания-фильтрации-охлаждения

При встраивании нагревательных элементов в резервуар следует следить за тем, чтобы отдаваемое с поверхности нагревательного элемента количество тепла не превышало  $0,7 \text{ Вт/см}^2$  для того, чтобы предотвращать местное коксование гидравлической жидкости.

При проточных электронагревателях нагрузка на наружной поверхности может составлять  $2 \text{ Вт/см}^2$ , если с помощью поддержания постоянства минимального масляного потока будет обеспечиваться, что подводимое количество тепла не повлечет за собой местный перегрев гидравлической жидкости.

В гидросистемах работают нагревательные устройства практически без потерь. Подводимая энергия передается полностью к гидрожидкости.

При определении требуемой теплопроизводительности следует делать различия между

нагревом с  $T_1$  до  $T_2$  в течение времени  $Z$  или

поддерживанием температуры, когда из системы теряется тепло, например, при низких температурах в окружающей среде.

При нагревании, учитывая длительность нагревания, в действии следующее уравнение:

$$P_w = \frac{V_B \cdot c \cdot \rho (T_1 - T_2)}{Z} \quad (19)$$

- $P_w$  = подводимое количество тепла в кВт  
 $V_B$  = нагреваемое количество масла в резервуаре в  $\text{дм}^3$   
 $c$  = удельная теплота в  $\text{кВт час/кг}^\circ\text{К}$   
 $\rho$  = плотность в  $\text{кг/дм}^3$   
 $T_1$  = желаемая температура жидкости  $^\circ\text{К}$   
 $T_2$  = исходная температура, большей частью соответствует температуре окружающей среды в  $^\circ\text{К}$   
 $Z$  = длительность нагревания в часах

Для минерального масла

$$\rho = 0,89 \frac{\text{кг}}{\text{дм}^3}$$

$$c = 0,00052 \frac{\text{кВт} \cdot \text{час}}{\text{кг}^\circ\text{К}}$$

и

$$\rho \cdot c = 0,89 \cdot 52 \cdot 10^{-5} = 0,0004628 = 4,63 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кВт} \cdot \text{час}}{\text{дм}^3 \cdot \text{К}}$$

Для поддержания постоянной температуры в системе, из которой отводится тепло из-за низкой температуры в окружающей среде, в действии уравнение

$$\dot{Q}_w = k \cdot A (T_1 - T_2) \quad (20)$$

- $\dot{Q}_w$  = подводимое количество тепла в кВт  
 $k$  = коэффициент теплопередачи поверхностей, отдающих тепло, в  $\text{кВт/м}^2 \cdot \text{К}$   
 $A$  = наружные поверхности, отдающие тепло, резервуаров, приборов и трубопроводов в  $\text{м}^2$   
 $T_1$  = желаемая температура жидкости в  $^\circ\text{К}$   
 $T_2$  = температура окружающей среды в  $^\circ\text{К}$

Коэффициент теплопередачи  $k$  в данном случае сильно зависит от коэффициента теплоперехода (см. в формуле 8). Если исходить из того, что большая часть тепла излучается резервуаром и что скорость жидкости в резервуаре незначительная, то тогда теплопереход зависит только еще от движения воздуха вокруг резервуара.

Для практикуемого расчета при

неподвижном воздухе в действии:  $k = 0,01 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

подвижном воздухе в действии:  $k = 0,02 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

На основании формул (19) и (20) вытекает, что подводимое количество тепла зависит от разности температур. В данном случае применялась температура в градусах Цельсия.

## 4 Подвод тепла в результате теряемой мощности

При преобразовании энергии и при транспортировании гидравлической энергии в гидросистемах возникают мощности потерь в виде тепла. Такое тепло поглощается гидрожидкостью и транспортируется.

Общая теряемая мощность  $P_{v \text{ общ}}$  гидросистемы состоит из отдельных потерь мощности.

В гидросистемах возникают потери мощности на основании

$P_{v1}$	кпд деталей конструкции
$P_{v2}$	внутренних утечек
$P_{v3}$	дресселирования
$P_{v4}$	сопротивлений потоку

$$P_{v \text{ общ}} = \sum P_v = P_{v1} + P_{v2} + P_{v3} + P_{v4} \quad (21)$$

### 4.1 Теряемые мощности в результате кпд деталей конструкции

$$P_{v1} = \frac{\dot{V} \cdot p}{600 \cdot \Pi \eta} \text{ [кВт]} \quad (22)$$

$\dot{V}$	= общий объемный поток в $\text{дм}^3/\text{мин}$ .
$p$	= эксплуатационное избыточное давление в барах
$\Pi \eta$	= произведение всех кпд, например, насосов и двигателей

### 4.2 Теряемые мощности в результате внутренних утечек

$$P_{v2} = \frac{\dot{V}_L \cdot \Delta p}{600} \quad (23)$$

$\dot{V}_L$	= внутренние утечки в $\text{дм}^3/\text{мин}$ .
$\Delta p$	= разность давлений в барах

На практике внутренние утечки насосов входят в состав кпд насосов, так что в данном случае следует учитывать только теряемую мощность насосов при режиме хода нулевой подачи и внутреннюю утечку щелей клапанов.

### 4.3 Теряемые мощности на дросселях

При регулировании потоков жидкости с помощью дросселей, дроссельных кромок и диафрагм возникают отчасти значительные потери мощностей. Такие потери следует учитывать в особенности при гидрораспределителях, пропорциональных клапанах и сервогидрораспределителях.

$$P_{v3} = \frac{\dot{V}_1 \cdot p_1}{600} + \frac{\dot{V}_2 \cdot p_2}{600} + \frac{\dot{V}_n \cdot p_n}{600} \quad (24)$$

$\dot{V}$	= текущий объемный поток на соответствующем дросселе в $\text{дм}^3/\text{мин}$ .
$p$	= возникающая потеря давления на соответствующем дросселе в барах

### 4.4 Теряемые мощности из-за сопротивления потоку

При протекании гидрожидкости через приборы и трубопроводы возникают потери на трение, которые ведут к потерям давления в гидросистемах.

$$P_{v4} = \frac{\dot{V} \cdot \sum \Delta p}{600} \quad (25)$$

$\dot{V}$	= объемный поток а $\text{дм}^3/\text{мин}$ .
$\sum \Delta p$	= общая потеря давления в барах (сумма всех величин давления)

Для отличающихся друг от друга трактов течения гидрожидкости следует, в случае необходимости, произвести несколько расчетов. На практике потери мощности, которые возникают в трубопроводах, исключаются также снова трубопроводами.

## 5. Отвод тепла посредством деталей конструкции

Детали конструкции гидросистемы, приборы и резервуары, а также трубопроводы, отводят тепло в зависимости от размера наружной поверхности, толщины стенок и скорости сред.

На практике в общем учитывается только отвод тепла резервуаром. Теплоотдачей лучеиспусканием других деталей конструкции можно пренебрегать при вычислениях или она практически уже была учтена на запас.

### 5.1 Отвод тепла посредством теплообменников

Имеющееся в наличии в гидросистемах количество тепла из-за теряемых мощностей должно отводиться на практике посредством активных теплообменников. Отводимый на резервуаре тепловой поток может учитываться.

### 5.2 Резервуар в качестве теплообменника

Самый простой теплообменник - это резервуар для жидкости.

Для резервуара в действии уравнение

$$\dot{Q} = k \cdot A (T_{\text{резерв.}} - T_{\text{окружающей среды}}) \quad (26)$$

В связи с тем, что нормальным образом скорости жидкостей, а также воздуха, незначительной величины и сравнительно большая толщина стенок, коэффициент теплопередачи  $k$  незначительный. При спокойном воздухе и незначительной скорости жидкости  $k = 0,012$  кВт/м<sup>2</sup>°К.

Опыты показали, что в качестве  $A$  применяться должна только поверхность, смоченная маслом.

Для нормированных согласно DIN-стандарту 24339 резервуаров приводятся обобщенно в таблице № 14 поверхности и отводимые мощности.

Резервуар типоразмер	$A$ в м <sup>2</sup>	$\Delta T=20$ К	$\Delta T=30$ К	$\Delta T=40$ К
63	0,89	0,21	0,32	0,42
100	1,16	0,28	0,42	0,56
160	1,58	0,38	0,57	0,76
250	2,12	0,51	0,76	1,02
400	2,98	0,72	1,07	1,44
630	3,91	0,94	1,41	1,88
800	4,75	1,14	1,71	2,28
1000	5,4	1,30	1,94	2,60

Диаграмма № 10: Отводимая от резервуара мощность  $P_B$  в кВт, при  $k = 0,012$  кВт/м<sup>2</sup>°К

При разности температуры в 30°К тепловой поток на свободно установленном резервуаре составляет около 0,36 (кВт/м<sup>2</sup>).

Также трубопроводы и детали конструкции на крупногабаритных установках представляют собой теплообменники. Отводимое в таком случае тепло можно определять таким же образом, как и при резервуарах. Такое количество тепла нормальным образом не включается в тепловой баланс.

### 5.3 Активные теплообменники

Под активными теплообменниками в гидросистемах подразумеваются охлаждающие устройства, которые описываются на стр. 73 и 74.

Объем производительности по теплосъему теплообменника вытекает из теплового баланса для всей гидросистемы (см. на стр. 83). При этом тепловой поток, который подводится к системе в связи с мощностями потерь, должен равняться тепловому потоку, отводимому посредством охлаждающего устройства и резервуара.

В действии находится уравнение

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{A \text{ резерв.}} + \dot{Q}_{A \text{ теплообменника}}$$

На практике учитываются при вычислении теряемых мощностей в гидросистемах большей частью только теряемые мощности в результате внутренних утечек на насосах, двигателях и при известных условиях на клапанах, а также потери при дросселировании на пропорциональных клапанах и сервоклапанах. Во многих случаях, в особенности при резервуарах малых габаритов, пренебрегается тепловым потоком, отводимым резервуаром. Также при больших резервуарах, которые установлены в непрветриваемых помещениях и которые поэтому не могут отдавать свое тепло в окружающую среду, отдаваемое резервуаром тепло не включается в расчеты. Может даже случиться, что здесь будет подводиться тепло к гидросистеме через резервуар или трубопроводы.

## 6 Тепловой баланс гидросистем

На температуру гидрожидкости оказывается влияние со стороны

- теряемой мощности
- места для установки
- наружной поверхности излучающих тепло деталей конструкции (резервуар)

Допустимая температура жидкости зависит от

- вида жидкости
- требований, предъявляемых к гидросистеме.

В соответствии с влияющими физическими величинами и допустимой температурой жидкости следует составить баланс для теплового режима по формуле (1).



Рис. 31: Тепловой баланс для гидросистем

## 7 Регулирование теплового режима

При простых гидросистемах с небольшими потоками энергии не будет достаточным применение резервуара в качестве теплообменника, чтобы отводить теряемые мощности из системы.

При гидроагрегатах с регулируемыми насосами по давлению очень часто поток утечки масла регулируемого насоса по давлению направляется через масляно-воздушное охлаждающее устройство, которое встроено в держатель насоса.

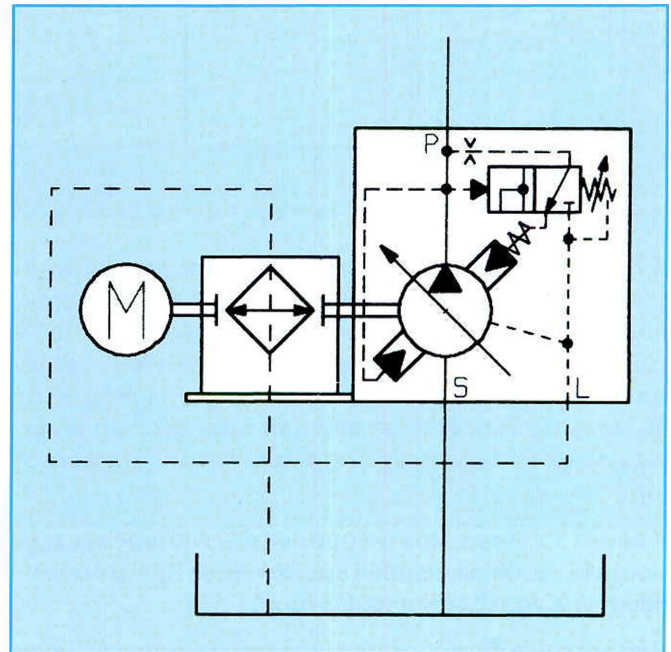


Рис. 32: Схема переключений одной насосной группы с масляно-воздушным охлаждающим устройством

С ростом требований, предъявляемым к гидросистемам, повышается также требование относительно постоянной температуры жидкости. При проектировании гидросистем это следует учитывать.

Самый простой вид охлаждения осуществляется с помощью переключающих клапанов. Для того, чтобы охлаждать рабочую среду, при достижении определенной, регулируемой в пределах температуры жидкости с помощью термостатически действующего клапана направляется охлаждающая вода через теплообменник. При этом будет охлаждаться гидрожидкость, поступающая от гидросистемы к резервуару.

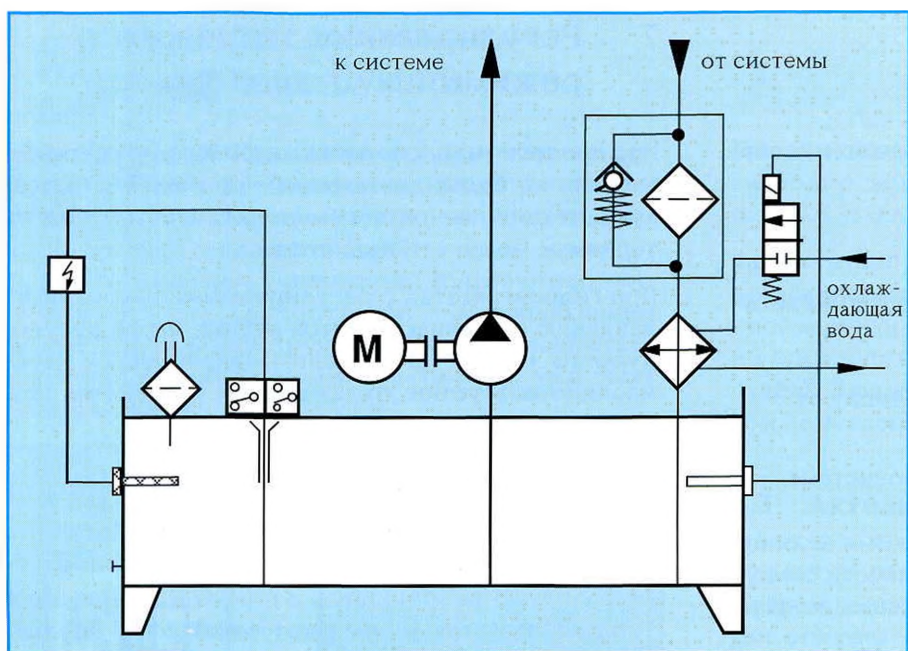


Рис. 33.  
Схема переключений одного управления, действующего по принципу и/или

Для нагревания при понижении температуры жидкости прикладывается напряжение к нагревательной спирали через электрический термостат. Такая спираль нагревает посредством защитной трубы жидкости местно. Теплопроизводительность не должна превышать  $0,7 \text{ Вт/см}^2$  для того, чтобы при минеральном масле предотвращать местное коксование.

В обоих случаях можно применять гистерезис термостата для включения и выключения. При этом температура колеблется на  $\pm 3$  до  $8^\circ$ .

Для того, чтобы поток охлаждающей жидкости можно было лучше регулировать, можно применять, вместо термостатического клапана для воды с функцией типа "открыто - закрыто", соответствующий клапан с пропорциональной функцией. Хотя у

клапанов с пропорциональной функцией лучшая характеристика регулирования, они могут при известных обстоятельствах однако послужить причиной того, что поток воды будет малым. В результате этого смогут оседать в воде взвешенные частицы, в случае их наличия, и повести к затруднениям.

При применении переключающих клапанов следует проверить, могут ли вызвать затруднения удары при закрытии клапана для охлаждающей воды, в противном случае следует применять клапан с демпфированием закрытия.

Другой вид температурного регулирования в гидросистеме исходит из того, что возвращающееся от управления количество жидкости слишком большое для того, чтобы его можно было фильтровать и/или охладить.

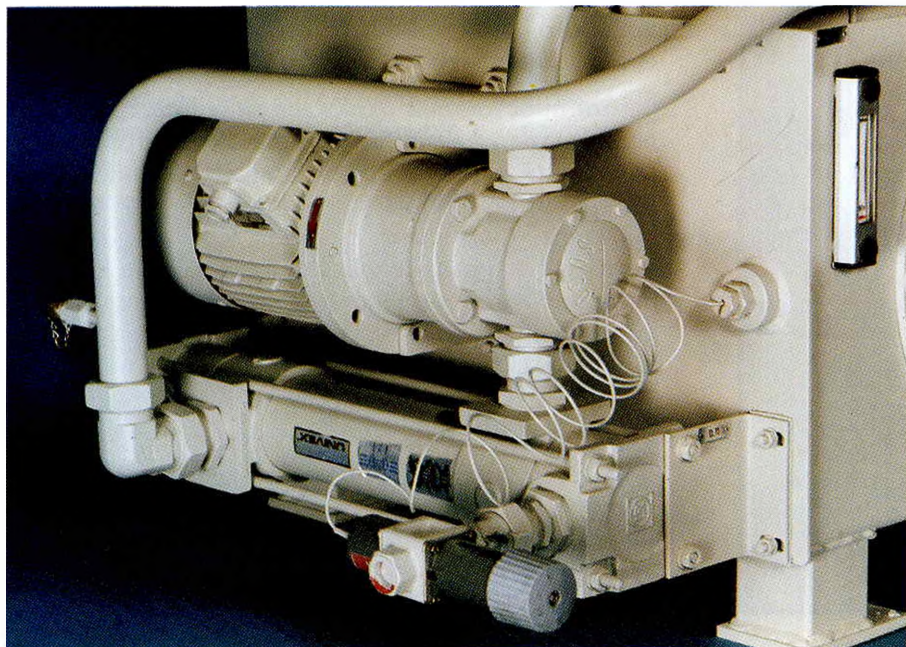


Рис. 34

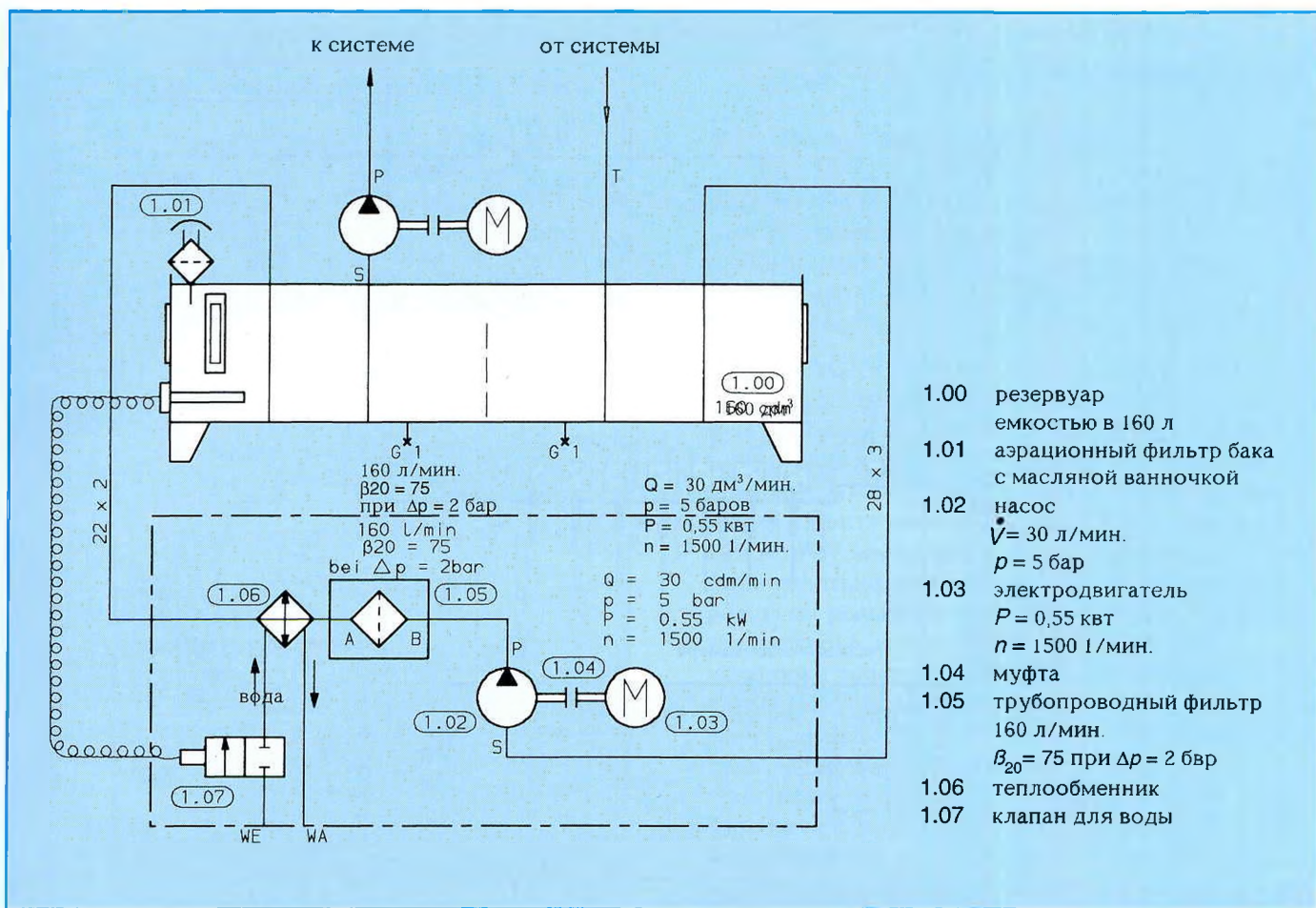


Рис. 35: Схема переключений на фильтровально-охлаждающей станции

На гидроустановках поэтому часто встречаются нагрев, фильтрация и охлаждение в отдельной сети. Отдельные компоненты такой сети в принципе такие же, как и при управлении по принципу и/или.

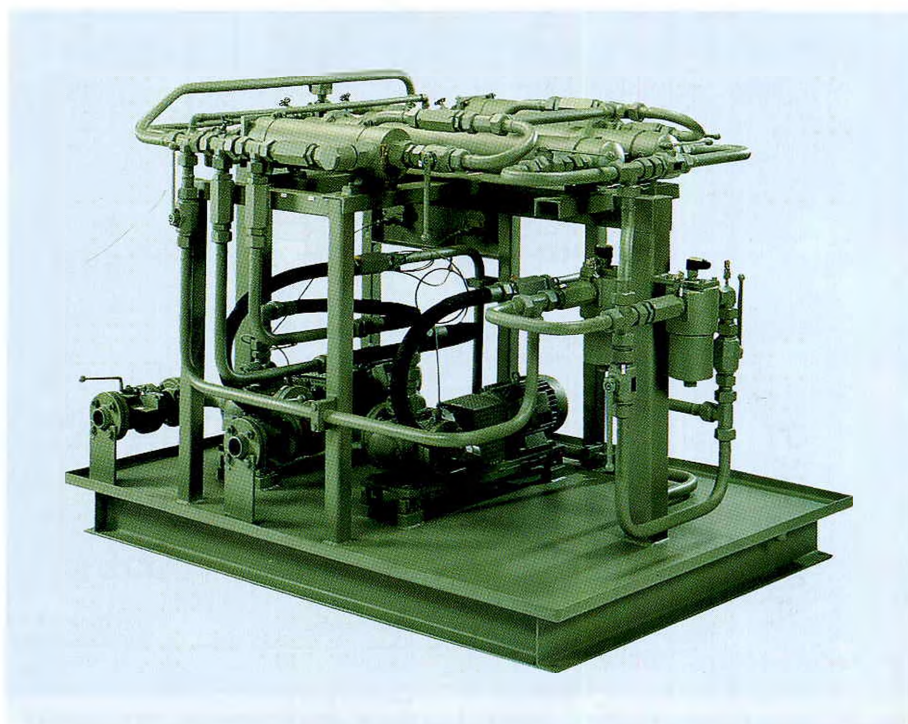


Рис. 36



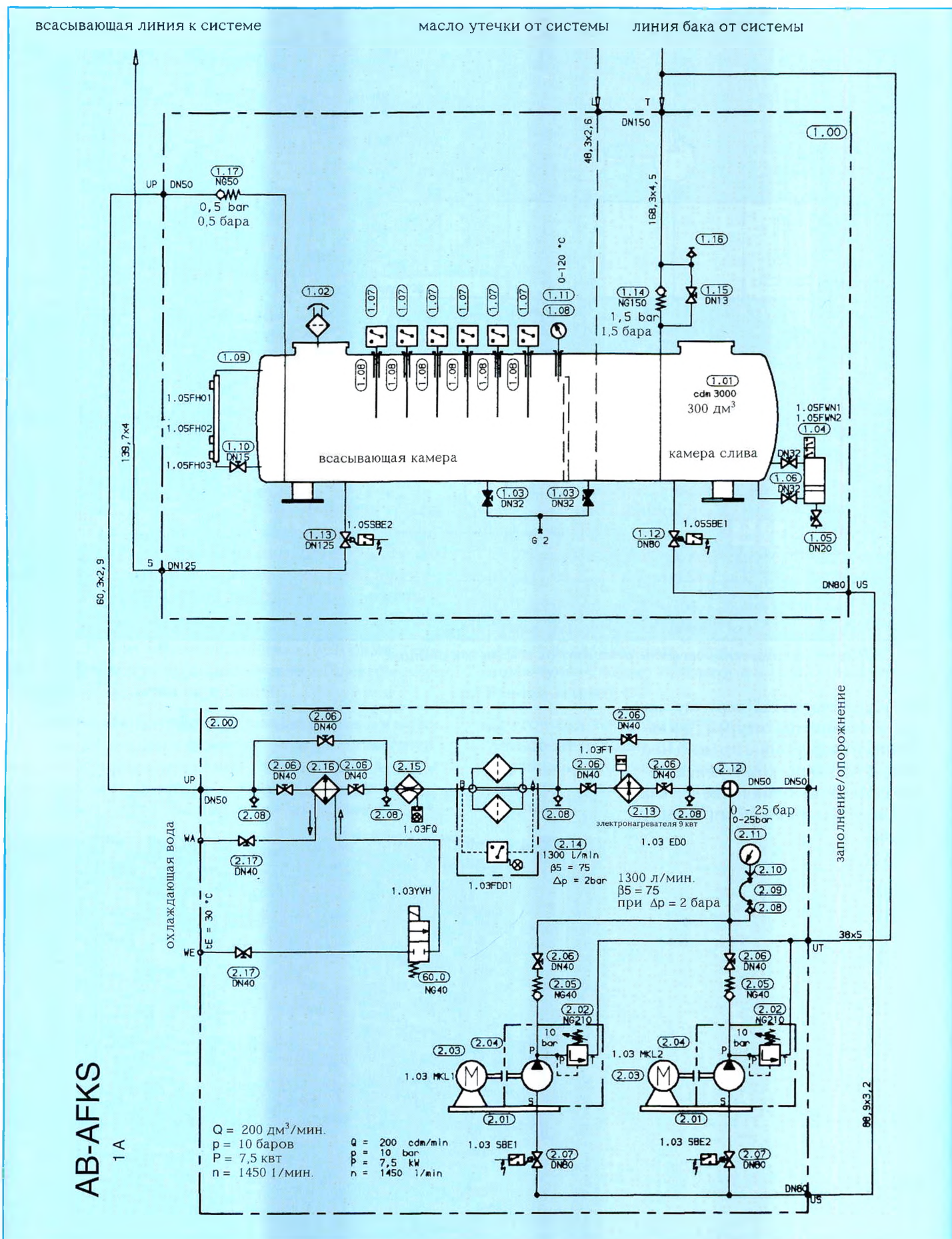


Рис. 37. Схема переключения станции нагрева, фильтрования, охлаждения

- 1.00 Резервуарная станция  
состоит из нижеприведенных устройств:
- 1.01 резервуара  
 $V = 3000$  л
- 1.02 азрационного фильтра бака  
с масляной ванночкой
- 1.03 крана со сферической пробкой
- 1.04 сигнального устройства для воды
- 1.05 крана со сферической пробкой
- 1.06 крана со сферической пробкой
- 1.07 термостата (слева направо)  
40 °C охлаждение "выкл." 1.05 FT04  
50 °C охлаждение "вкл." 1.05 FT03  
45 °C нагрев "выкл." 1.05 FT06  
35 °C нагрев "вкл." 1.05 FT05  
60 °C масло "слишком горячее" 1.05 FT02  
25 °C масло "слишком холодное" 1.05 FT01
- 1.08 втулки
- 1.09 поплавкового выключателя
- 1.10 фланцевого клапана
- 1.11 термометра  
Диапазон индикации 0 - 120 °C
- 1.12 клиновой задвижки с конеч. выключателем
- 1.13 клиновой задвижки с конеч. выключателем
- 1.14 обратного клапана  
Номинальный размер: 150,  $p_0 = 1,5$  бар
- 1.15 крана со сферической пробкой
- 1.16 муфты с нарезкой
- 1.17 обратного клапана  
Номинальный размер: 150,  $p_0 = 0,5$  бар
- 2.00 Станция нагревания, фильтрования,  
охлаждения  
состоит из нижеприведенных устройств:
- 2.01 основной рамы
- 2.02 винтового насоса  
 $V = 200$  л/мин.,  $p = 10$  бар
- 2.03 электродвигателя  
 $P = 7,5$  квт,  $n = 1450$  1/мин.
- 2.04 муфты
- 2.05 обратного клапана  
Номинальный размер 40
- 2.06 крана со сферической пробкой
- 2.07 клиновой задвижки с конеч. выключателем
- 2.08 муфты с нарезкой
- 2.09 гибкого трубопровода
- 2.10 соединительного элемента
- 2.11 манометра
- 2.12 трехлинейного крана
- 2.13 проточного электронагревателя 9 квт
- 2.14 сдвоенного фильтра в сливной линии  
1300 л/мин.,  $B_5 = 75$  при  $\Delta p = 2$  бар
- 2.15 реле потока
- 2.16 теплообменника
- 2.17 клапана с наклонным седлом
- 2.18 запорного клапана для воды

## 8 Детали конструкции для регулирования теплового режима

### 8.1 Регулятор температуры

Регуляторы температуры, называемые также в их самом простом конструктивном исполнении термостатами, служат для регулирования температуры, индикации температуры и контроля температуры на гидроустановках.

Регуляторы температуры работают в общем по принципу жидкостного расширения. Термометрический чувствительный элемент соединяется посредством капиллярной трубки с мембраной в коммутационном регуляторе. Жидкость в системе чувствительного элемента изменяет свой объем в прямой зависимости от температуры. Изменение объема приводит в действие мембрану, которая соединяется посредством рычажного механизма с переключателем мгновенного действия. Посредством очень простой установки точки переключения можно этот элемент применять для предельного отключения, регулирования температуры масла или контроля температуры. Сотрясения не могут оказывать неблагоприятного воздействия на точность. Для регуляторов и термометров должны быть отдельные системы жидкостей. Чувствительный элемент размеща-

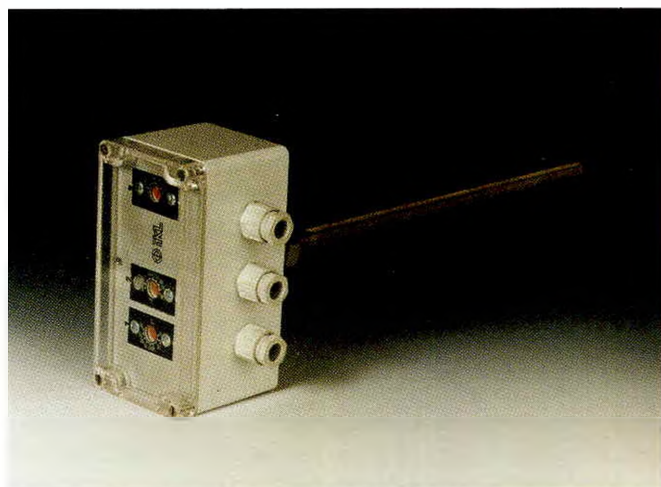


Рис. 38: Термостат

ется в предохранительной втулке. Должно обеспечиваться, чтобы предохранительная втулка в зоне чувствительного элемента погружалась в масло.

### 8.2 Водяной клапан, управляемый с помощью термостата

Водяные клапана, управляемые с помощью термостата, служат для регулирования потока охлаждающей воды. Также такой прибор работает по принципу жидкостного расширения. Термометрический чувствительный элемент встроен в предохранительную втулку. Он соединяется через капиллярную

трубку с собственно водяным клапаном. Температура открытия водяного клапана может регулироваться. Применяются не только приборы прямого действия, но и непрямого действия. Отчасти имеют такие клапана деталь демпфирования для того, чтобы предотвращать ударное закрытие прибора.

Предлагаются также приборы, у которых отверстие, а вследствие этого проток воды, регулируются про-

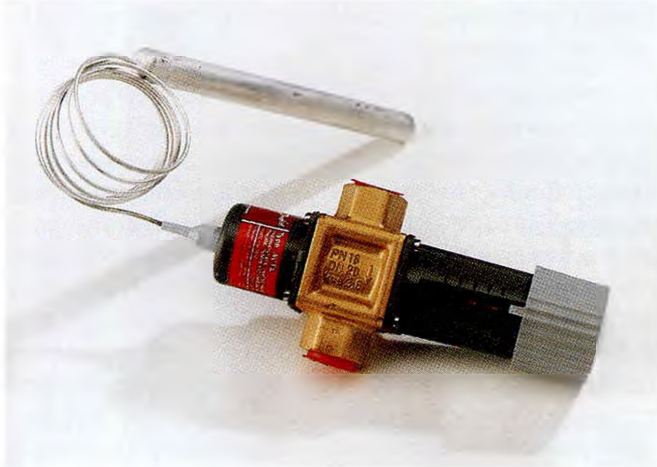


Рис. 39: Водяной клапан, управляем с помощью термост.

порционально температуре. При применении таких приборов следует рассчитывать на плохой КПД масляно-водяного теплообменника.

### 8.3 Масляно-водяной теплообменник

Описываемые на стр. 73-74 противоточные теплообменники и противоточные-прямоточные теплообменники представляют собой масляно-водяные теплообменники. Оба вида теплообменников имеют в различных исполнениях, например, как простые трубчатые теплообменники, как спаренные трубчатые теплообменники, как спиральные трубчатые теплообменники. Общим для всех видов конструктивного исполнения является то обстоятельство, что с помощью различных механических способов стремятся обеспечить по возможности интенсивное соприкосновение сред с трубами теплообменников.

В общем такие теплообменники применяются для таких рабочих сред, как минеральное масло HLP, по DIN-стандарту 51524, эмульсий типа масло в воде HFA, по SETOPRP77H, водно-гликолевых жидкостей HFC, по SETOPHP77H и для эфиров фосфорной кислоты HFD-R, по SETOPRP77H. В качестве охлаждающей среды можно применять в зависимости от спаривания материалов пресную воду, речную воду, морскую воду и морскую воду, смешанную с пресной. При заказе следует следить за тем, чтобы материал был выбран правильно.

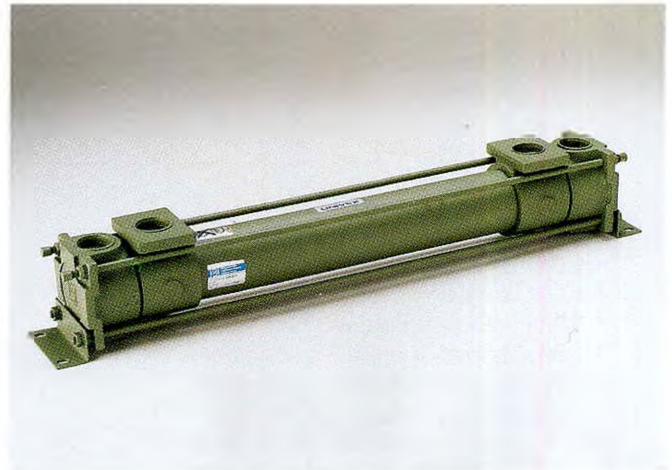


Рис. 40: Масляно-водяной теплообменник

### 8.4 Масляно-воздушный теплообменник

У масляно-воздушных теплообменников всасывается воздух в качестве охлаждающей среды вентилятором через охлаждающее устройство. Вентилятор может приводиться в действие с помощью электродвигателя или гидродвигателя. В качестве рабочей среды могут применяться все общепринятые гидрожидкости. При заказе следует следить за тем, установлено ли охлаждающее устройство в нормальных

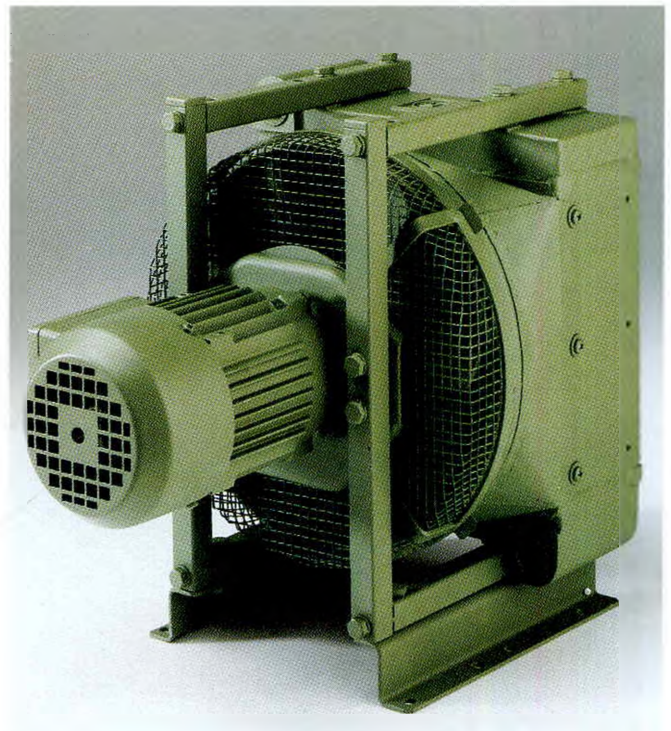


Рис. 41: Масляно-воздушный теплообменник

воздушных условиях или в условиях морского климата.

## 8.5 Погружной нагревательный элемент

Электрические погружные нагревательные элементы - это чисто резистивные нагревательные приборы. Они служат для нагревания масла в гидроагрегатах. Нагрузка на наружную поверхность должна выбираться таким образом, чтобы даже при спокойном масле не могло возникнуть никакого местного перегрева. Монтаж должен производиться в общем горизонтально под уровнем масла. Посредством применения соответствующей защитной оболочки следует следить за тем, чтобы при неполадках мож-



Рис. 42. Погружной нагревательный элемент

но было сменить нагревательную спираль, не опораживая для этого резервуар.

## 8.6 Проточный электронагреватель

Проточные электронагреватели применяются на станциях циркуляции, нагревания, охлаждения и фильтрования. Это теплообменники, у которых остаток накала нагревает спокойную среду. От такой среды по принципу теплообменников тепло передается через систему труб к рабочей среде. Следует следить за тем, чтобы нагревание производилось только при текущей рабочей среде. Требуется до-



Рис. 43. Проточный электронагреватель

полнительная защита от перегрева. Такие проточные электронагреватели могут монтироваться в любом положении.

## 9 Практическое применение, примеры для проведения вычислений

С помощью графических характеристик для эффективности в зависимости от единицы измерения теплопередачи (NTU) можно произвести вычисления для теплообменников.

При проектировании гидроустановок следует исходить из уже вычисленных и предлагающихся на рынке теплообменников.

На практике было выявлено, что графическое изображение связи мощности/Кельвин по отношению к

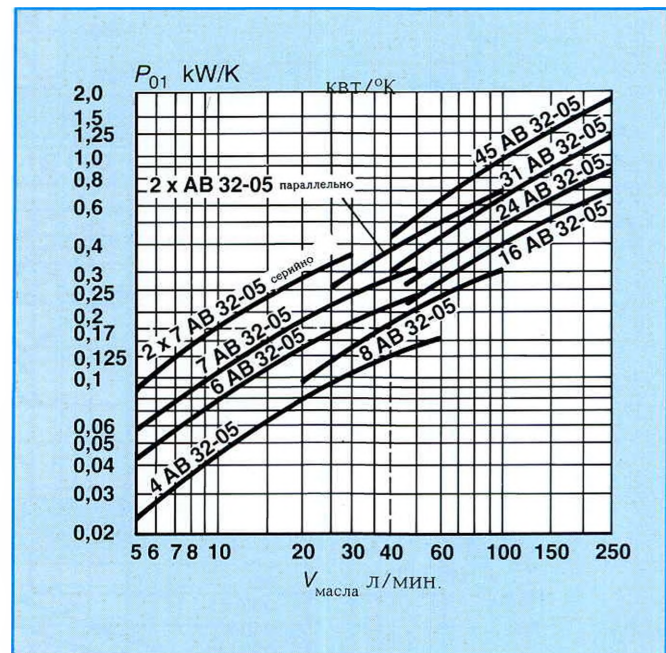


Диаграмма № 14: Диаграмма мощностей теплообменников в исполнении как спиральный, ребристый, трубчатый теплообменник и как сапренный трубчатый

объемному потоку более теплой среды при заданном соотношении, объемный поток/теплая среда к объемному потоку/холодная среда, можно проще всего использовать.

Для того, чтобы на таких диаграммах получить более или менее прямые линии зависимости, логарифмическим способом нанесены как мощность/Кельвин, так и объемный поток.

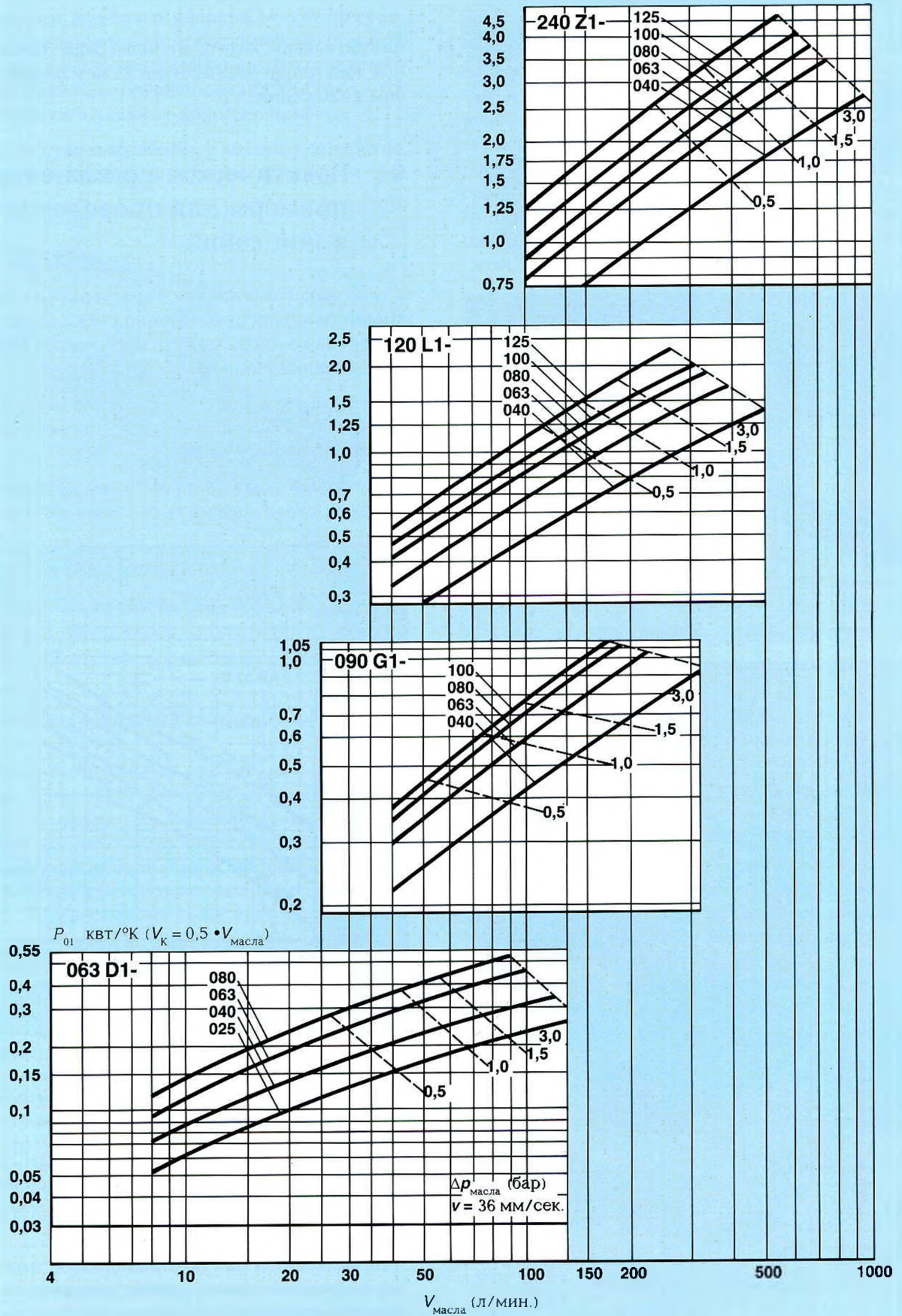


Диаграмма № 15: Диагр. мощностей для теплообменников с повышенным расходом воды ( $\dot{V}_K = 0,5 \cdot \dot{V}_{\text{масла}}$ ) напр., для воды для производствен. нужд, родниковой воды и речной воды, морской воды и морской воды, смешанной с пресной водой

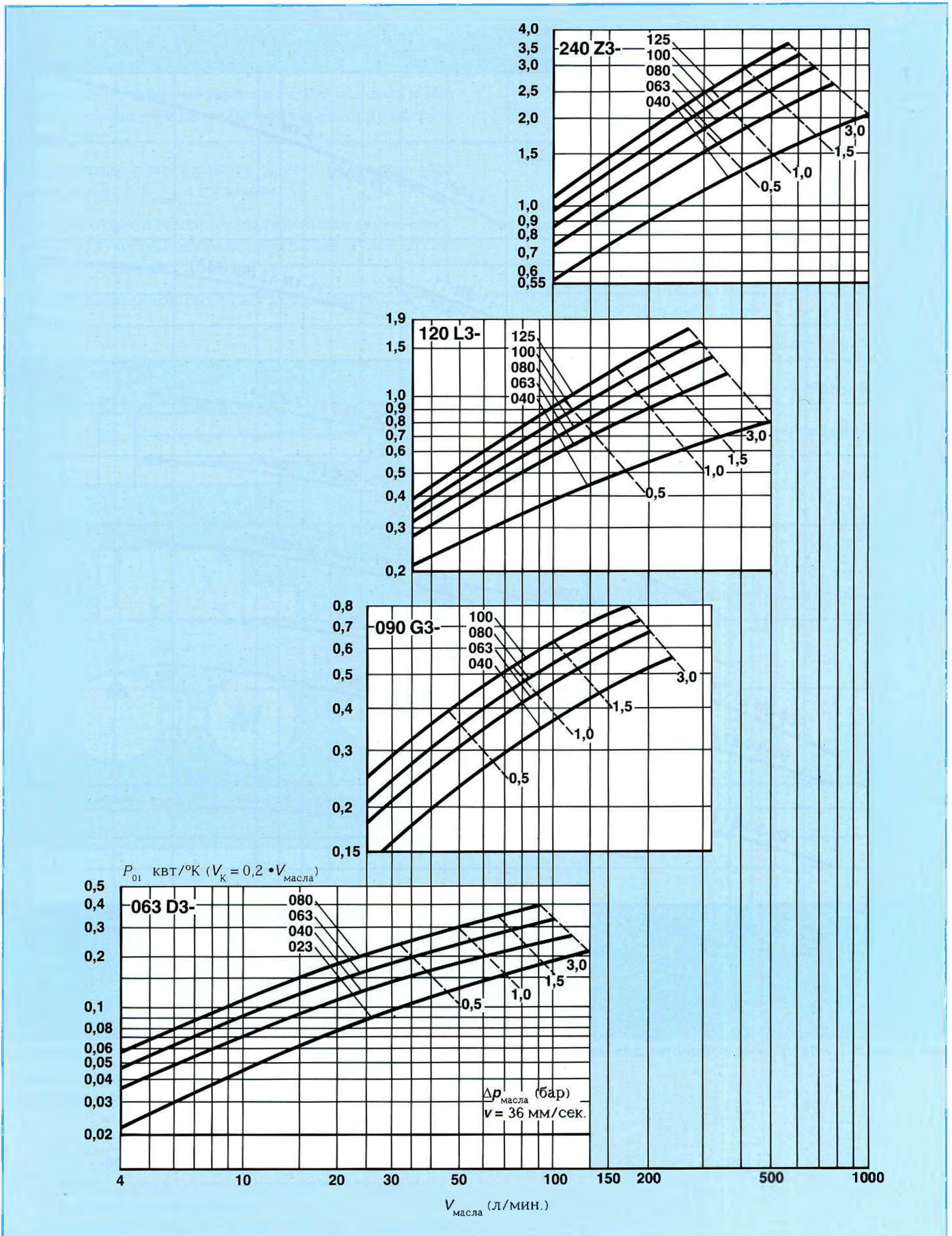


Диаграмма № 16. Диаграмма мощностей для теплообменников с незначительным расходом воды ( $\dot{V}_k = 0,2 \cdot \dot{V}_{\text{масла}}$ ) например, для питьевой воды и родниковой воды

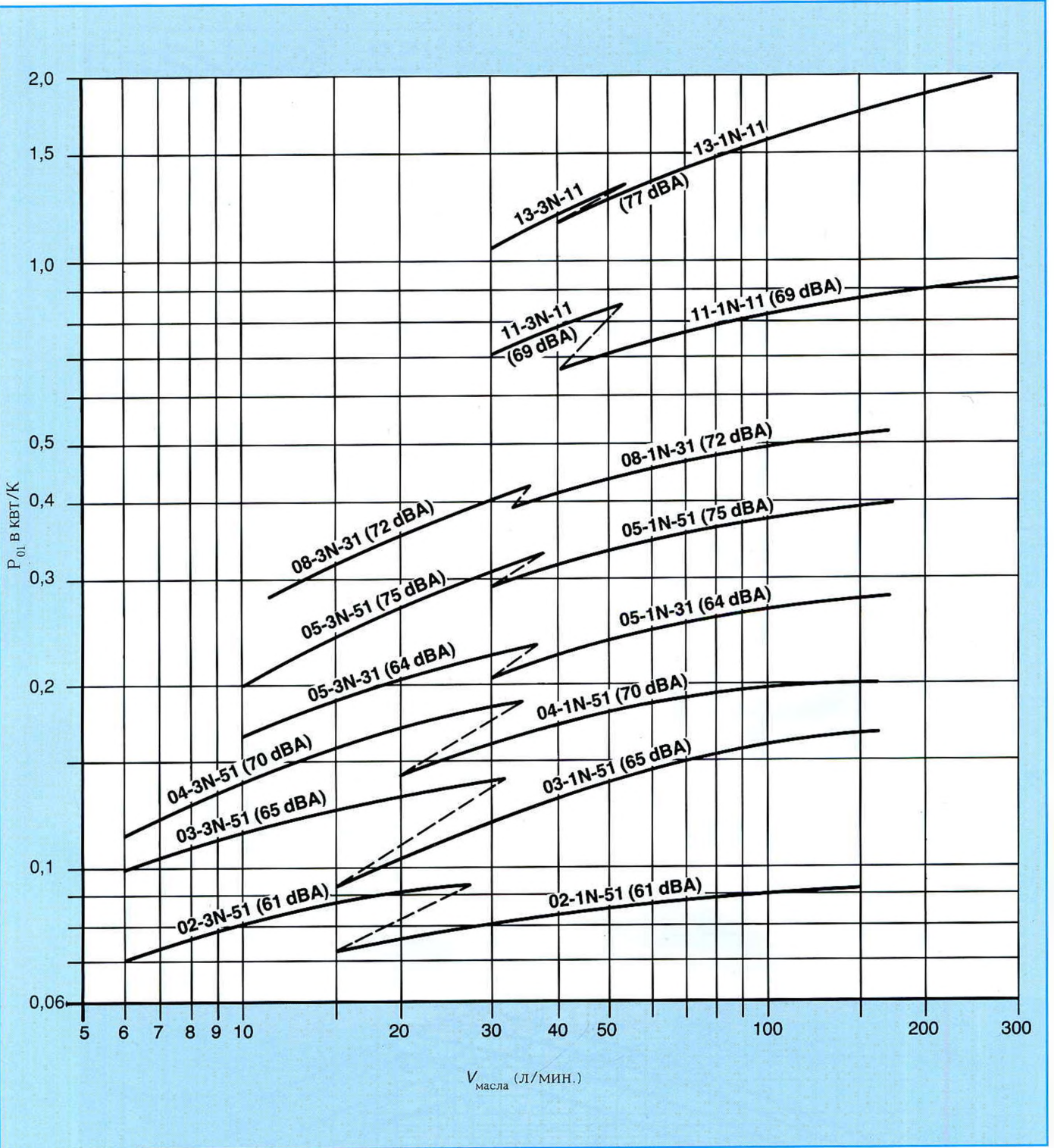


Диаграмма № 17: Диаграмма мощностей для масляно-воздушных теплообменников

## Пример для проведения вычислений

### Пример №1

Гидроагрегат с резервуаром для 100 л стоит в машинном помещении при температуре в окружающей среде в 18°C.

Смонтирован пластинчатый насос, регулируемый по давлению, с  $V_{\text{макс}} = 25$  л/мин.

Насос работает в течение длительности включения, равной 80%, путем режима работы "на нулевую подачу" при 70 барах.

Искомой величиной является установившаяся температура.

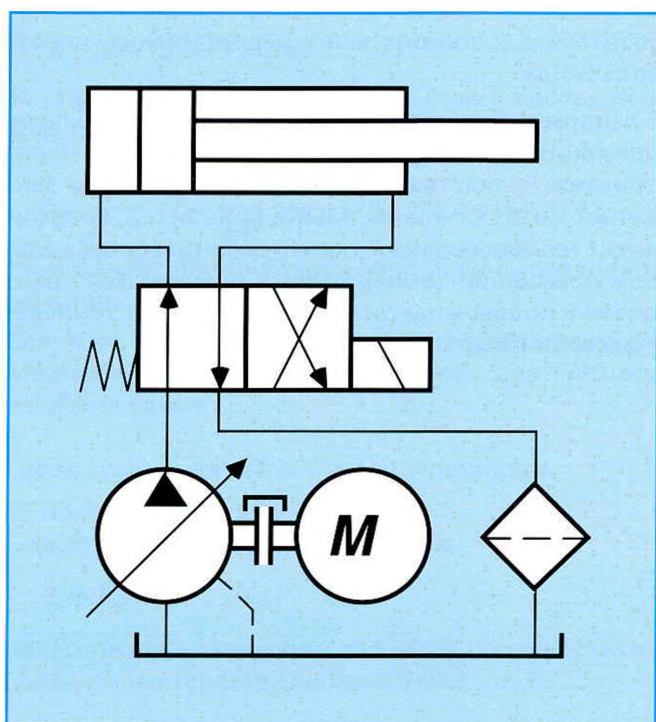


Рис. 44

В действии находится основной принцип:

подводимое количество тепла =  
отводимому количеству тепла

$$P_v = P_w$$

В данном случае к системе подводится теряемая мощность в результате режима работы "на нулевую подачу". Учитывая длительность включения, вычисляется на основании уравнения (23)

$$P_{v2} = \frac{\dot{V}_L \cdot p}{600} \cdot ED$$

$\dot{V}_L$  = поток утечки масла насоса при 70 барах = 1 л/мин. (из проспекта)

$p$  = давление нулевого хода = 70 бар (в наличии)

$ED$  = длительность включения = 0,8 (в наличии)

В результате вытекает, что

$$P_{v2} = \frac{1 \cdot 70}{600} \cdot 0,8 = 0,093 \text{ кВт}$$

Тепло отводится через стенки резервуара.

Согласно уравнению (26) можно будет вычислить установившуюся температуру

$$T_2 = \frac{P_v}{k \cdot A} + T_1$$

$P_v$  = теряемая мощность в кВт

$k$  = коэффициент теплопередачи = 0,01 кВт/м<sup>2</sup> °С (из литературы)

$A$  = излучающая поверхность резервуара = 1,16 м<sup>2</sup> (из проспекта)

$T_1$  = температура в окружающей среде = 18°C (в наличии)

В нашем примере:

$$T_2 = \frac{0,093}{0,01 \cdot 1,16} + 18 = 26 \text{ °С}$$

Не требуется дополнительного теплообменника.



## Пример № 2

На указанной в первом примере установке должен был применяться пропорциональный клапан для управления цилиндром, который работает свыше 20% длительности режима работы с разностью давлений в 30 бар.

Установившаяся температура должна вычислиться заново.

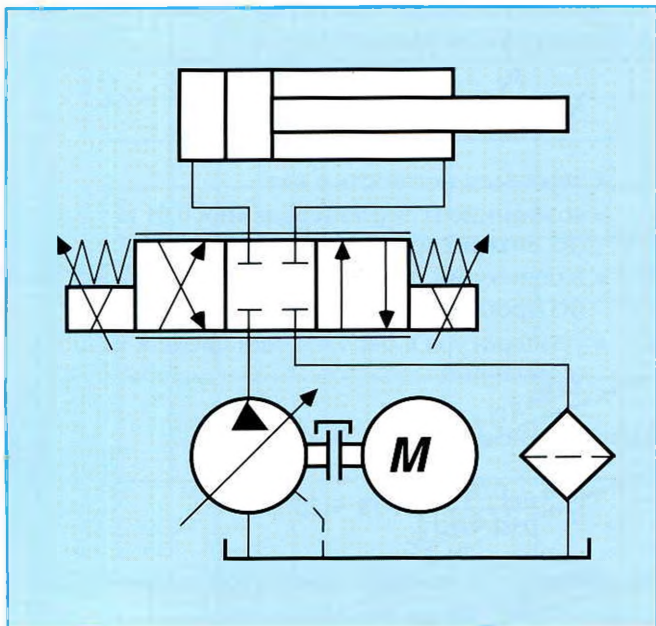


Рис. 45

Дополнительно к вычисленной в первом примере теряемой мощности  $P_{v2}$  надо добавить теперь теряемую мощность в связи с дросселированием на пропорциональном клапане  $P_{v3}$ . Такая теряемая мощность вычисляется по уравнению (24):

$$P_{v3} = \frac{\dot{V}_L \cdot \rho}{600} \cdot ED \text{ (длительность включения)}$$

$\dot{V}_L$  = объемный поток насоса = 25 л/мин. (в наличии)

$\Delta p$  = разность давлений на дросселе = 30 бар (в наличии)

Вследствие этого:

$$P_{v3} = \frac{25 \cdot 30}{600} \cdot 0,2 = 0,25 \text{ кВт}$$

Общая теряемая мощность составляет:

$$P_v = P_{v2} + P_{v3}$$

$$P_v = 0,093 + 0,25 = 0,343 \text{ кВт}$$

Вследствие этого установившаяся температура составляет:

$$T_2 = \frac{P_v}{k \cdot A} + T_1$$

$$T_2 = \frac{0,343}{0,01 \cdot 1,16} + 18 = 47,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Также в этом случае не потребуется дополнительный теплообменник, так как не будет превышать общепринятая на гидравлических установках, допустимая установившаяся температура в 50°C.

Температура окружающей среды может даже повыситься до 22°C, перед тем как потребовалось бы позаботиться о дополнительных мероприятиях для отвода тепла.

В данном случае это могло бы быть дополнительное движение воздуха в качестве возможного мероприятия. Вследствие такого принудительного движения воздуха значительно повысится коэффициент теплопередачи  $k$ , так что даже при более сильном повышении температуры в окружающей среде сможет поддерживаться установившаяся температура величиной около 50°C.

## Пример № 3

Описываемая в первом и во втором примерах система должна располагать дополнительной функцией. Для этого следует повысить давление в системе до 100 бар. Длительность включения пропорционального клапана повышается с 20% до 70%, перепад давлений на участке дросселирования повышается с 30 баров до 60 баров. Насос теперь работает только еще при 30% длительности режима работы с регулированием по давлению. Несмотря на это, не должна превышать установившаяся температура в 50°C.

Теряемая мощность должна заново вычисляться по уже известным уравнениям.

$$P_v = P_{v2} + P_{v3} = \frac{1 \cdot 100}{600} \cdot 0,03 + \frac{25 \cdot 60}{600} \cdot 0,7 =$$

$$= 0,05 + 1,75 = 1,8 \text{ кВт}$$

Установившаяся температура будет составлять вследствие этого:

$$T_2 = \frac{P_v}{k \cdot A} + T_1 = \frac{1,8}{0,01 \cdot 1,16} + 18 = 155,2 + 18 = 173,2 \text{ °C}$$

Это означает, что требуется дополнительный теплообменник.

Для того, чтобы можно было определить размеры теплообменника, следует составить для системы тепловой баланс.

Снова будет в действии основной принцип:

подводимое количество тепла  
= отводимому количеству тепла

$$P_v = P_w$$

Подводимое количество тепла  $P_v$  соответствует подводимым теряемым мощностям  $P_{v2}$  и  $P_{v3}$

$$P_v = P_{v2} + P_{v3}$$

Отводимое количество тепла  $P_w$  состоит из количества тепла  $P_b$ , которое может отводиться от масляного резервуара, и из количества тепла  $P_k$ , которое должно отводиться с помощью дополнительного теплообменника.

$$P_w = P_b + P_k$$

При дополнительной, установившейся температуре  $T_2$  в 50°C и температуре в окружающей среде  $T_1$  в 18°C вычисляется отводимое резервуаром количество тепла согласно формуле (26)

$$P_b = (T_2 - T_1) \cdot k \cdot A$$

Для нашего примера отсюда вытекает, что

$$P_b = (50 - 18) \cdot 0,01 \cdot 1,16 = 0,37 \text{ кВт}$$

Отводимое с помощью теплообменника количество тепла должно составлять:

$$P_k = P_v + P_{v3} - P_b = 1,8 - 0,37 = 1,43 \text{ кВт}$$

Сначала следует проверить, достаточным ли окажется, если между насосом и двигателем будет встроено масляно-воздушный теплообменник.

Такие теплообменники охлаждают утечку масла насоса. Можно исходить из того, что температура утечки масла лежит, примерно, на 20°C выше установившейся температуры системы и что объемный поток утечки масла составляет во время всей длительности рабочего режима равномерно 1 л/мин.

При таких условиях отводит масляно-воздушный теплообменник как монтажный набор насосного держателя согласно данным в каталоге количество тепла, составляющее 0,2квт.

В этом случае не имеет никакого смысла применять такое охлаждающее устройство. Следует выбрать либо дополнительный масляно-воздушный теплообменник, либо масло-водяной теплообменник.

В данном случае принимается решение в пользу масло-водяного теплообменника с незначительным расходом воды.

Размер теплообменника определяется по диаграмме № 16.

На диаграммах мощностей для теплообменников подается отводимая мощность в зависимости от объемного потока среды на 1 градус разности температуры.

$$P_0 = \frac{P_k}{T} \frac{\text{кВт}}{\text{°C}}$$

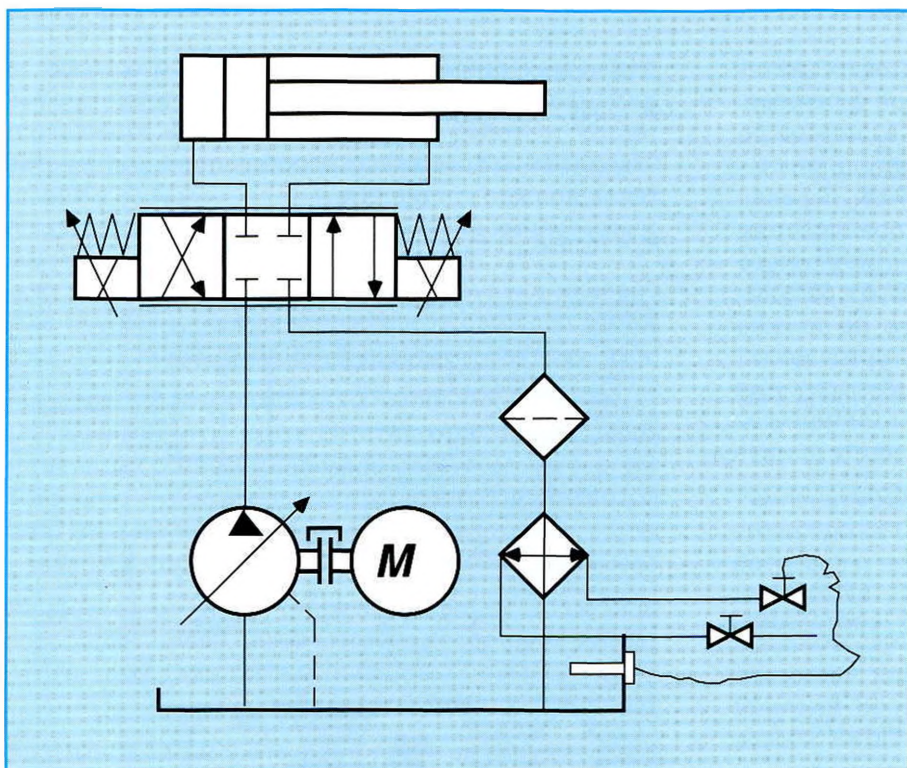


Рис. 46

Для выбора охладителя необходимо вычислить объемный поток среды для охлаждения, который протекает в среднем через охладитель. В данном случае должен протекать через охладитель весь обратный поток.

Таким образом, на основании этого устанавливается, что

$$\dot{V}_K = \dot{V}_{\text{макс.}} \cdot ED = 25 \cdot 0,7 = 17,5 \text{ л/мин.}$$

У самого малого охладителя, указанного на диаграмме №17, при объемном потоке 17,5 л/мин. удельная теплопроизводительность составляет 0,07 кВт/°С. В результате этого при отводимой мощности в 1,43 кВт температура установилась бы на:

$$T_{2\text{теор.}} = \frac{P_k}{P_0} = \frac{1,43}{0,07} = 24 \text{ °С}$$

Охладитель, примерно, вдвое больше, чем требуется. Для того, чтобы это можно было бы уравновесить, встраивается в подводящую линию для воды водяной клапан, управляемый с помощью термостата, с тем, чтобы обеспечивалось регулирование теплового режима. В результате этого настраивается установившаяся температура на 50°С при расходе воды около

$$\dot{V}_{\text{воды}} = 0,2 \cdot \dot{V}_{\text{мас.ла}} \cdot ED = 0,2 \cdot 17,5 \cdot 0,5 = 1,75 \text{ л/мин.}$$

Можно было бы теперь еще альтернативно к масло-водяному теплообменнику произвести такое же исследование с масляно-воздушным теплообменником.

Выбираться будет масло-водяной теплообменник всегда тогда, когда охлаждающая вода имеется в наличии на месте применения. При применении масляно-воздушных теплообменников грозит опасность относительно загрязнения, а вследствие этого понизится отвод тепла.

## 10 Список символов и индексов

## Символы

Символ	Единица измерения	Наименование
$\dot{Q}$	ккал/час кдж/час	Тепловой поток
$\dot{U}$	кВт	Внутренняя энергия
$\dot{V}$	м <sup>3</sup> /сек. л/мин.	Объемный поток
$c$	кдж/кг К	Удельная теплоемкость
$T$	К	Абсолютная темпер.
$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Плотность среды
$\lambda$	кВт/м К	Кэфф. теплопроводн.
$\delta$	м	Толщина одной стенки
$a$	м <sup>2</sup>	Поверхность, обтекаемая теплом
$d$	м	Диаметр труб
$\alpha$	кВт/м <sup>2</sup> К	Кэфф. теплоперехода
$k$	кВт/м <sup>2</sup> К	Кэфф. теплопередачи
$\Delta T_m$	К	Средняя разность температур между двумя средами
$p$	бар	Давление
$P$	кВт	Мощность
$Z$	час	Время
$NTU$		Количество единиц теплопередачи
$\epsilon$		Эффективность теплообменника

## Индексы

Символ	Наименование
WE	теплый вход
WA	теплый выход
KE	холодный вход
KA	холодный выход
zu	подводимое тепло
ab	отводимое тепло
1	температура в теплой среде
2	температура в холодной среде
a	снаружи
i	внутри
w	тепло
k	холодно
WT	теплообменник

## 11 Список литературы

АВ-нормы для проектирования, АВ 44-16  
Маннесманн Рексрот ГмбХ, Лор

Компактные теплообменники, Кэйс и Лондон

Техническая информация  
Фабрика холодильных машин Лэнгерер и Райх ГмбХ  
и Ко. КГ,  
Фильдерштадт

Для заметок

# Гидроаккумуляторы

Доктор инженер Норберт Ахтен

## 1 Введение

На основании своих характерных для системы преимуществ гидроаккумуляторы применяются предпочтительно для многосторонних целей

Их основное применение заключается в следующем:

- аккумулярование энергии
- аварийное управление
- компенсация утечки масла
- объемная компенсация
- абсорбция шока и
- демпфирование пульсации  
(гашение гидравлического удара  
и демпфирование колебаний)

Согласно определению гидроаккумулятором обозначается напорный резервуар, в котором в зависимости от назначения аккумулируется определенный полезный объем. Этот поглощенный объем жидкости может в обратном порядке при потребности отдаваться системе, для этого не требуется никакой дополнительной, вспомогательной энергии. Аккумуляирование энергии давления, соединенное с аккумулярованием объема жидкости, может осуществляться как с весовой, прижимной, так и с газовой (гидропневматической) нагрузкой. Поскольку на практике большее значение придается гидропневматическому аккумулярованию, в последующих изложениях описывается такой вид аккумулярования.

## 2 Типы гидропневматических аккумуляторов

Как это видно из рис. 47, можно провести классификацию на основании различных показателей

- энергоносителей и
- разделительного звена,

при этом принцип всех гидроаккумуляторов основан на аккумуляровании энергии давления. При механических системах (с весовой и пружинной нагрузкой) это осуществляется за счет изменения потенциальной энергии. Вопреки этому при аккумуляторах с гидропневматической нагрузкой изменяется внутренняя энергия газа. Для такого вида аккумулярования особое преимущество заключается в классификации по разделительному звену. Сообраз-

но этому такие гидропневматические аккумуляторы подразделяются на аккумуляторы с разделительным звеном или без него.

Гидроаккумуляторы с разделительным звеном подразделяются на

- баллонные гидроаккумуляторы
- мембранные гидроаккумуляторы и
- поршневые гидроаккумуляторы.

Принцип действия таких аккумуляторов заключается в том, что сжимаемость газа используется для аккумулярования жидкости. При этом часто служит азот в качестве энергоносителя. В основном состоят гидропневматические аккумуляторы из полости для жидкости и полости для газа с газонепроницаемым разделительным элементом. Полость для жидкости соединяется с гидравлическим контуром, так что при повышении давления газ сжимается со стороны газа. Аналогичным образом при падении давления может сжатый газ расширяться и вытеснить вследствие этого аккумулярованную жидкость снова в контур.

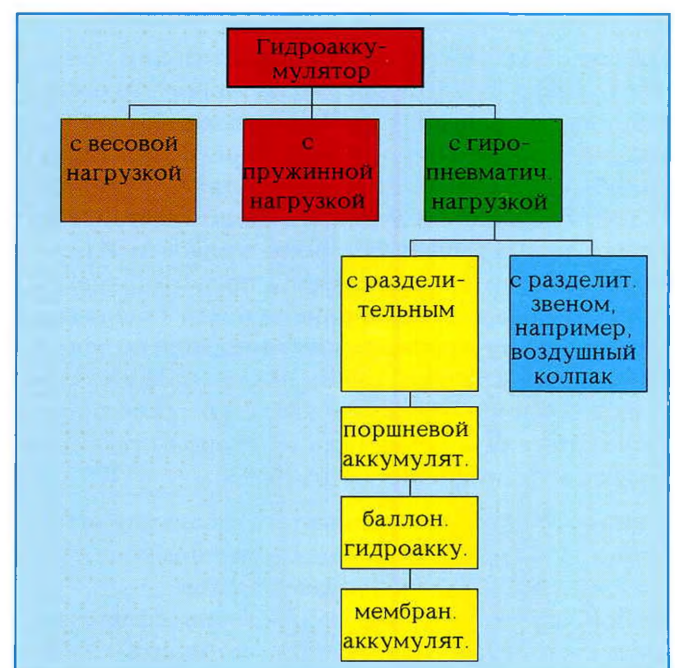


Рис. 47: Классификация гидроаккумуляторов

## 2.1 Баллонные гидроаккумуляторы

Изображенный на *рис. 48* баллонный гидроаккумулятор состоит из высокопрочного гидробака, который воспринимает все системное давление. Внутри резервуара размещается закрытый баллон для приема газа, изготовленный из материала, обладающего резиноподобной эластичностью, (эластомера). Заполнение баллона осуществляется через расположенный в верхней части газовый клапан. Клапан для жидкости, расположенный на нижнем конце напорного гидробака, предотвращает в первую очередь, чтобы баллон при вытекании жидкости не высасывался вместе с ней. Для этого свободное поперечное сечение клапана было рассчитано таким образом, чтобы не превышался зависимый от размера аккумулятора макс. объемный поток (около 120л/сек.). При определенных специальных конструкциях - так называемых High-Flow-аккумуляторах<sup>1</sup> (*рис. 49*) допускаются объемные потоки до 140л/сек. Особенность таких высокопроизводительных аккумуляторов заключается в том, что присоединительный корпус имеет диск с отверстиями, который на основании требуемого большого свободного поперечного сечения предоставляет возможность для большого объемного потока. Вариант такого высокопроизводительного аккумулятора изображается на *рис. 50*. При таком конструктивном исполнении, которое может применяться до рабочего давления в 290бар, предусматривается в присоединительном корпусе предварительно напряженный обратный клапан. В результате этого предотвращается выход баллона даже при молниеносном понижении давления в системе или при полном опоражнивании. Кроме этого, стержень клапана предусматривается с демпфирующим устройством для того, чтобы клапан при открытии или закрытии не повреждался в связи с большим объемным потоком.

В общем отсюда вытекает в принудительном порядке, что сверленное отверстие в напорном гидробаке имеет для встраивания клапана для жидкости больший диаметр, чем сверленное отверстие для закрепления газового клапана. Вследствие этого нормальным образом следует производить встраивание и демонтаж баллона со стороны жидкости. В некоторых исключительных случаях, при которых аккумулятор может демонтироваться для смены баллона только путем трудоемких операций по монтажу или при которых очень быстро должен сменяться баллон, возможным является также проведение монтажа и демонтажа со стороны газа ("Top Repairable"-исполнение<sup>2</sup> см. на *рис. 51*).

Принцип действия баллонного гидроаккумулятора можно объяснить с помощью схематического изображения на *рис. 52* следующим образом:

Баллон заполнен азотом с определенным давлением предварительного наполнения, которое в зависи-

<sup>1</sup> высокоомощные аккумуляторы

<sup>2</sup> сменяемое конструктивное исполнение, которое можно ремонтировать.

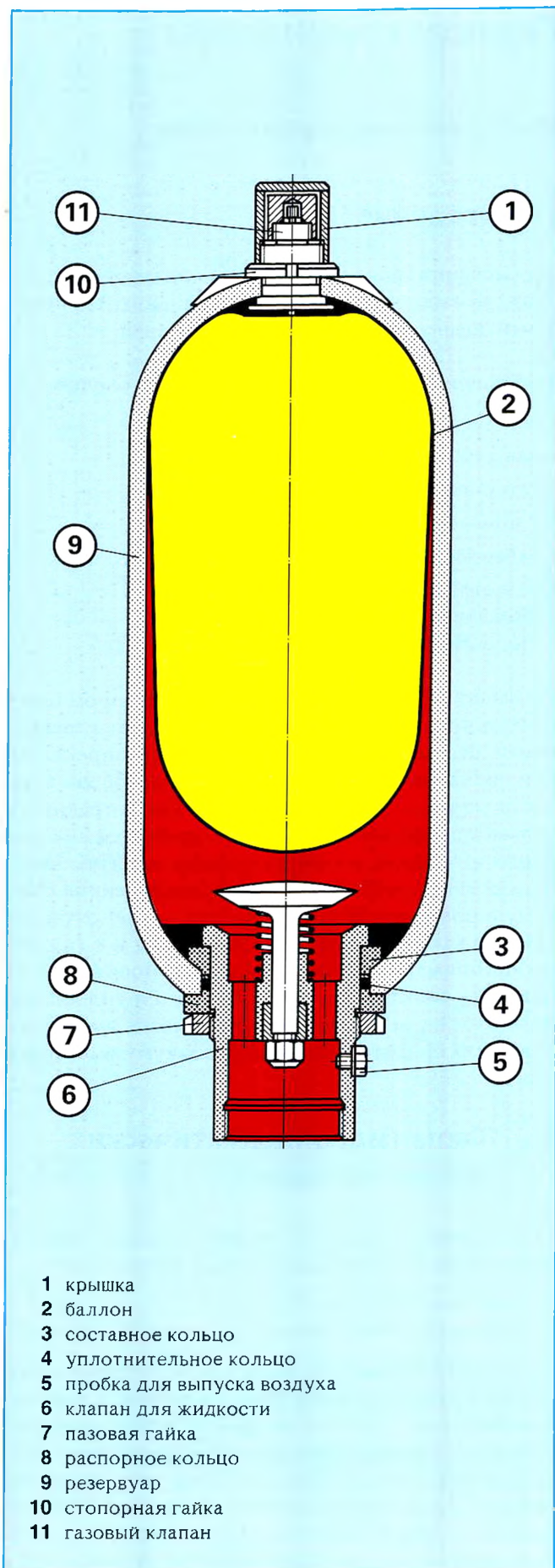


Рис. 48: Гидропневматический баллонный аккумулятор

мости от режима работы предварительно задается изготовителем. В этом состоянии клапан для жидкости закрыт. Если теперь в системе будет превышать давление предварительного наполнения аккумулятора, открывается клапан и гидрожидкость поступает в аккумулятор. При дальнейшем повышении давления объем газа сжимается до достижения макс. избыточного давления  $p_2$ . Изменение объема газа в баллоне между минимальным и максимальным

избыточным рабочим давлением соответствует при этом полезному количеству жидкости. Положение монтажа баллонных гидроаккумуляторов, учитывая их характеристику режима работы, может быть любым, но предпочтение отдается вертикальному размещению. При вертикальном положении монтажа или под наклоном клапан для жидкости должен размещаться всегда внизу.

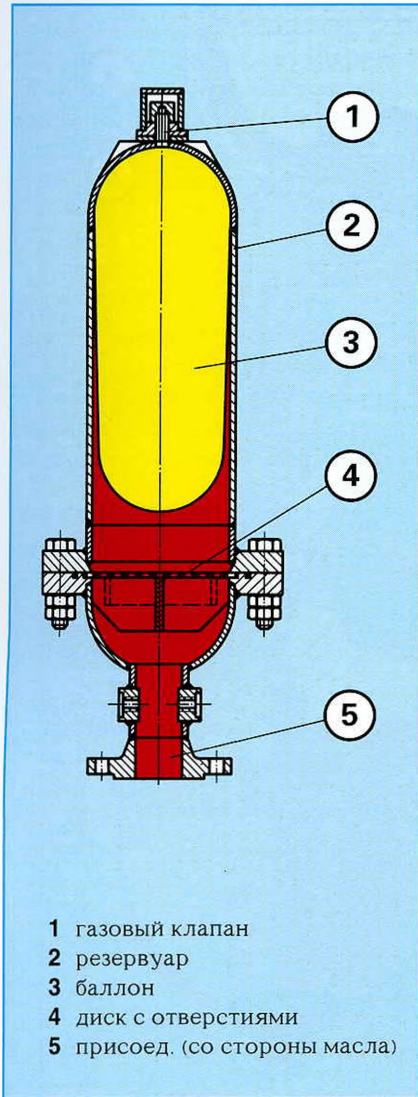


Рис. 49: High-Flow (высокомощное исполнение) Баллонный гидроаккумулятор низкого давления

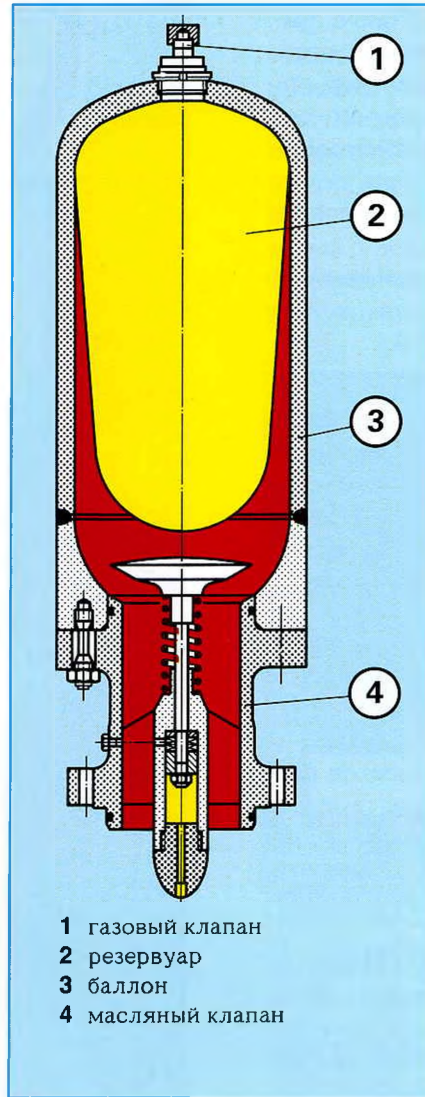


Рис. 50: High-Flow (высокомощное исполнение) Баллонный гидроаккумулятор высокого давления

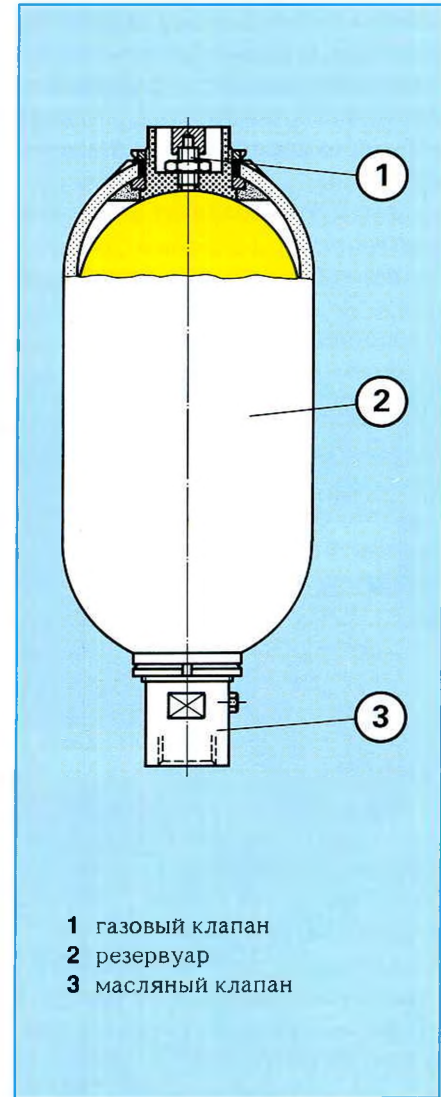
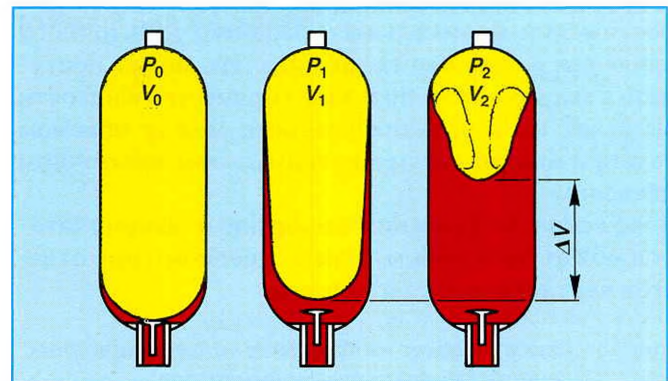


Рис. 51: Гидропневматич. баллонный аккумулятор в исполнении "Top-Repairable" (сменяемое исполнение, которое можно ремонтировать)

Рис. 52: Схематическое изображение эксплуатационных свойств баллонного гидроаккумулятора





## 2.2 Мембранный аккумулятор

Изображенный на *рис. 53* мембранный аккумулятор состоит из рассчитанного на восприятие давления стального резервуара, который большей частью исполнен в виде шара или также в виде цилиндра. Внутри резервуара аккумулятора размещается в качестве разделительного звена мембрана из упругого, свойлачиваемого материала (эластомера). Для определенных случаев применения, которые предъявляют высокие требования относительно стойкости эластомерного материала, как, например, при агрессивных жидкостях, выгодным является сменить через определенные промежутки времени мембрану.

В связи с этим следует различать два вида исполнения:

- сварной мембранный аккумулятор (см. на *рис. 53*) и
- свинченный мембранный аккумулятор (см. на *рис. 54*).

При сварном мембранном аккумуляторе мембрана прессуется перед сваркой кольцевого шва в нижнюю часть. С помощью соответствующего способа сварки - например, электронно-лучевой сварки, - и особого размещения мембраны, обеспечивается, чтобы эластомерный материал не повреждался во время сварки.

В противоположность к этому при свинченной конструкции мембрана удерживается посредством резьбового соединения верхней части с нижней частью с помощью накидной гайки.

При обеих конструкциях у мембраны имеется расположенный на нижнем конце посредине тарельчатый затвор клапана, который предотвращает вытягивание мембраны из-за присоединения жидкости. Такая опасность грозит прежде всего при полном опоражнивании аккумулятора.

Принцип действия мембранного аккумулятора наглядно изображается на *рис. 55*. В исходном положении мембрана со стороны газа заряжается с помощью азота соответствующим давлением предварительного наполнения  $p_0$ . При этом мембрана принимает внутренний контур аккумулятора, а тарельчатый затвор клапана запирает присоединение жидкости. Так же, как и при баллоном аккумуляторе, приподнимается тарельчатый затвор клапана при достижении минимального рабочего избыточного давления  $p_1$ , так что гидрожидкость может поступать в аккумулятор. Полезное количество жидкости вытекает на основании разности между объемом газа при минимальном и максимальном избыточном давлении.

Положение встраивания мембранных аккумуляторов может быть любым, однако предпочтение отдается вертикальному размещению.

Рис. 55: Схематическое изображение эксплуатационных свойств мембранного аккумулятора

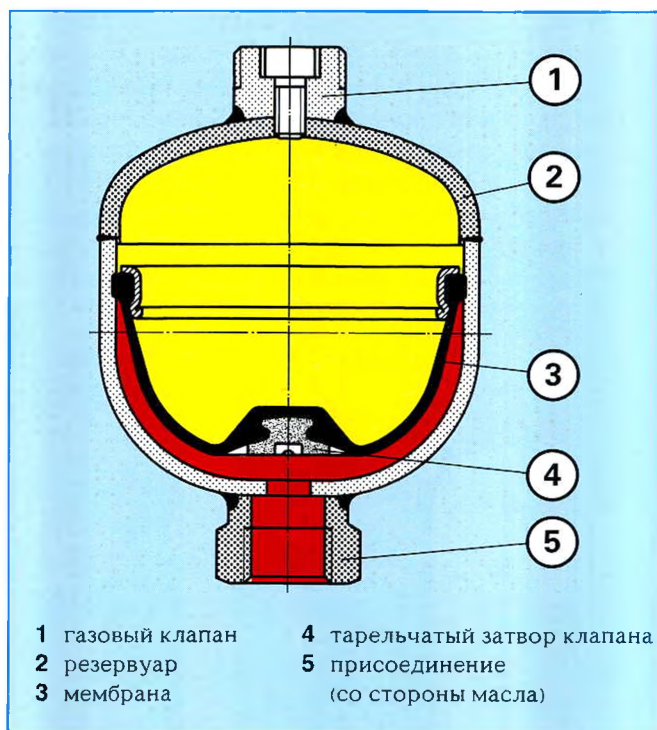


Рис. 53: Мембранный аккумулятор в сварном исполнении

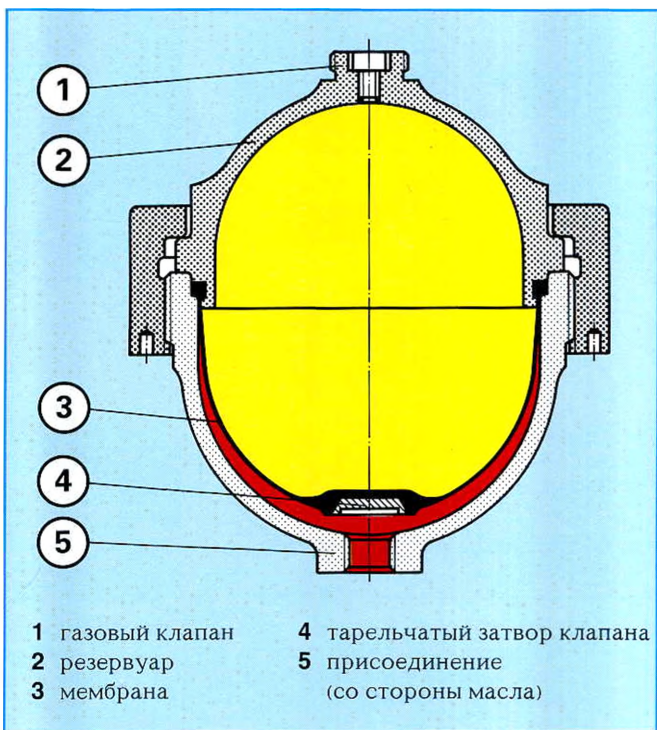
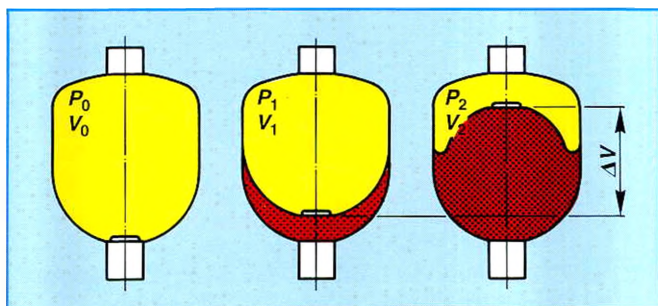


Рис. 54: Мембранный аккумулятор в свинчен. исполнении



### 2.3 Поршневой аккумулятор

Типичная конструкция поршневого аккумулятора изображается в виде схемы на рис. 56. К существенным составным частям относятся: наружная цилиндрическая труба, поршень с системой уплотнения, а также торцевые запорные крышки, которые имеют одновременно также присоединения для жидкости и газа. У цилиндрической трубы при этом предусматривается две функции. С одной стороны, она служит для приема внутреннего давления, а с другой стороны, для направления поршня, который представляет собой разделительный элемент между

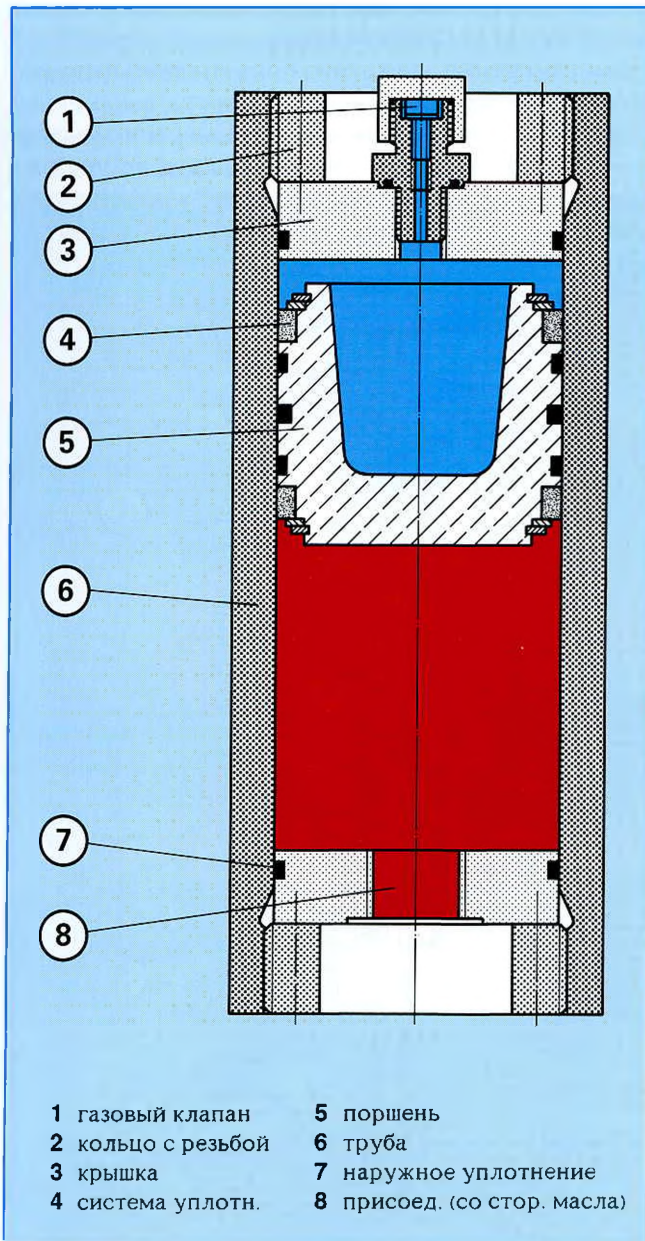


Рис. 56. Поршневой аккумулятор

камерой для жидкости и камерой для газа. Принцип действия поршневого аккумулятора можно описать следующим образом (см. рис. 57).

Наполнение камеры для газа с помощью азота до соответствующего давления предварительного наполнения способствует тому, что поршень прилегает к крышке со стороны жидкости и закрывает сверленное отверстие для входа жидкости. При достижении минимального избыточного давления поршень перемещается в камеру с газом и сжимает газ. Предоставляемый в распоряжение полезный объем  $\Delta V$  состоит из сжатого объема газа между  $V_1$  и  $V_2$ . Для того, чтобы между обеими камерами под давлением обеспечивался по возможности уравновешенный уровень давления, имеется в наличии требование, чтобы трение между уплотнением поршня и внутренней стенкой было очень малым во время

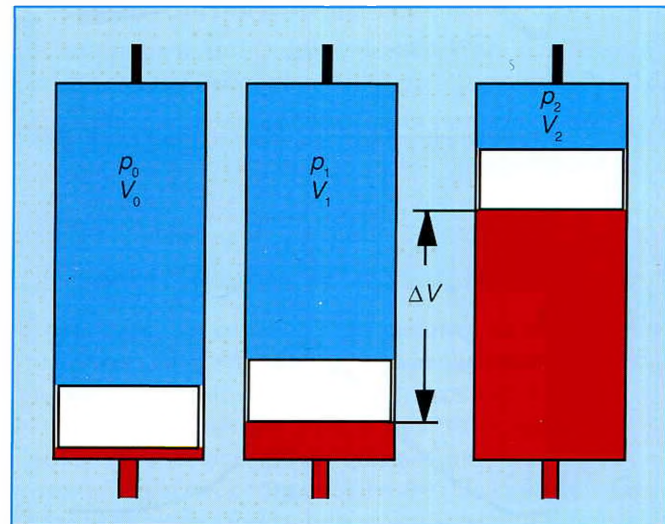


Рис. 57. Схематическое изображение эксплуатационных свойств поршневого аккумулятора

движения поршня. Поэтому поверхность с внутренней стороны цилиндрической трубы должна обрабатываться особо тонко. Вследствие имеющегося налицо трения между поршневым уплотнением и внутренней стенкой не имеется возможности избежать разности давлений между камерой для газа и камерой для жидкости.

Для наглядного пояснения влияния трения на диаграмме 18 изображается ход кривой давления масла и давления газа в течение рабочего цикла по аккумулярованию с двумя различными системами уплотнения. Отсюда вытекает однозначно, что система уплотнения с малыми потерями на трение содействует обеспечению меньших разностей между обоими давлениями и вследствие этого гарантирует лучшие эксплуатационные свойства. Сопротивление трения не является однако постоянным, а повышается вместе с повышением рабочего давления. При меньших рабочих давлениях пре-

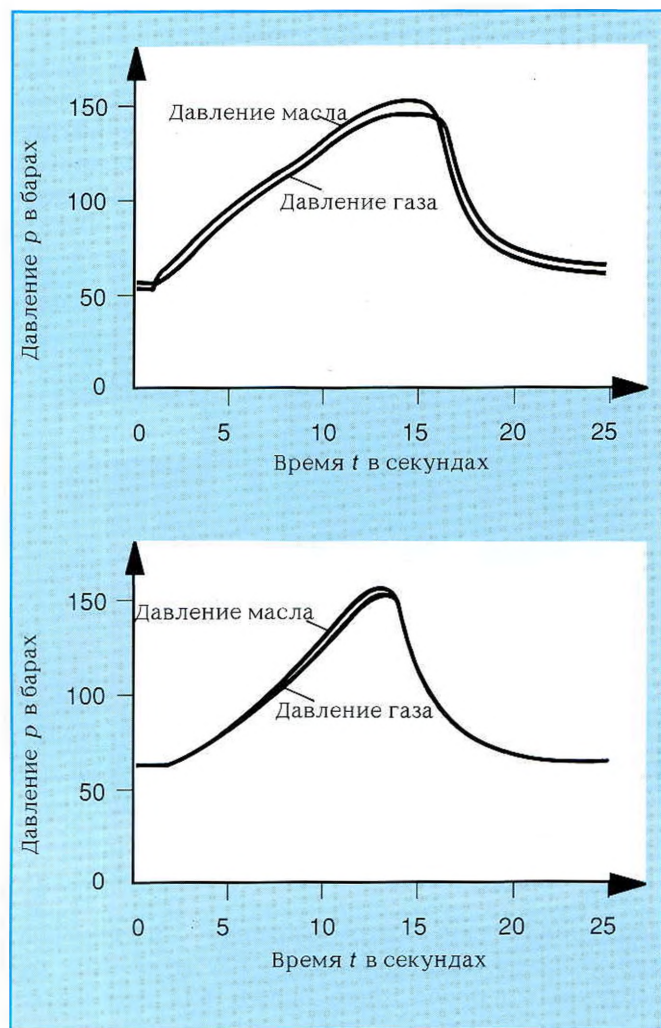


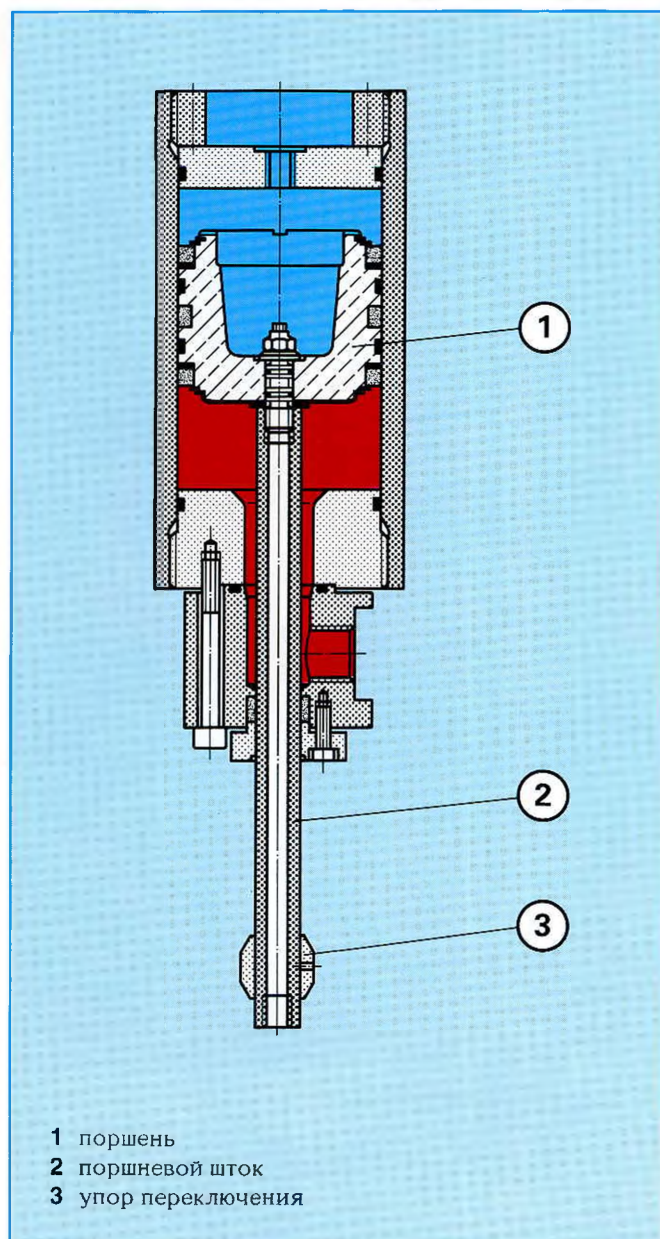
Диаграмма 18: Характер изменения давления во времени поршневого аккумулятора со стандартной системой уплотнения (наверху) и с системой уплотнения с малыми потерями на трение (внизу)

обладает сопротивлением трения по сравнению с движением поршня, так что рабочий режим при низких ступенях давления не является целесообразным.

Рис. 58: Поршневой аккумулятор с выведенным поршневым штоком

Посредством видоизменения поршня можно достигать непосредственно проведения определенных функций гидросистемы, как, например, отключение насоса питания или контроль уровня наполнения аккумулятора. Для этого, как это изображается на рис.58, соединяется поршневой шток с поршнем и выводится из аккумулятора. Вследствие этого имеется возможность реализовать соответствующие функции по управлению различными способами, а именно либо  
 — механическим способом посредством упоров переключения, либо  
 — электрическим способом посредством постоянного магнита или индуктивных реле близости.

Другим вариантом для определения поз. поршня может послужить применение ультразвуковой системы измерения. Для этого применяются непосредственно с помощью микропроцессора данные, как, напр., поз. поршня, с одновремен. измерением давления газа для самых различных функций по управл.



- 1 поршень
- 2 поршневой шток
- 3 упор переключения

## 2.4 Подключение баллонов с азотом

Для определенных случаев применения может быть выгодным увеличить объем газа за счет подключения дополнительных баллонов с азотом. Такой случай применения будет, например, налицо тогда, когда разность давлений между минимальным и максимальным рабочим давлением незначительная. В таком случае находящийся в аккумуляторе объем азота будет поддаваться только мало сжиманию. Это поведет в принудительном порядке к тому, что не будет достаточной полезная часть объема аккумулятора для аккумуляции. В зависимости от имеющихся в распоряжении условий рабочего режима предоставляется возможность для многократного расширения объема газа посредством подключения баллонов с азотом. На рис. 59 изображается конструктивное исполнение подключения в сочетании с баллонным аккумулятором. Со стороны газа баллонного аккумулятора предусматривается по сравнению со стандартным исполнением конструкции присоединение для баллона с азотом. Для того, чтобы при таком исполнении конструкции при зарядке аккумулятора не возникло повреждений баллона, внутри баллона размещается дополнительный специальный стержень.

Таким же образом может увеличиваться объем азота также у поршневых аккумуляторов. При выборе параметров следует однако следить за тем, чтобы был

точно согласован максимально подключенный объем газа при баллонных и поршневых аккумуляторах с учетом рабочей температуры и температуры окружающей среды.

## 2.5 Гидравлический демпфер

В гидросистемах могут возникнуть колебания давления, когда в результате различных, характерных для установки процессов, как, например,

- неравномерности в пределах объемного насоса,
- системы пружина-масса (клапан постоянной разности давлений в клапанах),
- молниеносное соединение камер с различными уровнями давлений,
- приведение в действие запорной и регулировочной арматуры с короткой длительностью времени открытия и закрытия,
- операции по подключению или отключению объемных насосов,

изменяется характер движения гидрожидкости.

С этим связаны обусловленные функциями колебания объемного потока или давления, которые отрицательно влияют на срок службы всех деталей конструкции.

В зависимости от вида образования различают стохастические (гидравлический удар) или периодические (пульсация) колебания давления. Для того, чтобы обеспечить, чтобы вследствие этого не оказывалось неблагоприятного воздействия на функциональную способность, необходимо еще в стадии планирования учесть размеры пульсации давления и после этого выбрать соответствующие мероприятия по демпфированию. Имеются многочисленные возможности для демпфирования пульсаций давления, но гидравлические демпферы зарекомендовали себя в особенности при их применении в гидросистемах.

Требования, которые предъявляются к таким демпферам можно подразделить, исходя из физических, конструктивных и эксплуатационных точек зрения. Физические параметры выдвигает на первый план прежде всего по мере возможности четко выраженную колебательность в течение широкого диапазона частот при незначительных потерях давления. Конструктивное оформление включает в себя в основном простую конструкцию с хорошими возможностями для встраивания при наличии в достаточных объемах термостойкости, стойкости жидкости и давления. эксплуатационный аспект исходит из того, чтобы по мере возможности не требовалось технического ухода и чтобы не оказывалось неблагоприятного воздействия на надежность в эксплуатации.

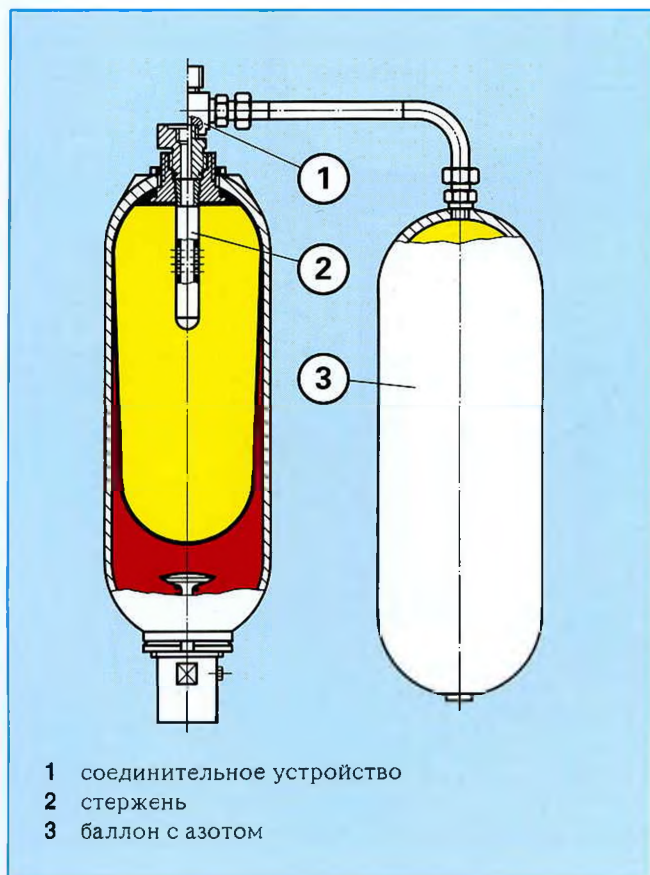
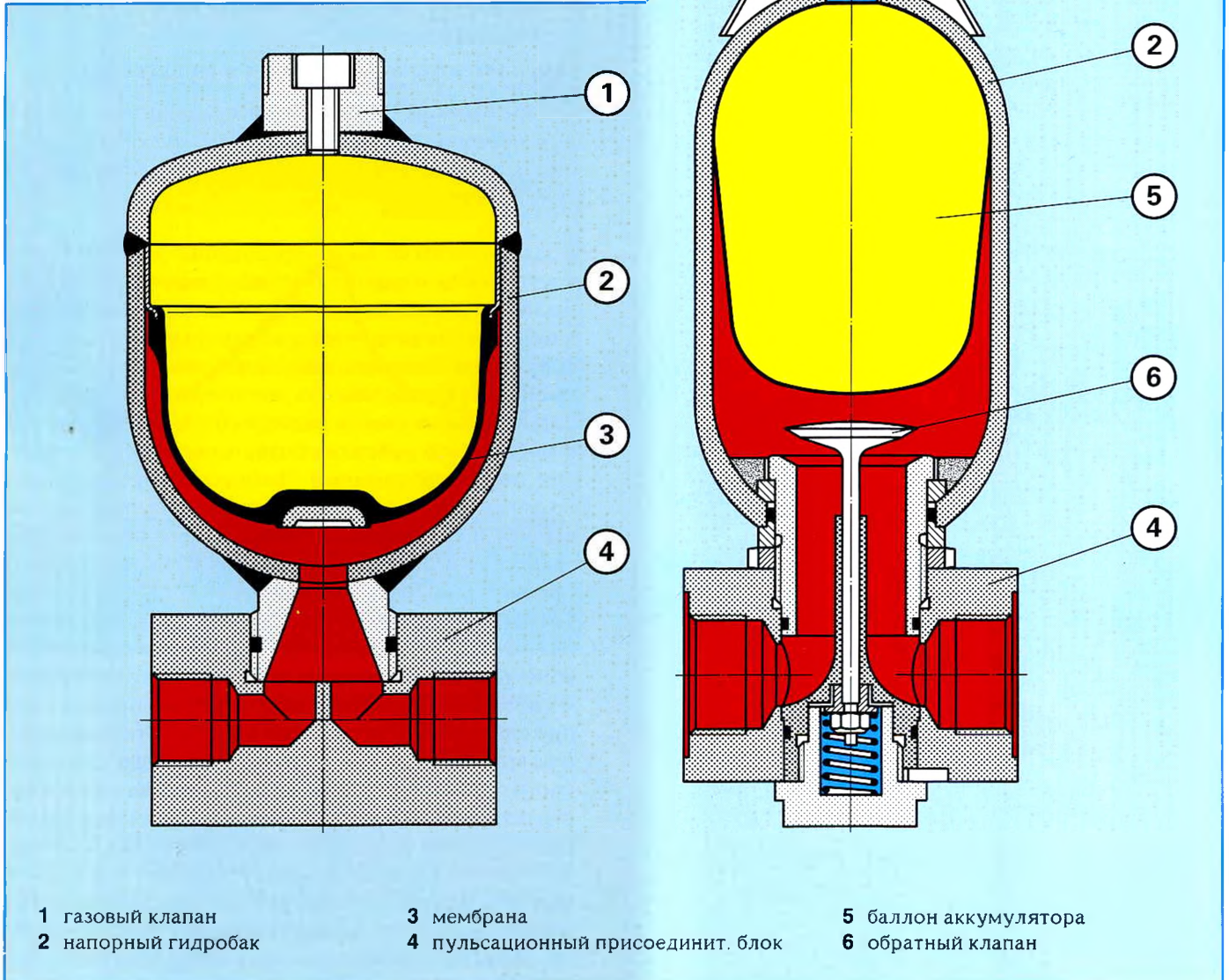


Рис. 59: Баллон. аккумулят. в констр. исполн. для подклю.

2.5.1 Конструкция и принцип действия

В зависимости от метода действия гидравлические демпферы основаны на принципе гидропневматических баллонных и мембранных аккумуляторов или одного жидкостного шумоглушителя. При гидропневматических демпферах используется для демпфирования сжимаемость газа (большой частью азота). При этом, например, для баллонного аккумулятора баллон в зависимости от размера пульсации давления сжимается или с него снимается давление. Такие же свойствами обладают мембранные аккумуляторы. Поскольку при применении стандартных баллонных или мембранных аккумуляторов может произойти нарушение режима демпфирования в результате неблагоприятного соединения гидрожидкости с объемом газа, были разработаны специальные гидропневматические демпферы (пульсационные демпферы). Такой вид демпферов (см. на рис. 60) имеет присоединительный блок для монтажа в трубопроводе, с помощью которого оптимальным способом присоединяются к объему газа



1 газовый клапан  
2 напорный гидробак

3 мембрана  
4 пульсационный присоединит. блок

5 баллон аккумулятора  
6 обратный клапан

Рис. 60: Гидропневматический демпфер слева пульсационный мембранный аккумулятор, справа пульсационный баллонный аккумулятор

объемные колебания или пульсации давления. Благодаря этому обеспечиваются хорошие свойства демпфирования до частоты около 500 гц.

Другой вид демпфирования пульсаций, который применяется специально для понижения пульсации давлений со стороны всасывания, является возможным с помощью изображенного на рис.61 стабилизатора потока всасывания. В основном он состоит из малого объема газа, вокруг которого находится во много раз больший объем жидкости. Он выполняет функцию резервуара для хранения запаса и понижает в значительной степени эффекты ускорения объемного потока.

Для демпфирования гидравлических ударов, которые могут возникнуть, например, в результате быстрого закрытия или открытия арматуры, подключения или отключения насосов, были разработаны специальные гидравлические демпферы, так называемые шоковые абсорберы (см. на рис.62).

Шоковый абсорбер по своей конструкции представляет собой баллонный аккумулятор, который путем преобразования потенциальной энергии в кинетическую и наоборот предотвращает в значительной степени дальнейшее распространение гидравлических ударов.

Демпфирование может достигаться также без дополнительного объема газа посредством жидкостного шумоглушителя. Разработанная для этого конструкция глушителя звука, подаваемая на рис.63, значительно отличается от гидропневматического демпфера. При этом имеющиеся налицо колебания объемного потока или пульсация давления понижаются за счет технических мероприятий по отношению к потоку, напр., в резонаторе или в камере расширения.

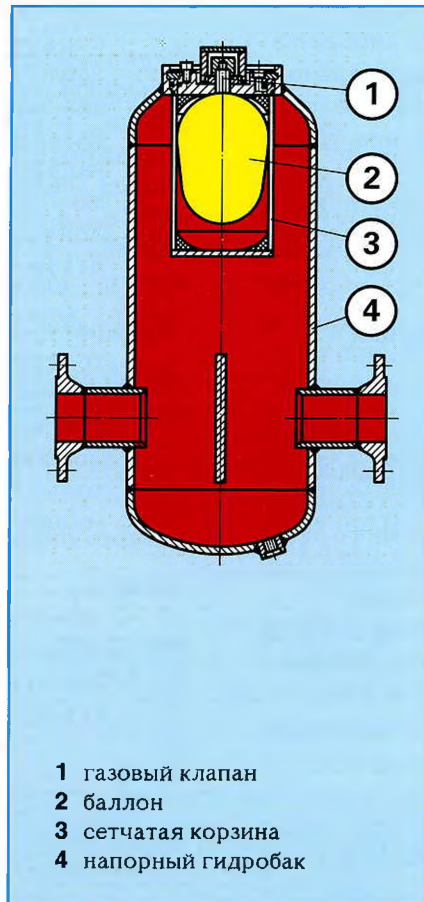


Рис. 61: Стабилиз. потока всасывания

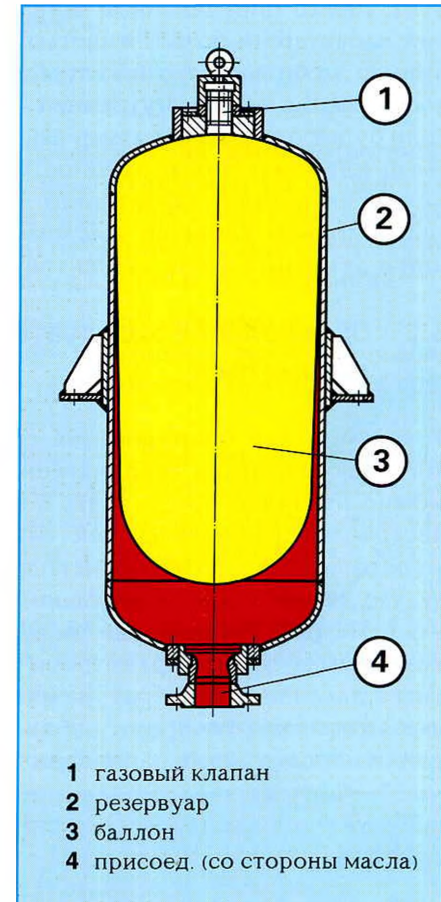


Рис. 62: Шоковый абсорбер

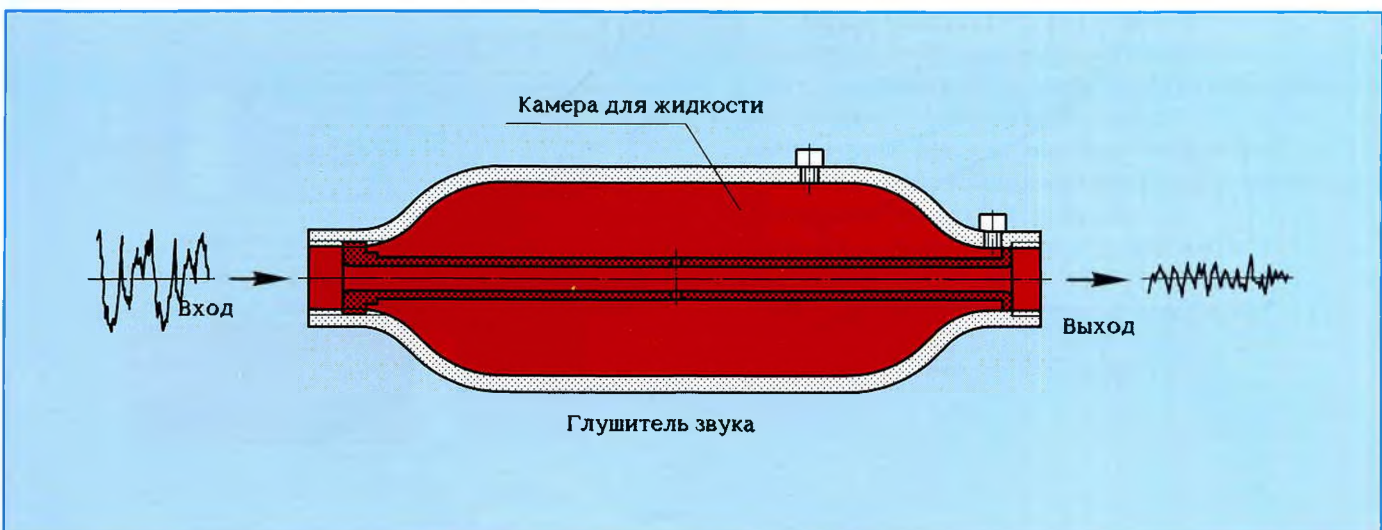


Рис. 63: Жидкостный шумоглушитель (глушитель звука)

### 3 Выбор параметров для гидро-пневматических аккумуляторов

Требования, предъявляемые к гидропневматическому аккумулятору, в зависимости от применения могут быть разными. Относительно выбора параметров в первую очередь интересуют только требования, касающиеся необходимого полезного объема или требуемая энергия давления. Кроме того, следует учесть определенные дополнительные условия, характерные большей частью для установки (например, мобильная техника требует максимального соотношения между внутренней энергией и массой). Если будет определен размер аккумулятора, требуемый для покрытия потребностей, то тогда определяются детали, характерные для конструкции, как, например, качество эластомеров для уплотнений и разделительных элементов.

#### 3.1 Определение эксплуатационных параметров

Требуемые для оборудования гидропневматического аккумулятора эксплуатационные параметры можно наглядно представить с помощью схематического изображения (см. рис. 64) поршневого аккумулятора. Для других типов гидропневматических аккумуляторов действуют такие же условия. К параметрам для описания состояния газа, которые называются также параметрами состояния, относятся давление, температура и объем. Для отдельных состояний во время рабочего режима определяются следующие параметры.

#### Давления

- $p_0$  давление наддува газовой камеры без нагружения давлением камеры с жидкостью
- $p_1$  минимальное давление, которое требуется для того, чтобы открыть клапан. Нормальным образом такое давление при баллонных и мембранных аккумуляторах на 10% выше давления наддува. При поршневых аккумуляторах давление наддува может выбираться меньшей величины.
- $p_2$  максимальное рабочее избыточное давление гидросистемы при баллонных и мембранных аккумуляторах.
- $p_0/p_2$  допустимое отношение давлений, как предельное значение рабочих условий.

#### Температуры

- $T_i$  температура газа согласно отдельным состояниям ( $i = 0, 1, 2$ ).  
Температура гидрожидкости влияет на теплообмен со сжатым газом и требуется поэтому только косвенно при выборе параметров аккумулятора.

#### Объемы

- $V_0$  эффективный объем газа при наддуве
- $V_1$  объем газа при минимальном давлении
- $V_2$  объем газа при максимальном рабочем избыточном давлении
- $\Delta V$  полезный объем

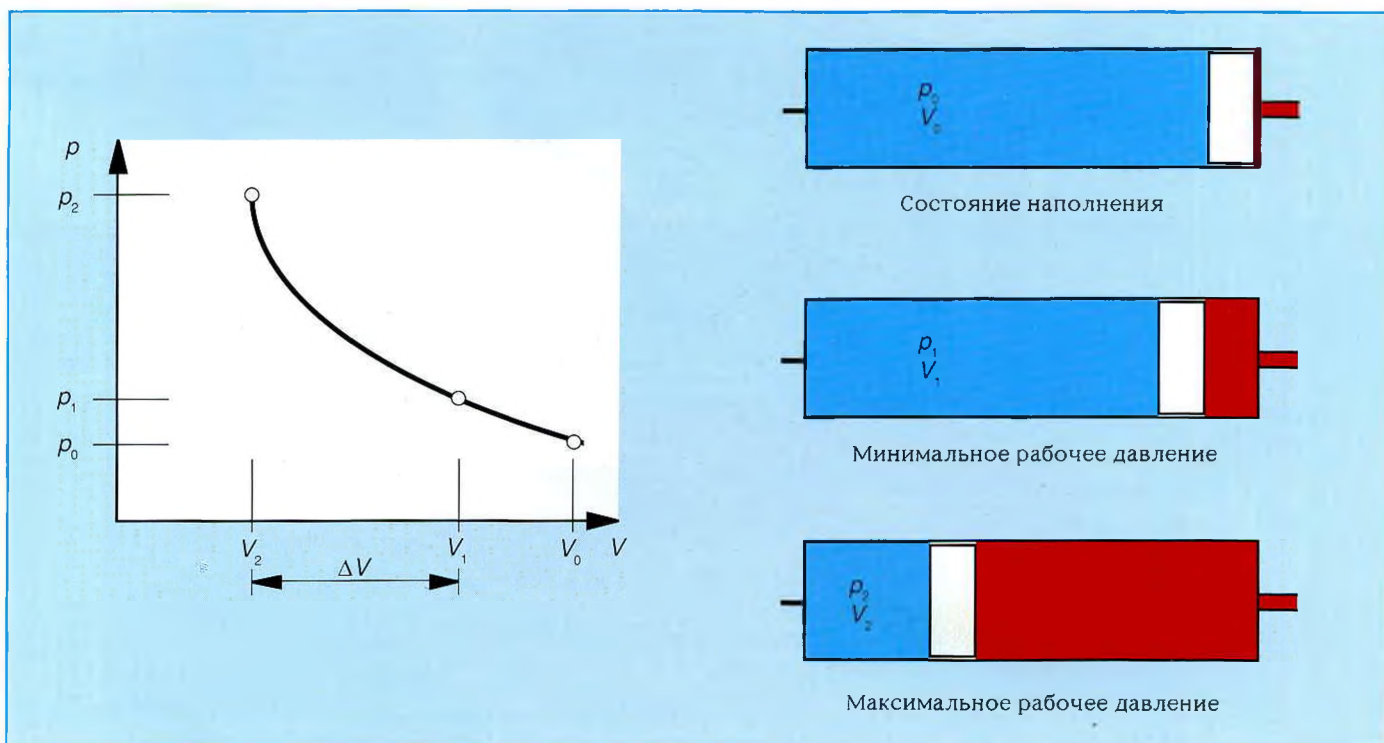


Рис. 64: Схематическое изображение рабоч. состояния с соответствующими параметрами для поршневого аккумулятора

### 3.2 Физические основные уравнения

Зарядка газом гидроаккумулятора может рассматриваться в термодинамическом плане, как однородная замкнутая система с соответствующими параметрами состояния. Без ограничения общепринятости на примере поршневого аккумулятора наглядно демонстрируются требуемые физические основные уравнения для выбора параметров для аккумулятора (трение между поршнем и стенкой цилиндра не учитываются в данном случае). Поступление гидрожидкости в аккумулятор или ее вытекание из гидроаккумулятора находится в прямой зависимости от изменения состояния зарядки газом. С одной стороны, осуществляется с помощью гидрожидкости рабочий обмен газом, а с другой стороны, происходит теплообмен между окружающей средой и газом, если температура газа отличается от температуры в окружающей среде. Под окружающей средой подразумеваются разделительный элемент, корпус аккумулятора и гидрожидкость.

Для перемещения поршня (см. на рис. 65) на бесконечно малую длину перемещения  $ds$  выполняется при изменении объема  $dV$  работа:

$$dW_V = -p \cdot A \cdot ds = -p \cdot dV \quad (1)$$

С таким изменением объема одновременно связано изменение состояния газа.

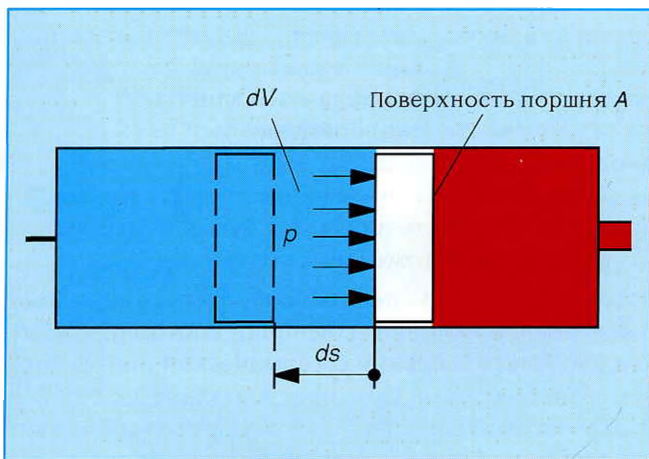


Рис. 65: К объемной работе

К уравнению 1:

Посредством опеределенной регулировки знака числа устанавливается, принимает ли система работу (+) или отдает (-). После такого согласования при сжатии ( $dV < 0$ ) будет работа по изменению объема положительной.

При условии, что газ можно назвать идеальным, можно будет описать взаимосвязь между давлением, температурой и объемом посредством уравнения состояния:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2)$$

При этом  $R$  представляет собой только от вида газа зависимую постоянную. Ее можно указать для азота ( $N_2$ ) следующим образом:

$$R = 297 \frac{\text{дж}}{\text{кг К}}$$

При дальнейшем рассмотрении данного вопроса важным является иметь сведения об отдельных, протекающих в аккумуляторе процессах по отношению к изменению состояния газа. Для этого можно указать следующие состояния и их изменения:

- а Подпитка газовой камеры при низкой температуре с последующим изменением давления подпитки вследствие теплообмена с окружающей средой
- б Цикл зарядки или разрядки аккумулятора посредством гидрожидкости осуществляется в течение такого большого промежутка времени, что может произойти полный теплообмен с окружающей средой.
- в Цикл зарядки или разрядки осуществляется настолько быстро, что не может произойти теплообмен с окружающей средой.

При описываемом в пункте а изменении состояния не производится никакой работы по изменению объема, т.е. изменение объема не состоялось. Такое изменение состояния обозначается, как процесс без изменения объема, и оно может быть представлено в виде упрощенного уравнения состояния:

$$\frac{p}{T} = \frac{p_1}{T_1} = \text{постоян.} \quad (3)$$

Описываемое в пункте б изменение состояния обозначается, как изотермическое изменение, и происходит, предполагая, что осуществляется полный теплообмен с окружающей средой без изменения температуры. Математическая взаимосвязь между параметрами состояния может быть выведена на основании термического уравнения состояния и выражается для изотермического изменения следующим образом:

$$p \cdot V = p_1 \cdot V_1 = \text{постоян.} \quad (4)$$



Изменение состояния, как это происходит в случае **в**), обозначается как изменение без теплообмена. При этом происходит только рабочий обмен между гидрожидкостью и газом. Для этого действует уравнение

$$p \cdot V^{\kappa} = p_1 \cdot V_1^{\kappa} = \text{постоян.} \quad (5)$$

Зависимость между температурой и объемом, а также давлением, устанавливается также на основании термического уравнения состояния к

$$T \cdot V^{\kappa-1} = T_1 \cdot V_1^{\kappa-1} \quad \text{и} \quad (6)$$

$$T \cdot p^{(1-\kappa)/\kappa} = T_1 \cdot p_1^{(1-\kappa)/\kappa} \quad (7)$$

В этих уравнениях посредством  $\kappa$  обозначается показатель без теплообмена протекающего процесса, который может заменяться для такого двухатомного газа как азот при нормальных условиях (см. на диаграмме 19) посредством 1,4. Поскольку режим работы аккумулятора никогда не протекает по теоре-

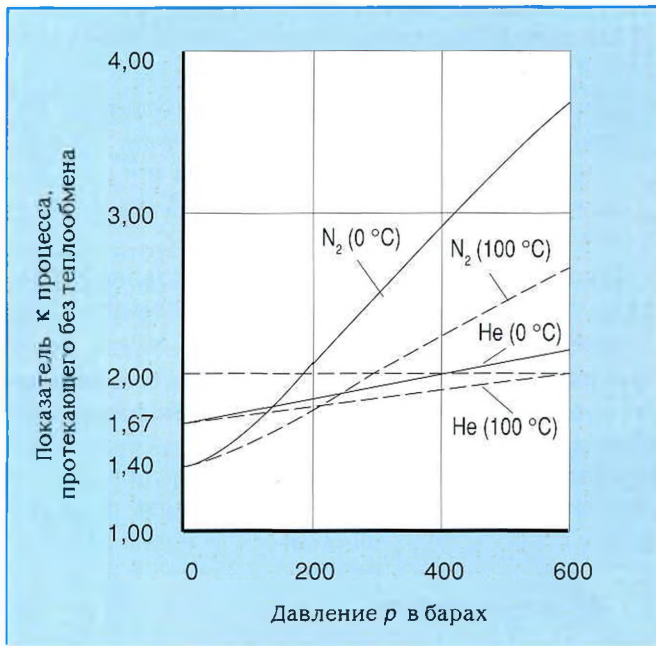


Диаграмма 19: Показатель процесса, протекающего без теплообмена, для азота и гелия в зависимости от давления при 0 и 100°C

тическим представлениям без теплообмена, то подобно этому произойдет изменение состояния, которое будет расположено между изотермическим процессом и процессом, протекающим без теплообмена. Такой вид изменения состояния обозначается политропным. Математические взаимосвязи аналогичные, как при изменении, протекающем без теплообмена, при этом показатель изменения без теплообмена заменяется посредством политропного показателя. На диаграмме 20 изображаются путем диаграммы зависимости  $p$  (давления) от  $V$  (объема) отдельные изменения состояния в виде схемы. Отсюда становится очевидным, что оба изменения состояния - изотермическое и изменение без протекающего



Диаграмма 20: Изменение состояния на диаграмме зависимости давления  $p$  от объема  $V$

теплообмена - представляют собой крайние положения политропного изменения.

Применяемые для выбора параметров для гидроаккумулятора уравнения зависят в соответствии с данными изложениями от влияния времени на процесс зарядки или разрядки. В качестве практического правила для применения соответствующего уравнения может послужить следующее ограничение:

- продолжительность цикла < 1-й минуты  
→ изменение без теплообмена
- продолжительность цикла > 3-х минут  
→ изотермическое изменение
- продолжительность цикла между 1-й и 3-мя мин.  
→ политропное изменение состояния.

Чтобы можно было сделать более точные выводы об имеющемся в наличии изменении состояния, необходимо иметь сведения о термической постоянной времени, о которой речь идет в разделе 3.2.2.

Для выбора параметров для аккумулятора выгодным является переставить уже приведенные уравнения таким образом, чтобы можно было вычислить искомые величины. Это касается прежде всего эффективного объема газа ( $V_0$ ) в зависимости от соответствующих отношений давлений, а также давления подпитки  $p_0$ . В таблице 15 подаются для этого соответствующие уравнения для выбора параметров для аккумулятора. Кроме того, при выборе параметров для аккумулятора следует придерживаться определенных опытных данных для того, чтобы обеспечивалось, что, с одной стороны, будет достигаться оптимальное использование объема аккумулятора, а с другой стороны, не будет уменьшаться длительность службы. В таблице 16 приводятся для отдельных типов аккумуляторов соответствующие опытные данные.



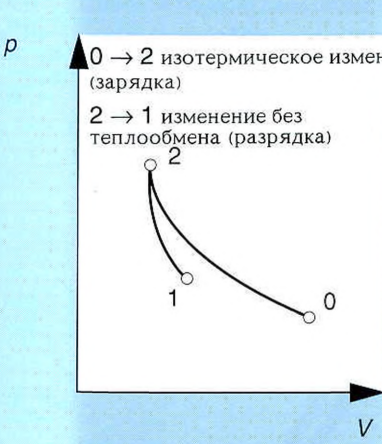

Цикл (изменение состояния)	Уравнение	Примечание
 <p>без изменения объема</p>	$P_{0(T_0)} = P_{0(T_B)} \cdot \frac{T_0}{T_B}$	<p><math>P_{0(T_0)}</math> = давление подпитки при температуре наполнения <math>T_0</math></p> <p><math>P_{0(T_B)}</math> = давление подпитки при рабочей температуре <math>T_B</math></p> <p><b>Применение</b> Вычисление давления подпитки при отклонении рабочей температуры от температуры наполнения</p>
 <p>0 → 1 изменение без теплообмена 1 → 2 изменение без теплообмена</p>	$\Delta V = V_0 \left[ \left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]$ $V_0 = \frac{\Delta V}{\left( \frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}}$	<p><math>n = \kappa = 1,4</math> для азота</p> <p><b>Применение</b> Аккумулялирование энергии</p>
 <p>0 → 2 изотермическое измен. (зарядка) 2 → 1 изменение без теплообмена (разрядка)</p>	$\Delta V = V_0 \frac{p_0}{p_2} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right]$ $V_0 = \frac{\Delta V \cdot \frac{p_2}{p_0}}{\left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1}$	<p><b>Применение</b> Аварийная функция, предохранительная функция</p>
 <p>0 → 1 изотермич. измен. 1 → 2 изотермич. измен.</p>	$\Delta V = V_0 \left( \frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2} \right)$ $V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}}$	<p><b>Применение</b> Компенсация утечки масла</p>

Таблица 15: Основные уравнения для выбора параметров для аккумулятора

Условие	Баллонный аккумулятор	Мембранный аккумулятор	Поршневой аккумулятор
Давление зарядки газом $p_0$	$\leq 0,9 \cdot p_1$ = 0,6 bis 0,9 $\cdot p_m$ (шоковая абсорбция) = 0,6 $\cdot p_m$ (пульсацион. демпфиров.)	$\leq 0,9 \cdot p_1$	$\leq p_1 - 5$ бара $\geq 2$ бара (исполн. поршня с малым трением) $\geq 10$ бар (стандартное исполнение поршня)
Макс. допустимое отношение давлений $p_2/p_0$	$\leq 4 : 1$	$\leq 6:1$ до $8:1$ (сварная конструкция) $\leq 10:1$ (свинченная конструкция)	без ограничений
Макс. поток жидкости	до 15 л/сек. в зависим. от габар. аккумуля.  до 140 л/сек. при High-Flow-исполнении (высокомощн.)	до 6 л/сек.	Макс. скорость поршня = 3,5 м/сек. (исполн. с малым трением) = 2 м/сек. (стандартное исполнение)

Таблица 16: Условия применения для гидропневматических аккумуляторов

В случае конструктивного исполнения для подсоединения баллонов с азотом необходимо дополнительно при выборе параметров проверить полезный объем аккумулятора. Для этого исходят из изотермической зарядки давления, начиная с давления наполнения и кончая максимальным рабочим давлением. Увеличенный полезный объем вычисляется следующим образом:

$$\Delta V = V_{0G} \left( 1 - \frac{p_0}{p_2} \right) \quad (8)$$

При исполнении с подсоединением баллонных аккумуляторов следует из-за сильного свертывания баллона не превышать  $\Delta V = 0,75 \cdot V_{0G}$ .

При этом посредством  $V_{0G}$  обозначается общий эффективный объем газа (аккумулятор + баллоны с азотом). Увеличенный полезный объем жидкости должен быть во всяком случае меньше эффективного объема газа аккумулятора. Следует до тех пор изменять выбор объема газа, пока не будут выполняться такие требования.

### 3.2.1 Отклонения от идеальной характеристики газа

Приведенные в предыдущем разделе уравнения состояния действуют только при условии, что в наличии будет идеальная характеристика газа. Различные газы, например, азот (см. диаграмму 21), отклоняются однако, прежде всего при более высоких давлениях, от идеальных законов газовой динамики. Такие свойства обозначаются как "реальные" или "идеальные". Математическая взаимосвязь между параметрами состояния ( $p$ ,  $T$  и  $V$ ) для реальной характеристики газа может подаваться только в виде приближенного уравнения. Применение такого уравнения с достаточной точностью связано на практике с большими трудностями и требует трудоемких операций по вычислению и затрат времени, которые можно преодолеть только путем использования электронной обработки данных. Поэтому рекомендуется применение коэффициентов коррек-

ции, которые учитывают реальную характеристику газа. На основании этого вытекает, что объем при изотермическом изменении состояния составляет

$$V_{\text{реал.}} = C_1 \cdot V_{\text{идеал.}} \quad (9)$$

а при изменении состояния без изменения теплообмена

$$V_{\text{реал.}} = C_a \cdot V_{\text{идеал.}} \quad (10)$$

Коэффициенты коррекции  $C_1$  и  $C_a$  в уравнениях (9) и (10) могут заимствоваться непосредственно из диаграмм 22 и 23 в зависимости от отношения давлений  $p_2/p_1$  и максимального рабочего избыточного давления.

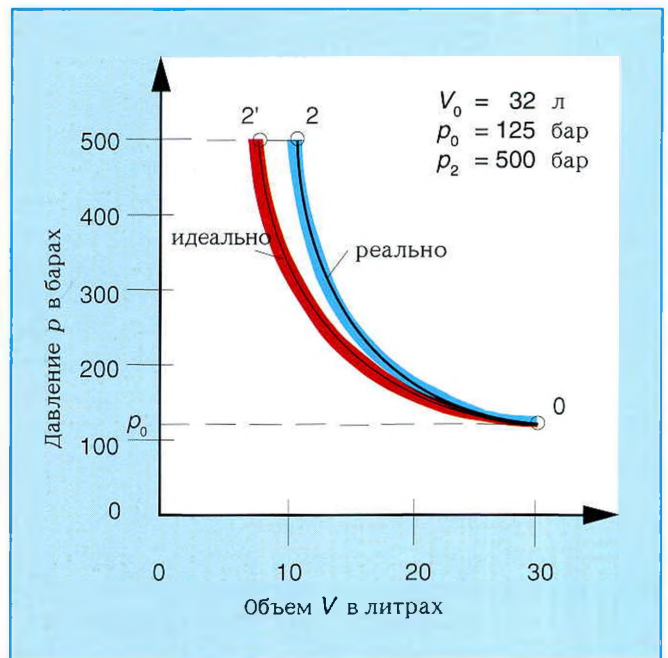


Диаграмма 21: Диаграмма зависимости давления от объема для сравнения идеальной и реальной характеристики газа азота с помощью примера по компрессии

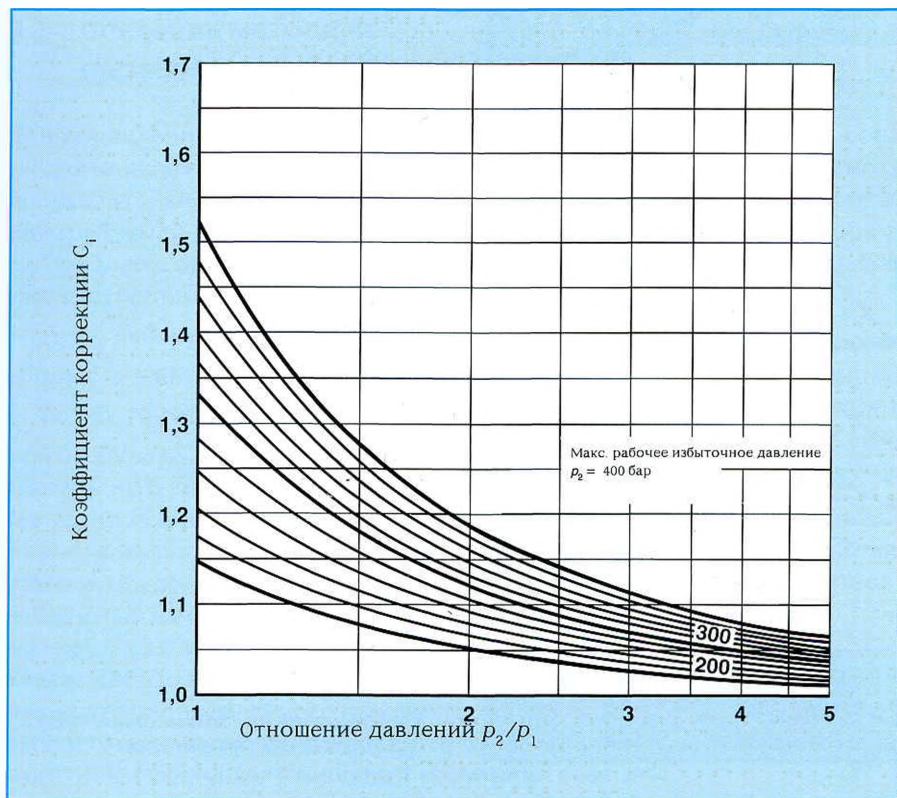


Диаграмма 22: Зависимость коэффициента коррекции  $C_1$  от отношения давлений  $p_2/p_1$  для изотермического изменения состояния

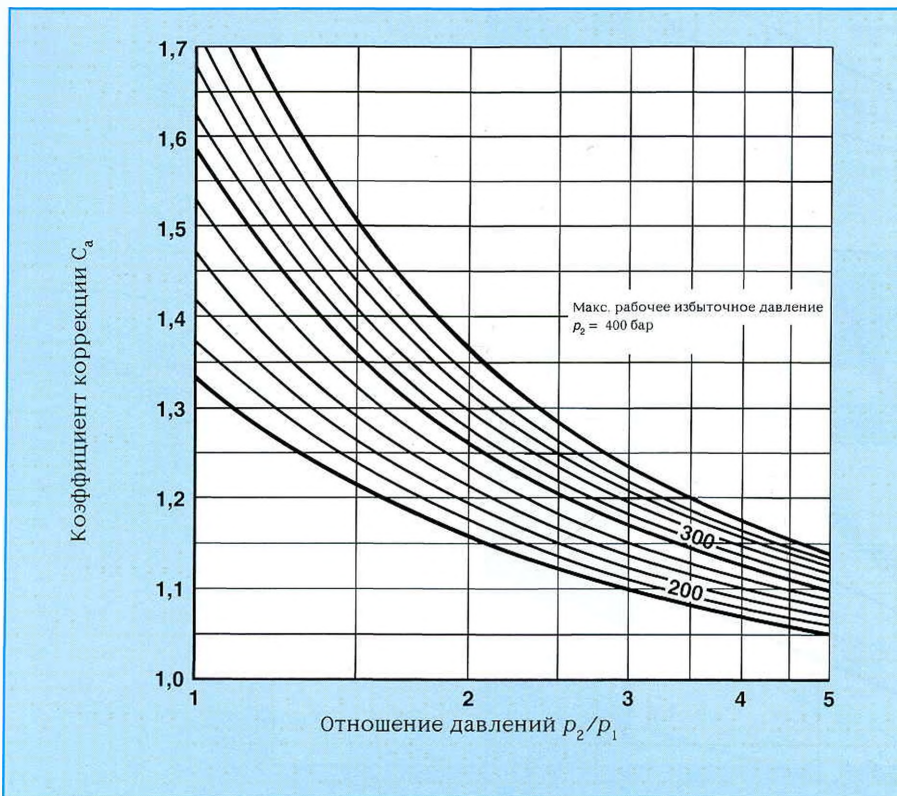


Диаграмма 23: Зависимость коэффициента коррекции  $C_a$  от отношения давлений  $p_2/p_1$  для изменения состояния без изменения объема

Коэффициенты коррекции взяты по отношению к температуре в  $50^{\circ}\text{C}$ . Отклонения, которые возникают вследствие изменений температуры, могут не учитываться для допустимого температурного диапазона ( $-10^{\circ}\text{C}$  до  $+80^{\circ}\text{C}$ ).

### 3.2.2 Термическая временная характеристика

В разделе 3.2 указываются для определения вида изменения состояния приблизительные пределы времени. Для того, чтобы обеспечивался более точный выбор параметров для аккумулятора, необходимо анализировать термодинамические процессы по обмену. Прежде всего при периодическом режиме работы с быстроменяющимися циклами эти процессы определяются посредством интенсивности теплоперевода.

Для описания и оценки термической временной характеристики гидроаккумуляторов применяется термическая постоянная времени

$$\tau = \frac{c_v \cdot m}{\alpha \cdot A} \quad (11)$$

При этом посредством  $c_v$  обозначается удельная теплоемкость при постоянном объеме,  $m$  — масса газа,  $\alpha$  — коэффициент теплоперевода, а  $A$  — общая поверхность теплоперевода.

Временная характеристика может определяться с незначительными экспериментальными затратами. Поскольку состоит зависимость постоянной времени от давления подпитки, типа аккумулятора и габарита его, то ее следует определять для каждого типа аккумулятора посредством экспериментов. На диаграммах 24, 25 и 26 подаются результаты экспериментов согласно [1] для различных типов. Здесь указываются термические постоянные времени в зависимости от давления подпитки для различных номинальных объемов отдельных размеров аккумуляторов.

С помощью такой постоянной времени возможным является произвести выбор параметров для аккумулятора путем соответствующей программы модуляции для заданного цикла аккумулятора.

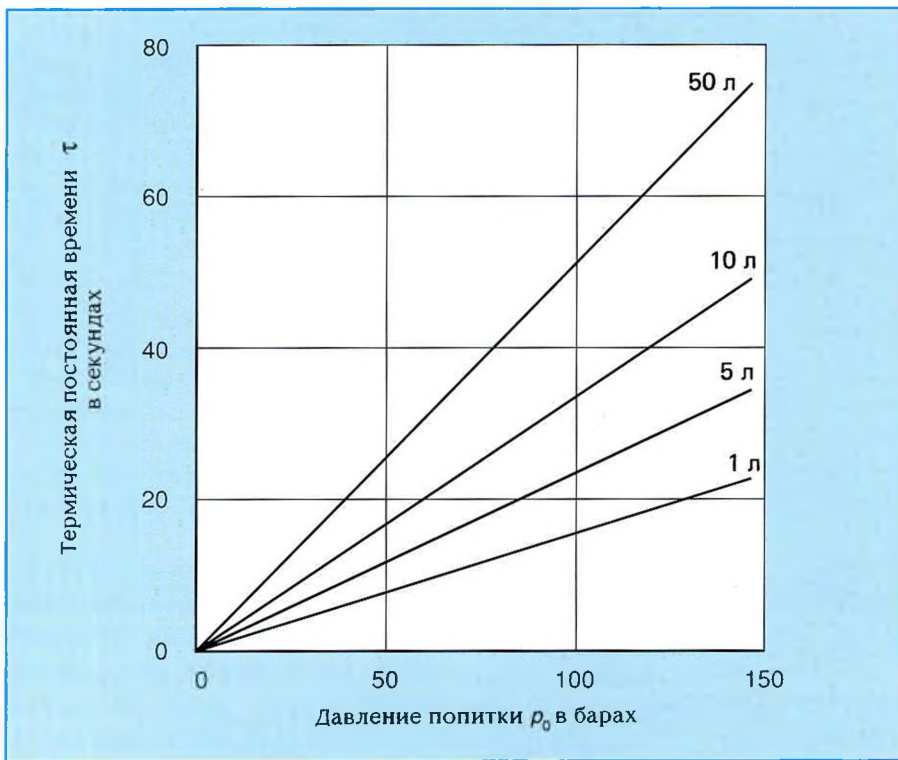


Диаграмма 24:  
Термическая постоянная времени  $\tau$   
баллонных аккумуляторов

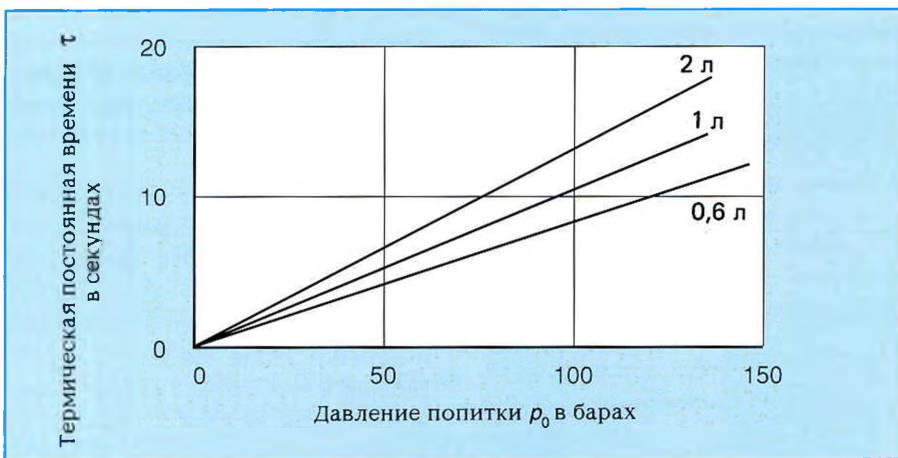


Диаграмма 25:  
Термическая постоянная времени  $\tau$   
мембранных аккумуляторов

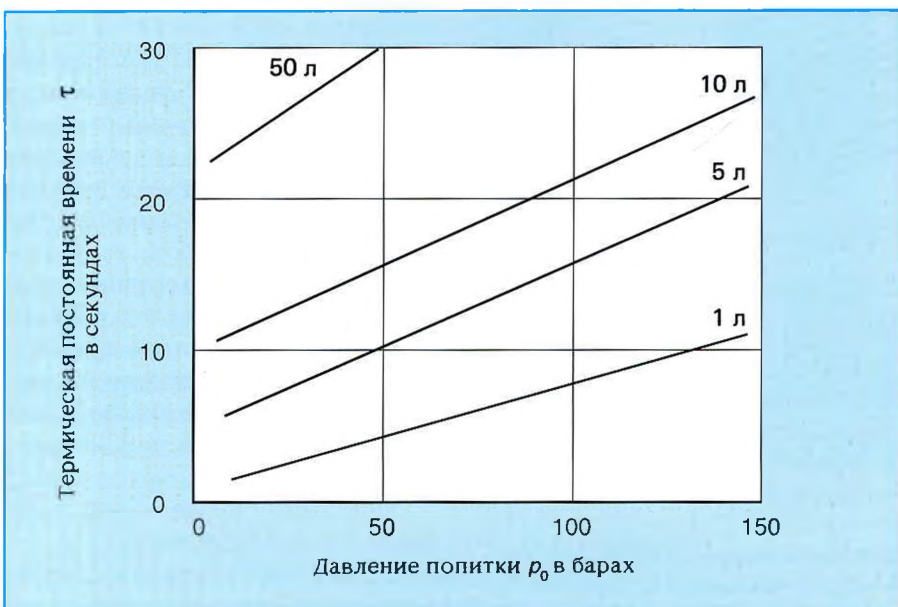


Диаграмма 26:  
Термическая постоянная времени  $\tau$   
поршневых аккумуляторов

### 3.3 Описание методики проведения выбора параметров

Для вычисления и установления соответствующего габарита аккумулятора можно исходить из того, что предварительно заданы требуемый объем масла  $\Delta V$  или требуемая энергия  $W$  для удовлетворения спроса. При учете определенных дополнительных условий, как, например:

- макс. рабочее избыточное давление,
- макс. и мин. рабочая температура,
- разность рабочего давления,

можно будет перейти к выбору параметров таким образом, что сначала будет приниматься изменение без теплообмена. Такое ограничивающее предположение может допускаться из-за того, что вследствие этого в каждом случае будут выполняться другие возможные изменения состояния. Путем последующей проверки вычисления относительно временной характеристики и вместе с этим связанного отклонения от предполагаемого изменения состояния без теплообмена может быть корректировать выбор параметров. Поскольку изменения состояния газа за-

висят от соответствующей рабочей температуры газа, должно выполняться удовлетворение спроса для каждого состояния. Вследствие этого вытекают при выборе габаритов различные ограничения, которые будут исследоваться, как это указывается ниже:

#### — Ограничение 1a и b

Требуемый объем масла  $\Delta V_{\text{эф.}}$  или требуемая энергия  $W_{\text{эф.}}$  должны предоставляться в распоряжение даже еще при макс. достигаемой рабочей температуре гидроаккумулятором.

#### — Ограничение 2

При минимальной рабочей температуре не должна превышать допустимая разность рабочих давлений  $\Delta p_{\text{zul.}}$

На основании схематического изображения политропного изменения состояния (см. на диаграмме 27) можно объяснить отдельные ограничения.

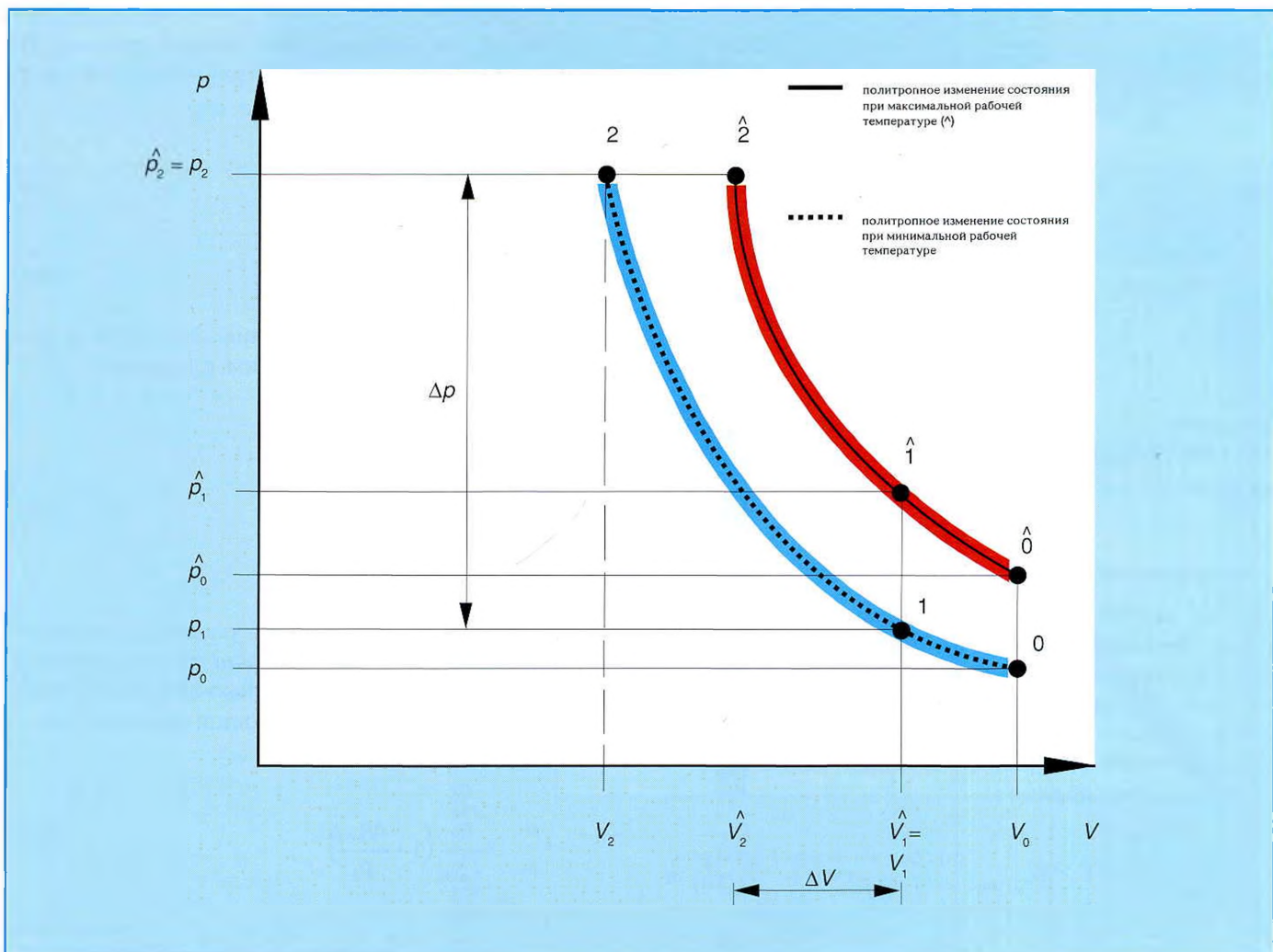


Диаграмма 27: Диаграмма завис. давления от объема политропного измен. состояния при макс. и мин. рабочей температ.

– Ограничение 1а

Объем масла вычисляется следующим образом:

$$\Delta V = \hat{V}_1 - \hat{V}_2 \geq \Delta V_{\text{треб.}} \quad (12)$$

Изменения состояния составляют:

наполнение газом

без измен. объема  $\frac{p_0}{T_0} = \frac{\hat{p}_0}{T_{\text{макс.}}}$ , (13)

зарядка на минимальное рабочее давление

изотермич. изменение  $\hat{p}_1 \cdot \hat{V}_1 = \hat{p}_0 \cdot V_0$ , (14)

Компрессия на максимальное рабочее давление

без теплообм.  $\hat{p}_2 \cdot \hat{V}_2^{\kappa} = \hat{p}_1 \cdot \hat{V}_1^{\kappa}$ . (15)

Посредством замены трех уравнений (13), (14) и (15) в уравнении (12) мы получим

$$\Delta V = \frac{\hat{p}_0}{\hat{p}_1} V_0 \left( 1 - \left( \frac{T_{\text{макс.}}}{T_0} \cdot \frac{p_0}{\hat{p}_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right) \geq \Delta V_{\text{треб.}} \quad (16)$$

или

$$\frac{\Delta V_{\text{треб.}}}{V_0} \leq \frac{\hat{p}_0}{\hat{p}_1} \left( 1 - \left( \frac{T_{\text{макс.}}}{T_0} \cdot \frac{p_0}{\hat{p}_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right). \quad (17)$$

Уравнение (17) — это ограничительное соотношение для требуемого объема масла при максимально достигаемой рабочей температуре  $T_{\text{макс.}}$ .

– Ограничение 1б

Энергия, аккумулированная гидроаккумулятором, при максимальной рабочей температуре должна равняться требуемой энергии  $W_{\text{эф}}$  или быть больше, чем она. При сжатии газа с точки  $\hat{1}$  до точки  $\hat{2}$  выполняется работа по изменению объема. Связанное с этим изменение внутренней энергии можно выразить следующим образом:

$$W_{12} = - \int_{\hat{1}}^{\hat{2}} p dV \geq W_{12, \text{треб.}} \quad (18)$$

С помощью уравнения для изменения состояния без теплообмена можно выразить уравнение (18)

$$W_{12} = \frac{\hat{p}_1 \cdot \hat{V}_1}{\kappa - 1} \left( \left( \frac{\hat{p}_1}{\hat{p}_2} \right)^{\frac{1 - \kappa}{\kappa}} - 1 \right). \quad (19)$$

Ограничительное соотношение для энергии при максимальной рабочей температуре можно получить путем замены уравнений (13) и (14) в уравнениях (18) и (19)

$$\frac{W_{12, \text{треб.}}}{\hat{p}_2 \cdot V_0} \leq \frac{p_0 \cdot T_{\text{макс.}}}{\hat{p}_2 \cdot T_0 (\kappa - 1)} \left( \left( \frac{T_{\text{макс.}}}{T_0} \cdot \frac{p_0}{\hat{p}_2} \right)^{\frac{1 - \kappa}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \frac{\hat{p}_0}{\hat{p}_1}. \quad (20)$$

– Ограничение 2

Разность давлений при минимальной рабочей температуре между рабочими состояниями 1 и 2 можно выразить следующим образом:

$$\Delta p = p_2 - p_1 \leq \Delta p_{\text{допуст.}} \quad (21)$$

С помощью уравнений

$$\frac{p_0}{T_0} = \frac{p_0}{T_{\text{мин.}}} \quad (22)$$

и  $p_1 \cdot V_1 = p_0 \cdot V_0$  (23)

можно преобразовать уравнение (21), так что для разности давлений мы получим следующее соотношение

$$\Delta p = p_2 - \frac{T_{\text{мин.}}}{T_0} \cdot p_0 \cdot \frac{p_0}{p_1} \quad (24)$$

Вследствие этого можно будет указать 2-е ограничительное соотношение для отношения давлений  $p_0/p_2$ , которое действует не только для объема газа, но и для энергии, при минимальной температуре.

$$\frac{p_0}{p_2} \geq \frac{p_1}{T_{\text{мин.}}} \left( 1 - \frac{\Delta p_{\text{доп.}}}{p_2} \right) \cdot \frac{T_0}{p_0} \quad (25)$$

Графическое изображение ограничительных соотношений уравнений (17), (20) и (25) подается на диаграммах 28 и 29. На основании таких обоих изображений однозначно вытекает область применимости, в пределах которой допускается выбор параметров при заданных условиях. Точка пересечения ограничительных кривых характеризует оптимум выбора параметров. Однако на практике такой оптимум не всегда может достигаться на основании градаций размеров резервуаров, а вследствие этого и объемов газа. Исходя уже из экономических соображений, постановка цели заключается в том, чтобы при выборе параметров как можно ближе достичь этой точки.

Диаграмма 28:  
Графическое изображение соотношения ограничения для объема газа

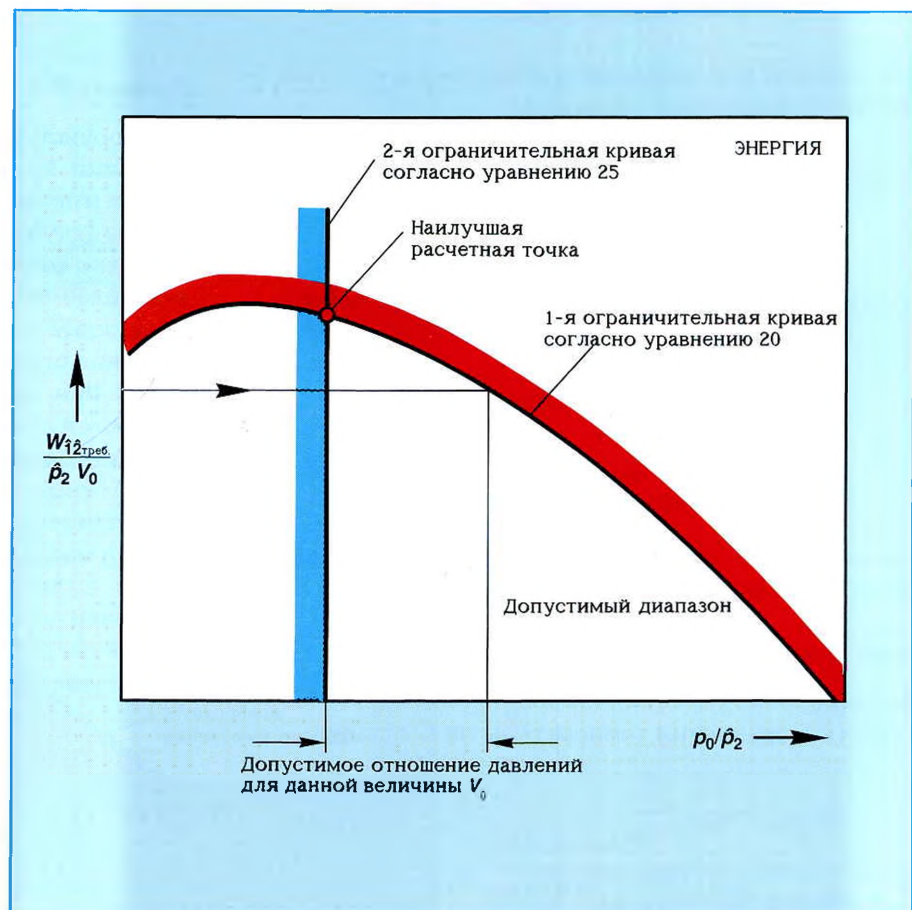
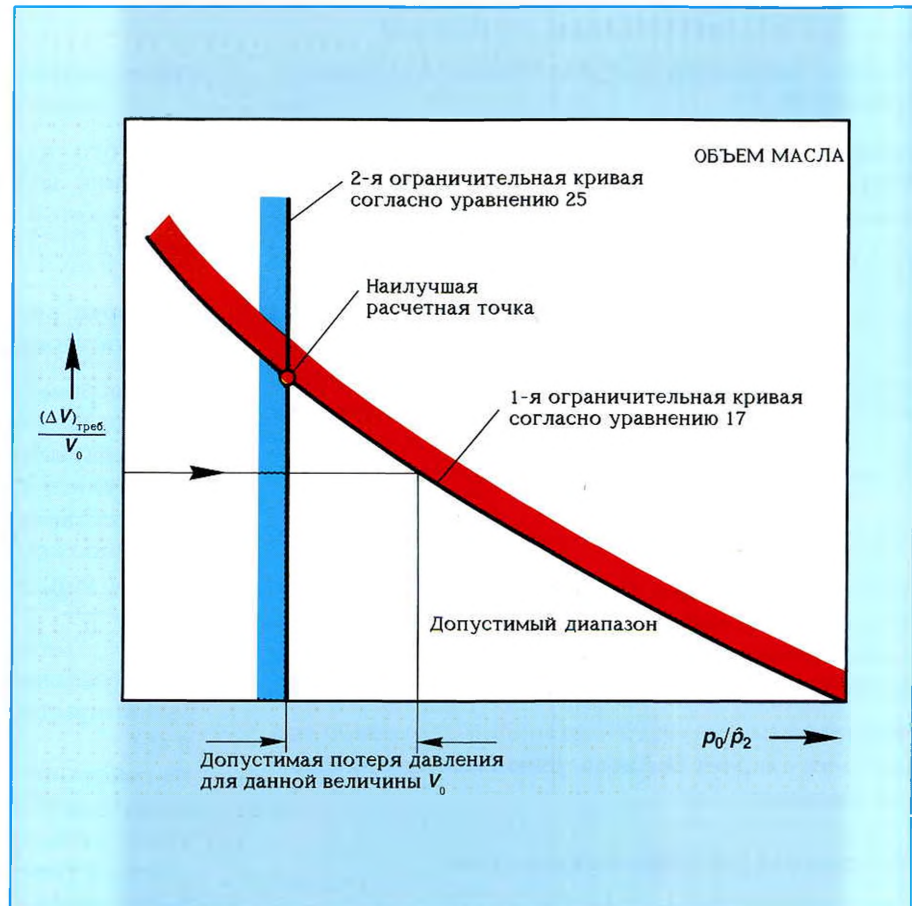


Диаграмма 29:  
Графическое изображение соотношения ограничения для энергии



## 4 Вычислительные примеры

### Пример № 1

На одной литьевой машине должны предоставляться в распоряжение 5 л масла в течение 2,5 сек. Максимальное рабочее избыточное давление составляет 200 баров, минимальное рабочее давление не должно быть ниже 100 баров. Продолжительность зарядки составляет 8 секунд, рабочая температура была указана как 45°. Определяться должны требуемый размер аккумулятора и давление зарядки газа при 20°C при учете реальной характеристики газа. В заключение должен проверяться результат посредством ограничительных соотношений.

### Решение

Поскольку речь идет здесь о быстро протекающем процессе (длительность отбора < 1 мин.), можно рассматривать изменение состояния газа как изменение без теплообмена.

Указание:

Давления следует ввести в уравнения как абсолютные давления.

### Определение давления зарядки газом

$$p_0 = 0,9 \cdot p_1 = 0,9 \cdot 101 \approx 91 \text{ бар}$$

### Определение требуемого объема газа

При условии, что применяется азот в качестве газа, действует следующее уравнение:

$$V_{\text{идеал}} = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{0,714} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{0,714}} = \frac{5}{0,9^{0,714} - \left(\frac{91}{201}\right)^{0,714}} = 13,87 \text{ л}$$

### Определение коэффициента коррекции на основании диаграммы 23

$$C_a = 1,16 \quad \text{с} \quad \frac{p_2}{p_1} \approx 2,0$$

$$V_{0 \text{ реалн}} = C_a \cdot V_{0 \text{ идеалный}} = 1,16 \cdot 13,87 = 16,09 \text{ л}$$

Выбирается баллонный аккумулятор в 20 л с эффективным объемом газа в 17,4 л.

### Вычисление давления зарядки газом при 20°C

Указание:

Ввести в уравнения температуры по Кельвину.

$$p_{0(T0)} = p_{0(TB)} \cdot \frac{T_0}{T_B}$$

$$p_{0(20^\circ\text{C})} = 91 \cdot \frac{20 + 273}{45 + 273} = 83,8 \text{ бар}$$

Для того, чтобы при рабочей температуре в 45°C давление зарядки газом составило 91 бар, должен аккумулятор заполняться при температуре наполнения в 20° только с помощью 83,8 бара.

### Проверка результата посредством ограничительных соотношений для объема газа

На диаграмме 30 изображена ограничительная кривая согласно уравнению (17) с характерными для примера размерами. Кроме того, для 3-х баллонных аккумуляторов в 10 л, 20 л и 32 л (эффективный объем газа составляет 9 л; 17,4 л и 32,5 л) было внесено объемное соотношение

$$\frac{\Delta V_{\text{треб}}}{V_0}$$

2-я ограничительная кривая согласно уравнению (25) составит для указанных размеров величину 0,452.

На основании диаграммы 30 можно установить, что наименьший аккумулятор с номинальным объемом в 10 л не пересекает расчетный диапазон, а вследствие этого не удовлетворяет требованиям. Аккумулятор в 20 л лежит в оптимуме расчетного диапазона, так что выбор был сделан правильно. Хотя аккумулятор в 32 л выполняет тоже требования, но его размеры очень завышены.

### Пример № 2

В гидросистеме цилиндры управляются распределителями. Установка служит для аварийного управления и должна работать в соответствии с режимом работы аккумулятора. Аккумулятор должен дополнительно компенсировать потери от утечки распределителей. Для этого насос должен включаться через каждые 5 мин. с малой объемной подачей. Реле давления ограничивают давление до 180 баров и 200 баров. При срабатывании аварийного управления требуются для поддержания определенных функций 8 л масла, при этом давление может уменьшаться до 110 баров.

На установке встроены 5 распределителей с потерями масла от утечки по 30 см<sup>3</sup>/мин. для каждого из них, а также 2 распределителя с потерями масла от утечки по 140 см<sup>3</sup>/мин. для каждого из них. Определить следует соответствующий размер аккумулятора с указанием давления подпитки.

**Решение**

Общий объемный поток количества утечки масла вычисляется согласно следующему уравнению:

$$\dot{Q}_L = 5 \cdot 30 \text{ см}^3/\text{мин.} + 2 \cdot 140 \text{ см}^3/\text{мин.} = 430 \text{ см}^3/\text{мин.}$$

Требуемый полезный объем гидроаккумулятора для компенсации утечки масла вычисляется по формуле:

$$\Delta V = \dot{Q}_L \cdot t = 430 \text{ см}^3/\text{мин.} \cdot 5 \text{ мин.} = 2,15 \text{ л.}$$

Давление подпитки может вычисляться на основании уравнения:

$$p_0 = 0,9 \cdot p_1 = 0,9 \cdot 111 \text{ бар} = 100 \text{ бар.}$$

**Определение объема газа для компенсации утечки масла**

Поскольку при этом речь идет о медленном процессе (длительность отбора > 3 мин.), следует рассчитывать на то, что изменение состояния будет изотермическим.

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}} = \frac{2,15}{\frac{100}{181} - \frac{100}{201}} = 39,1 \text{ л}$$

**Определение объема газа при аварийном управлении**

При этом речь идет о медленном процессе зарядки аккумулятора (изотермическое изменение) с быстрой разрядкой (изменение без теплообмена).

Поскольку имеется возможность, что гидроаккумулятор при аварийном управлении будет заряжаться только с помощью давления в 181 бар, то такое давление следует также применить для расчета параметров в качестве максимального давления.

$$V_0 = \frac{\Delta V \cdot \frac{p_2}{p_0}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1} = \frac{8 \cdot \frac{181}{100}}{\left(\frac{181}{111}\right)^{\frac{1}{1,4}} - 1} = 34,6 \text{ л}$$

Для выбора аккумулятора мерилom является больший объем газа. Выбираться будет аккумулятор в 50 л с эффективным объемом газа в 47,5 л.

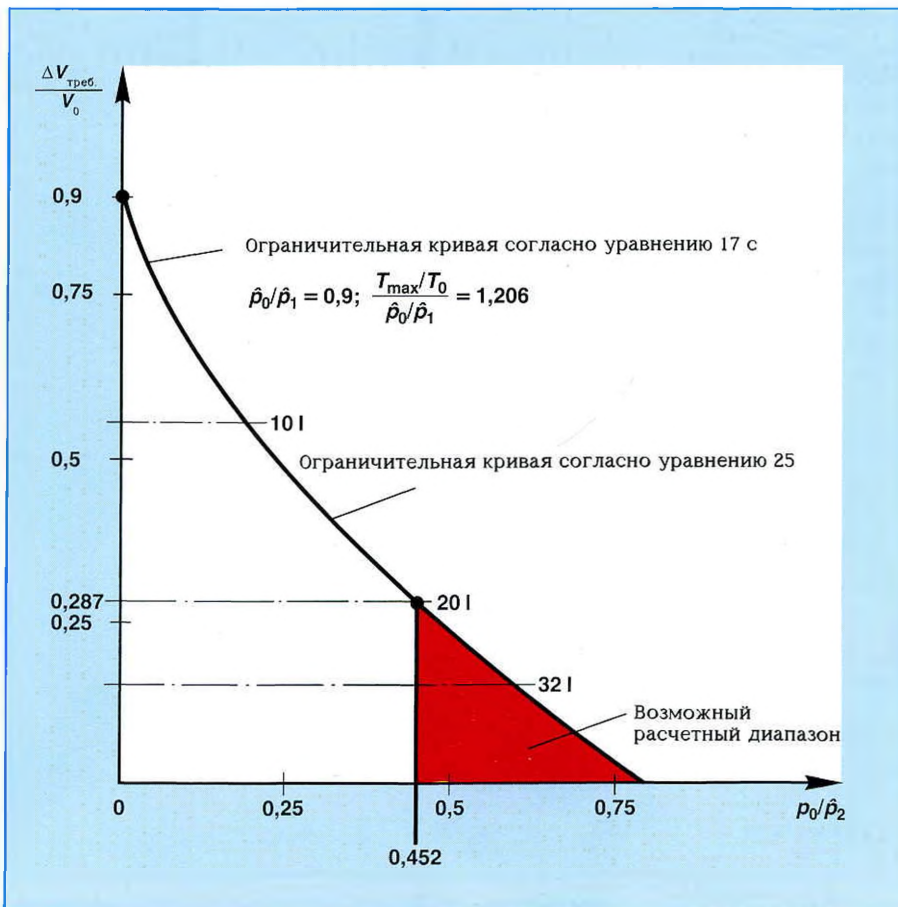


Диаграмма 30: Графическое изображение ограничительного соотношения примера 1

## Пример № 3

Отбираться должны из поршневого аккумулятора 35 л гидрожидкости между максимальным рабочим избыточным давлением в 180 баров и минимальным рабочим давлением в 120 баров в течение 2-х секунд.

Повторное наполнение аккумулятора должно производиться через 4 минуты.

## Решение

## Определение давления зарядки газом

$$p_0 = p_1 - 5 \text{ бар} = 121 \text{ бар} - 5 \text{ бар} = 116 \text{ бар}$$

## Определение требуемого объема газа

Вычисление производится для изменения состояния без теплообмена (длительность отбора < 1 мин.)

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{0,714} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{0,714}} = \frac{35}{\left(\frac{116}{121}\right)^{0,714} - \left(\frac{116}{181}\right)^{0,714}} = 144,3 \text{ л}$$

Этот объем газа может погашаться с помощью поршневого аккумулятора с эффективным объемом газа в 150 л. Рекомендуется однако в данном случае, исходя из соображений экономичности, комбинировать более малый объем газа в аккумуляторе с подсоединенными баллонами для азота, как, например,

поршневый аккумулятор в 50 л (эффективный объем газа 52,5 л) и два баллона для азота в 50 л.

## Проверка полезного объема аккумулятора

Согласно уравнению (8) следует проверить, является ли увеличенный полезный объем  $\Delta V'$  меньше, чем эффективный объем газа  $V_0$  аккумулятора.

Эффективный общий объем будет составлять для выбранной комбинации:

$$V_{0 \text{ общий}} = 1 \cdot 52,5 \text{ л} + 2 \cdot 50 \text{ л} = 152,5 \text{ л}.$$

Вследствие этого можно вычислить:

$$\Delta V' = V_{0 \text{ общий}} \left(1 - \frac{p_0}{p_2}\right) = 152,5 \left(1 - \frac{116}{181}\right) = 54,8 \text{ л}$$

Таким образом, полезный объем  $\Delta V' > V_0$ .

Отсюда вытекает, что объем поршневого аккумулятора был выбран слишком малых размеров. Новое вычисление будет производиться с помощью поршневого аккумулятора в 60 л (эффективный объем газа 62,5 л) и 2-х баллонов с азотом в 50 л.

Для этого вычисляется эффективный общий объем согласно уравнению:

$$V_{0 \text{ общий}} = 1 \cdot 62,5 \text{ л} + 2 \cdot 50 \text{ л} = 162,5 \text{ л}$$

а увеличенный полезный объем по уравнению:

$$\Delta V' = 162,5 \left(1 - \frac{116}{181}\right) = 58,4 \text{ л}$$

Такая комбинация соответствует требуемым условиям рабочего режима.

## 5 Типичные примеры применения

### 5.1 Аккумуляирование энергии

Изображаемая на *диаграмме 31* характеристика потребной мощности одной литьевой машины для получения изделий из пластмасс дает возможность установить, что при высокой скорости впрыскивания в инструмент потребуется только кратковременно макс. мощность. Для этого, исходя из экономичных соображений, не будет целесообразным такой максимум покрыть только за счет мощности насоса. Поэтому будет целесообразным предусмотреть насос для средней потребной мощности, а остаток выравнять за счет применения аккумулятора. Для такого случая применения демонстрируется на *рис. 66* размещение аккумулятора.

#### Преимущества

Меньших размеров гидронасосы, незначительная мощность, меньше располагаемого количества тепла, упрощенные техход и проводка, а вследствие этого незначительные эксплуатационные затраты.

Сюда следует еще отнести дополнительное шокное и пульсационное демпфирование, которые обеспечивают более высокий срок службы всей установки.

#### Типичные виды применения

Баллонные и поршневые аккумуляторы для аккумуляирования энергии применяются для следующих машин и установок: литьевые машины и машины для формования изделий раздувом, автоматические станочные линии, металлургические заводы, прокатные станы, строительные машины, металлообрабатывающие машины, гидравлические прессы и ножницы, транспортное оборудование, судостроение и электростанции, системы аварийного останова на турбинах и атомных электростанциях.

Мембранные аккумуляторы применяются как аккумуляторы энергии в контурах первого каскада управления, системах торможения, в металлообрабатывающих машинах, в инструментальном производстве и при изготовлении приспособлений.

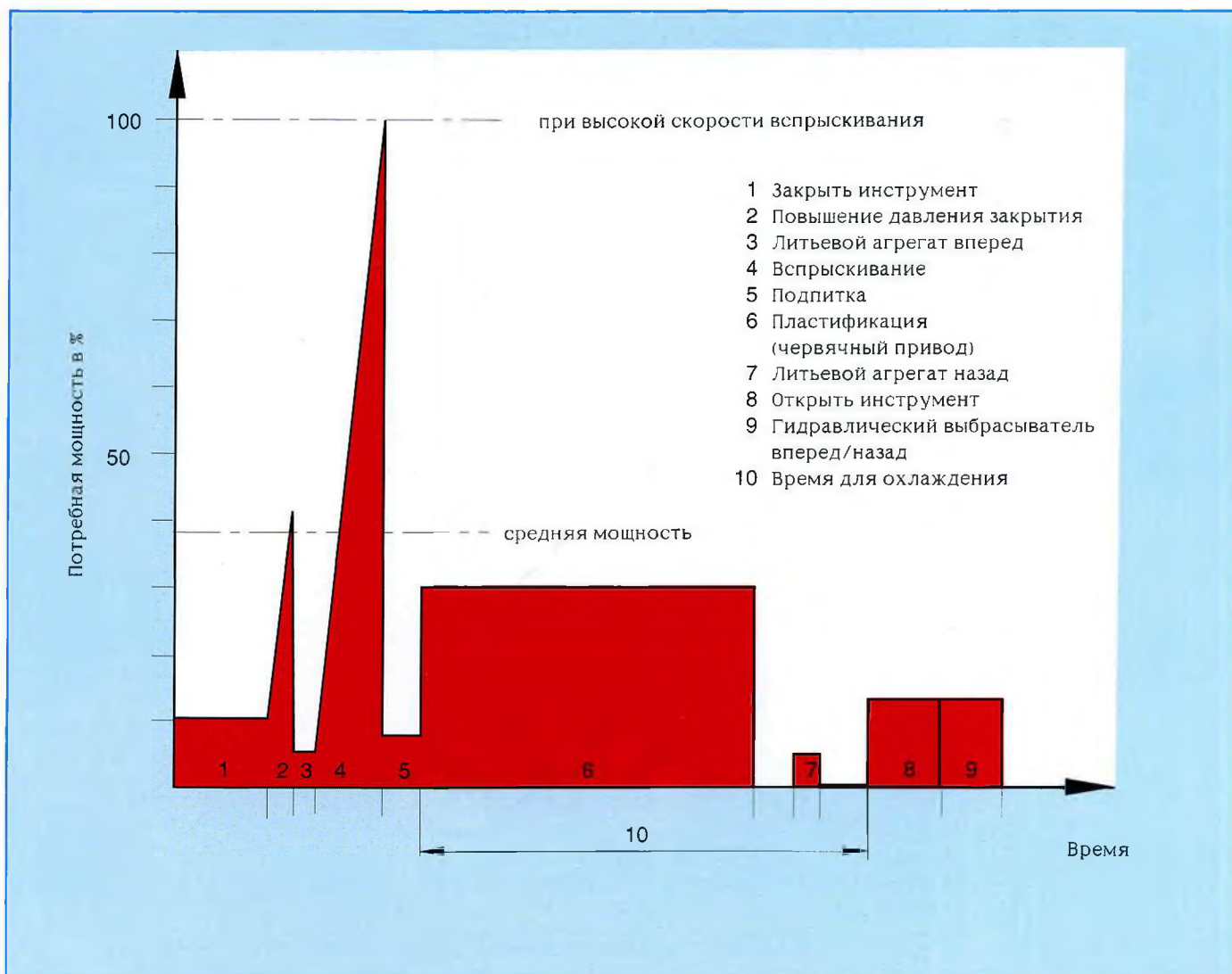


Диаграмма 31: Диаграмма мощности литьевой машины

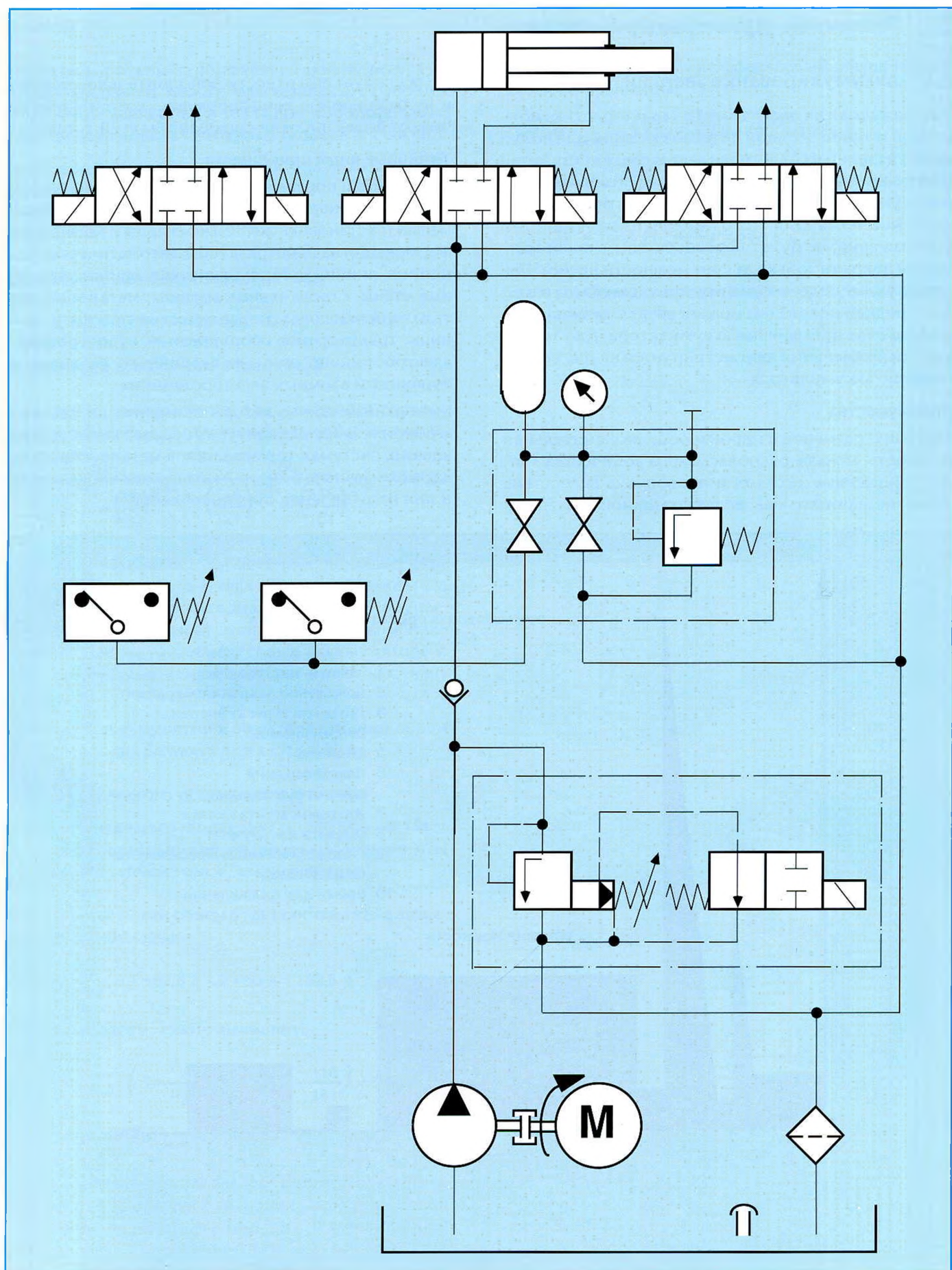


Рис. 66: Схема соединений для аккумуляции энергии на литейной машине

## 5.2 Аварийное управление

В аварийных случаях, например, при перерыве в подаче тока, выполняется рабочий ход или ход закрытия с помощью имеющейся в аккумуляторе энергии. На рис. 67 изображается схема соединений для аварийного управления, на основании которой можно установить, что в аварийном случае срабатывает магнитный клапан и количество напорного масла, находящееся в аккумуляторе, заряжает давлением сторону поршневого штока. Вследствие этого вдвигается поршень.

### Преимущества

Энергия аккумулятора без промедления предоставляется в распоряжение, ее сохраняемость не ограничена, исключается возможность усталости и инерционности, гарантируется макс. надежность, незначительный техуход.

### Типичные случаи применения

Баллонные и мембранные аккумуляторы для закрытия при перерыве в подаче тока заградительных решеток, заслонок, стрелочных переводов, клапанов на бункерах, в хранилищах или на транспортных установках.

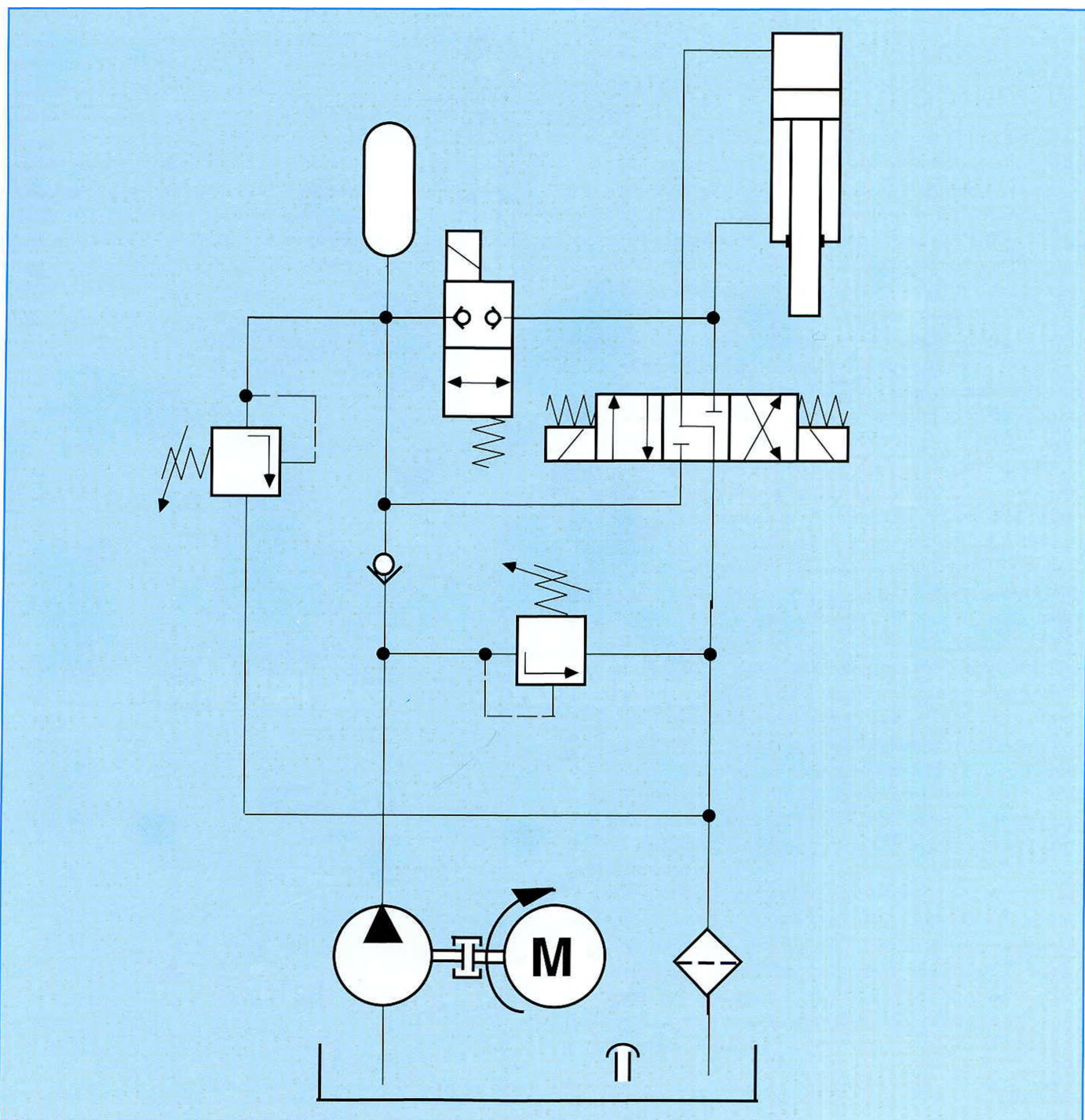


Рис. 67: Схема соединений для аварийного управления

### 5.3 Уравновешивание сил

С помощью гидроаккумуляторов могут выравниваться силы или перемещения. Это требуется тогда, когда при непрерывном процессе обработки —, например, при вальцевании, — возможны наклонные положения валков вследствие различных нагрузок под воздействием поковки. В результате уравновешивания валков достигается постоянная толщина стенок. На рис. 68 изображается для уравновешивания валков схема соединений с соответствующим аккумулятором и с непосредственно пристроенным предохранительным и запорным блоком.

#### Преимущества

Предоставляется возможность для непрерывного формования, мягкого уравновешивания сил, а вследствие этого незначительная нагрузка на фундамент и подмости, для экономии противовесов, а вследствие этого понижается вес.

#### Типичные случаи применения

Баллонные, мембранные и поршневые аккумуляторы для суппортов на металлообрабатывающих машинах, для прокатных клетей и стрел кранов.

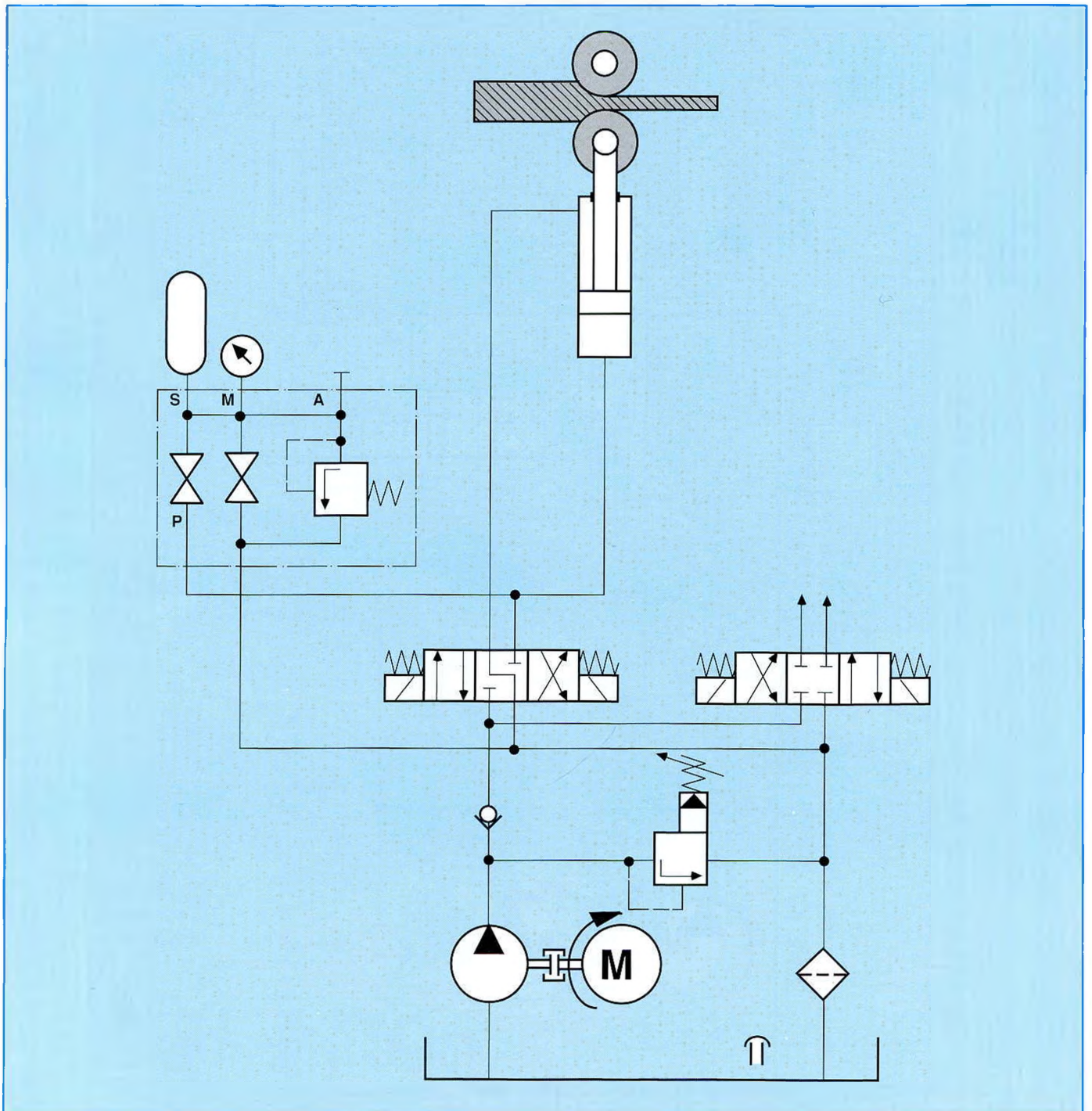


Рис. 68: Схема соединений для уравновешивания валков

## 5.4 Компенсация утечек масла

Сила предварительного напряжения в цилиндре может поддерживаться только тогда, когда будут компенсироваться потери на утечку масла системы. Для этого в особенности хорошо годятся гидроаккумуляторы. На рис. 69 изображается снова схема соединений для компенсации утечки масла. Отсюда вытекает, что количество утечки масла дополнительно подталкивается от аккумулятора в поршневую полость. Только при занижении предварительно заданного давления снова подключается насос.

### Преимущества

Насосу не требуется работать путем непрерывного режима, меньше образуется тепла, более высокая длительность службы.

### Типичные случаи применения

Баллонные и мембран. аккумуляторы для компенсации утечек масла на инструментальном производстве и при изготовлении приспособлений, в прессах, на подъемных платформах, в предварительно напряженных системах или в зажимных приспособлениях для металлообрабатывающих машин, на ленточных транспортерах, для прокатных клетей и т.п.

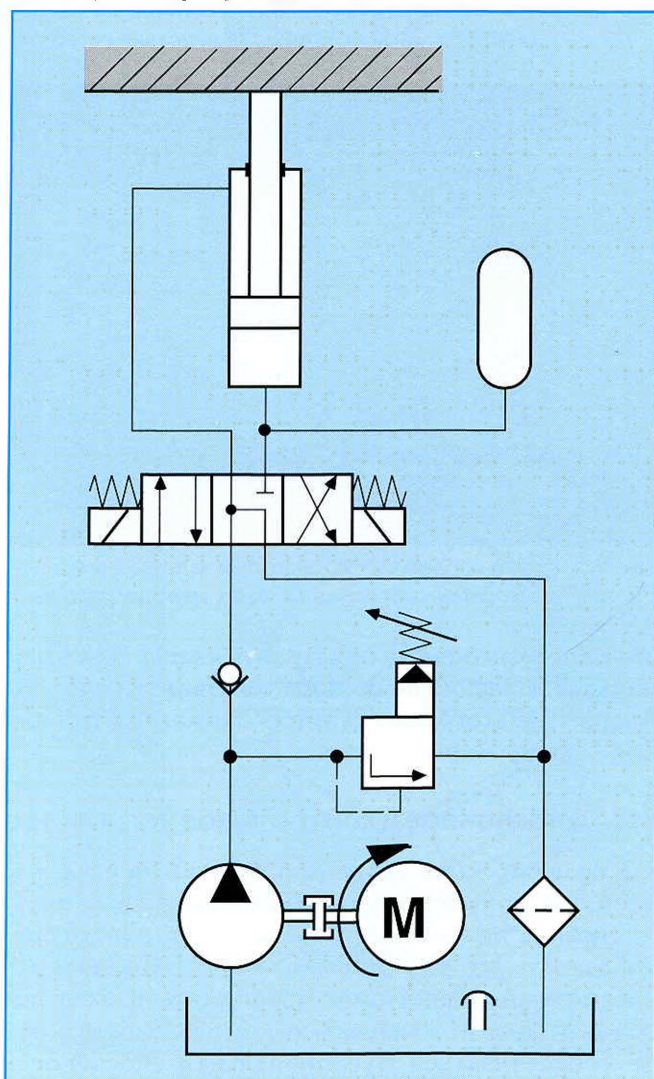


Рис. 69: Схема соединений для компенсации утечек масла

## 6 Правила техники безопасности

Гидроаккумуляторы подлежат как напорные гидробаки с жидкостью под давлением предписаниям о пользовании напорных резервуаров, которые вступили в силу 1-го июля 1980 г. Установка на месте использования, оборудование и рабочий режим определяются в "Технических правилах для напорных резервуаров (TRB)". Напорные резервуары гидроаккумуляторов подразделяются согласно допустимому рабочему избыточному давлению  $p$  в барах, емкости  $l$  в литрах и ингредиенту под давлением ( $p \cdot l$ ) на следующие группы:

группа II:  $p > 1$  бар и  $p \cdot l \leq 200$ ,

группа III:  $p > 1$  бар и  $200 < p \cdot l \leq 1000$ ,

группа IV:  $p > 1$  бар и  $p \cdot l > 1000$ .

Гидроаккумуляторы групп III и IV могут вводиться в эксплуатацию только после того, как эксперт (Союза работников технического надзора) проверил гидроаккумулятор путем первой проверки (предварительное испытание, проверка конструктивного исполнения и испытание под давлением) и подтвердил, что гидроаккумулятор находится в надлежащем состоянии. Первая проверка, проводимая экспертом может отпасть, если в наличии будет решение о признании модели конструкции.

При гидроаккумуляторах группы III изготовитель подтверждает надлежащим образом произведенное изготовление и проведение испытания под давлением. Эксперт пользователя проводит приемочное испытание (проверка упорядоченного состояния, проверка оснащения и установки на месте использования) и выдает об этом удостоверение. Эксперт подвергает повторным испытаниям гидроаккумуляторы группы IV. Интервалы для внутренних испытаний при применении некорродируемых жидкостей устанавливаются на 10 лет, для всех других жидкостей такие испытания следует производить через каждые 5 лет. Испытание под давлением должен производить эксперт через каждые 10 лет. Гидроаккумуляторы группы II и III подвергаются испытаниям экспертом через определенные промежутки времени, которые устанавливает пользователь на основании своего опыта, накопленного во время рабочего режима и при использовании рабочей жидкости.

В качестве газов для наполнения применяются только инертные газы, например, азот. Работы на гидроаккумуляторах следует производить, как правило, только после выпуска давления жидкости. Когда должны производиться работы со стороны газа, то тогда следует следить за тем, чтобы газы находились не под давлением.



## 7 Принадлежности для гидро-пневматических аккумуляторов

### 7.1 Предохранительный и запорный блок

Предохранительный и запорный блок представляет собой элемент принадлежностей, который предназначен для предохранения, запираания и разгрузки гидропневматических аккумуляторов. При его конструкции учитывались соответствующие правила по технике безопасности и условия приемки, в особенности инструкция для напорных резервуаров по отношению к укомплектованию напорных резервуаров, указанному в Технических правилах для напорных резервуаров (TRB 403 или 404) под следующими пунктами:

- устройства для измерения давления,
- предохранительные устройства против превышения давления и
- запорные устройства.

Путем простым способом произведенного размещения компонентов, посредством компактного конструктивного исполнения учитываются все вышеуказанные пункты и воплощаются в жизнь их особые преимущества, а именно:

- мин. потребность в занимаемой площади,
- короткая длительность монтажа,
- присоединения для всех типов аккумуляторов с дюймовыми или метрическими присоединениями для жидкостей, а также таким же образом исполнены присоединения панелей и приварных штуцеров,
- дополнительные клапана, как управляемые обратные клапана, разгрузочные клапана, регуляторы потока, комбинированные дроссели с обратным клапаном пристраиваемой или встраиваемой конструкции.

Конструкция предохранительного и запорного блока подается в схеме соединений на рис. 70. В основном состоит предохранительный и запорный блок из блока управления, клапана для ограничения давления, главного запорного крана и из разгрузочного

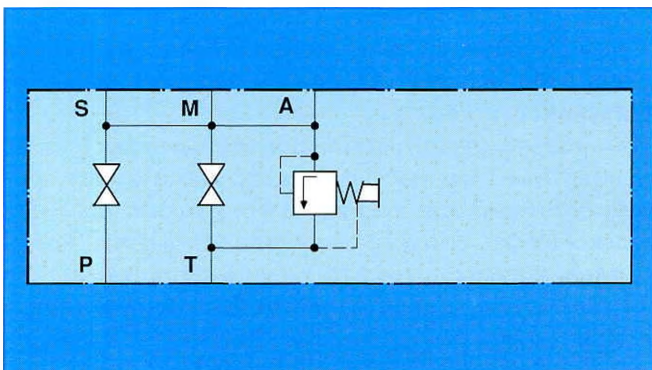


Рис. 70: Схема соединений предохранительного и напорного блока с разгрузочным устройством, приводимым в действие от руки

клапана. Дополнительно у него предусматриваются все требуемые присоединения, как, например, присоединение резервуара, манометра, аккумулятора и присоединение к напорной линии.

С помощью дополнительно предусматриваемого двухлинейного клапана с электромагнитным управлением (см. на рис. 71) может осуществляться также автоматически разгрузка аккумулятора. Кроме того,

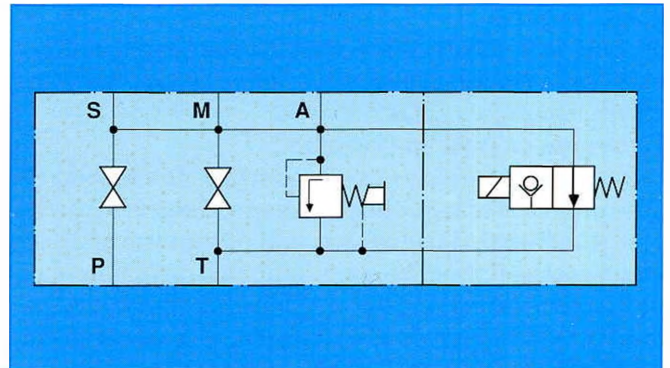


Рис. 71: Схема соедин. предохранит. и запорного блока с электром. способ. привод. в действие разгрузк.

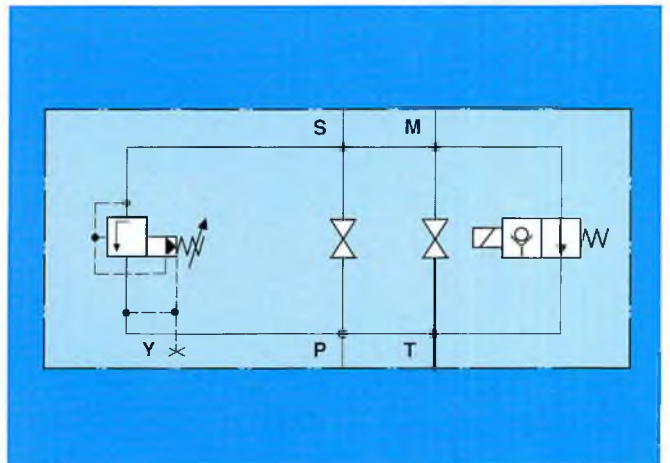


Рис. 72: Схема соедин. предохранит. и запорного блока с клапаном для огранич. давл. непрямым действием

имеется возможность пристроить клапан для ограничения давления непрямого действия (см. рис. 72). Вследствие этого аккумулятор сможет быстро или под контролем разгружаться.

### 7.2 Заправочное и контрольное устройство

Как правило, более крупные потери азота исключаются при применении гидропневматических аккумуляторов. Для того, чтобы можно было однако предотвращать, чтобы при возможном понижении давления наполнения смог повреждаться разделительный элемент и вследствие этого не смогла больше обеспечиваться функциональная способность аккумулятора, рекомендуется регулярно прове-

рять давление наполнения газом. С помощью специального заправочного и контрольного устройства можно простым способом производить зарядку аккумулятора, проверять давление газа и, в случае необходимости, производить корректировку. Для проведения зарядки посредством соответ-

ствующего газа навинчивается изображенное на рис. 73 и 74 заправочное и контрольное устройство на газовый клапан гидроаккумулятора и соединяется посредством гибкого заправочного шланга с баллоном для азота. Если потребуется проверять или уменьшать давление газа, то тогда не будет не-

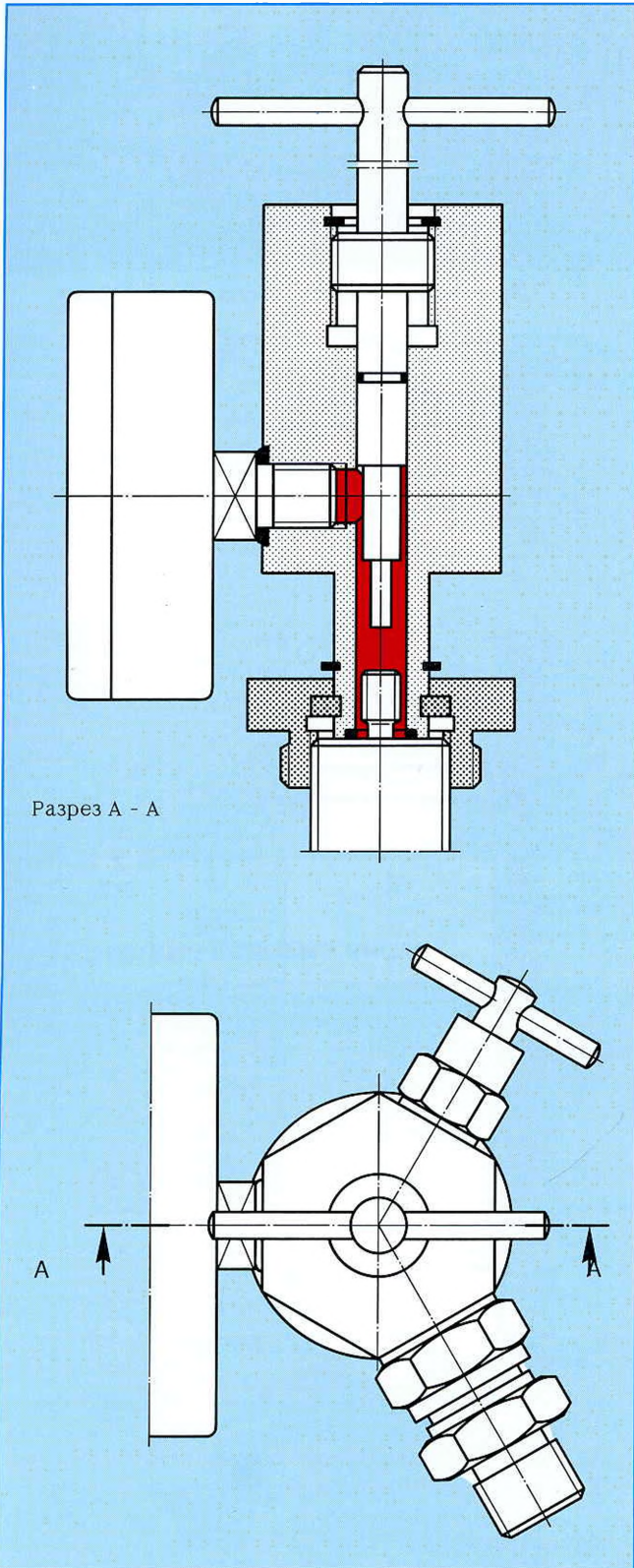


Рис. 73: Заправочное и контрольное устройство для баллонного пневмогидроаккумулятора

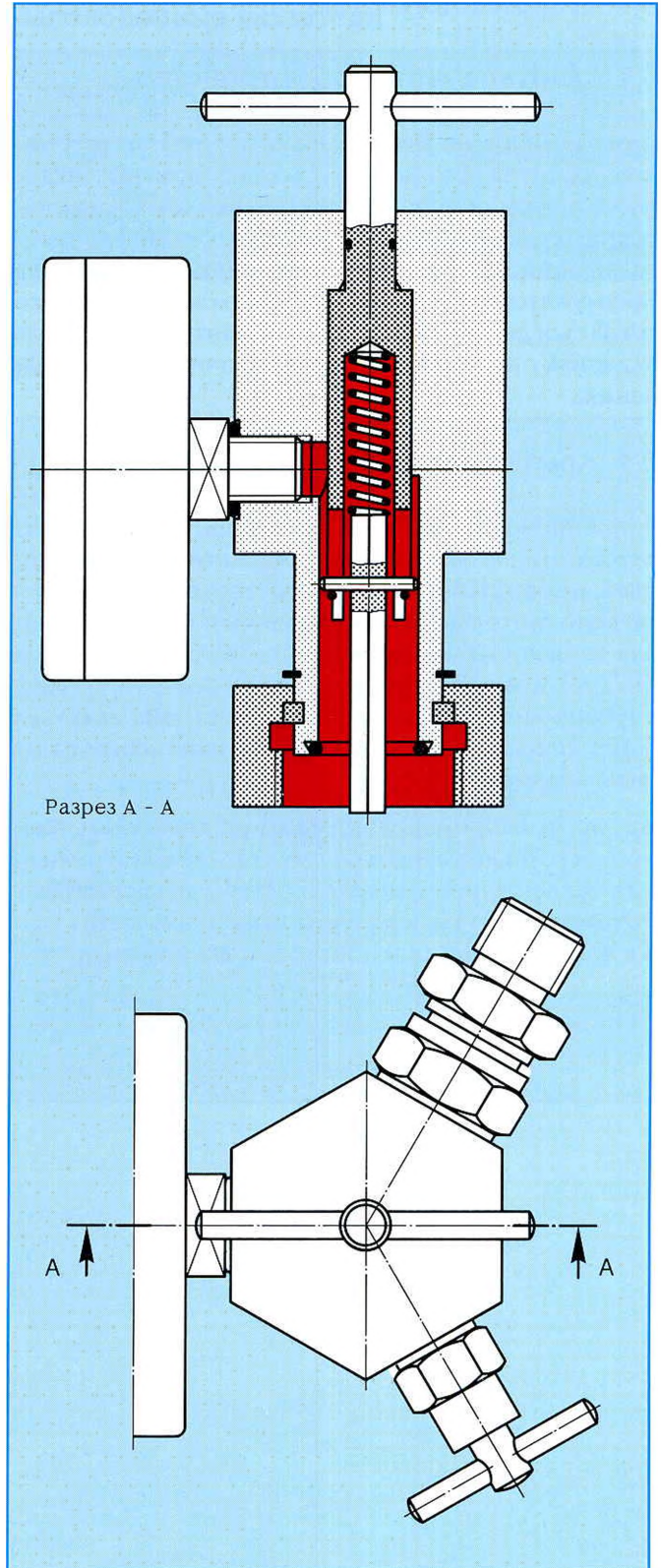


Рис. 74: Заправочное и контрольное устройство для поршневого и мембранного аккумуляторов

обходимости присоединять заправочный шланг. Интервалы для контроля следует устанавливать таким образом, чтобы указанное на фирменной табличке или на корпусе аккумулятора давление наполнения проверялось после встраивания, как минимум, на первой неделе один раз, а по истечении последующих 4-х месяцев еще раз, после этого проверку следует производить ежегодно.

### 7.3 Азотное зарядное устройство

Изображенное на рис. 75 азотное зарядное устройство годится для зарядки малогабаритных аккумуляторов или для дополнительной зарядки газом крупных аккумуляторных станций. С помощью такого устройства можно повышать давление зарядки в аккумуляторе. Это будет требоваться прежде всего тогда, когда давление в общепринятых в торговле баллонах с азотом не будет достаточным для наполнения.

### 7.4 Крепежные элементы

Гидропневматические аккумуляторы должны соответствующим образом предохраняться и закрепляться в связи с их большим собственным весом и из-за дополнительно вырабатываемых в аккумуляторах жидкостью ускоряющих сил. Такое закрепление следует предусматривать таким образом, чтобы к трубопроводной системе не могли передаваться через гидроаккумулятор никакие дополнительные силы и моменты.

На рис. 76, например, изображается для одного баллонного пневмогидроаккумулятора конструкция для закрепления с помощью скобы и кронштейна. Похожее на это закрепления следует применять также для мембранных и поршневых аккумуляторов.



Рис. 75: Транспортаб. азотное зарядное устройство

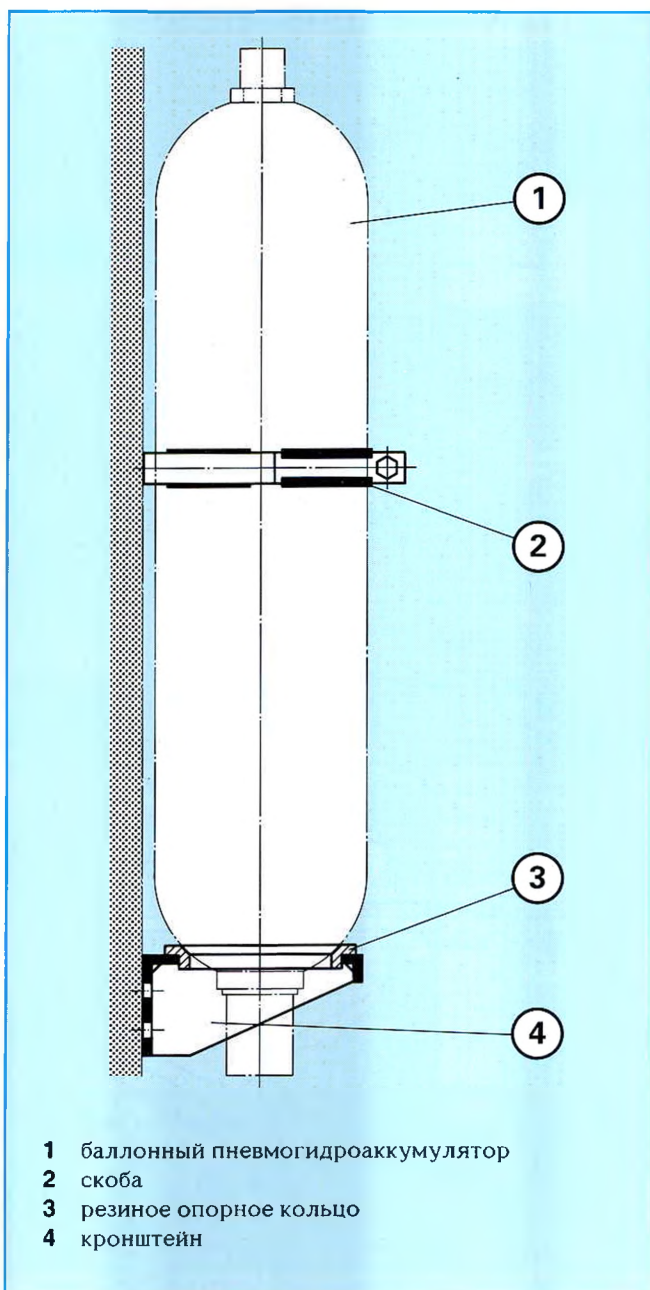


Рис. 76: Крепление одного баллон. пневмогидроаккумулятора

## 8 Список символов, безразмерных кодовых чисел, проставленных спереди знаков, заголовочных указателей и индексов

### Символы

Символ	Единица измерения	Наименование
$A$	$m^2, cm^2, mm^2$	Поверхность
$c_v$	дж (кг К)	Удельная теплоёмкость при постоян. объеме
$m$	кг	Масса
$p$	бар	Давление
$\dot{Q}$	$cm^3/мин., л/сек.$	Объемный поток
$R$	дж (кг К)	Газовая постоянная
$s$	м, см, мм	Длина перемещения
$T$	$^{\circ}C, K$	Температура
$t$	сек., мин.	Время
$V$	л	Объем
$W$	дж	Работа
$\alpha$	вт ( $m^2 K$ )	Коэффициент теплопередачи
$\tau$	сек.	Тепловая постоянная времени

### Заголовочные указатели

Символ	Наименование
.	Велич., взятая по отнош. к времени
$\wedge$	Максимально
'	Отклонение от исходного значения

### Индексы

Символ	Наименование
0, 1, 2	Измененные параметры состояния
$a$	Адиабатно
$B$	Рабочее состояние
треб.	Требуется
$G$	Общее количество
$i$	Изотермически
идеально	Идеальные свойства газа
$L$	Утечка масла
макс.	Максимально
реально	Действительные свойства газа
$TB$	Рабочая температура
$V$	Взятая по отношен. к объему велич.
допуст.	Допустимая величина

### Безразмерные кодовые числа

Символ	Наименование
$C$	Коэффициент коррекции
$n$	Показатель политропы
$k$	Показатель адиабаты

### Проставленные спереди знаки

Символ	Наименование
$\Delta$	Разность
$d$	Дифференциально
$\int$	Интегрально

## 9 Список литературы

- [1] Руппрехт К.-Р.  
Обменные процессы при применении  
гидроаккумуляторов  
Журнал "Масляная гидравлика и  
пневматика", 30 (1986 г.) 1, стр. 42 - 47.

Для заметок

Для заметок

# Правила техники безопасности и расположение гидроаккумуляторов и гидросистемах

Ганс Х. Фаатц

## 1. Введение

### 1.1 Общие положения

Начиная с 27 февраля 1980 г., на территории Федеративной Республики Германии действуют Постановление об эксплуатации баллонов высокого давления и Технические правила эксплуатации баллонов высокого давления, в которых установлены требования по использованию гидроаккумуляторов в гидроагрегатах и гидросистемах.

Постановление об эксплуатации баллонов давления разработано Техническим комитетом "Химия" при Центральном управлении техники безопасности и производственной медицины Главного объединения промышленных профессиональных корпораций. Постановление и соответствующие статьи Технических правил эксплуатации баллонов высокого давления имеют силу закона. Несмотря на то, что Постановление об эксплуатации баллонов высокого давления и Правила эксплуатации баллонов высокого давления первоначально были предназначены для подобных сосудов, используемых в химической промышленности, например, для автоклавов, их действие распространяется также на гидроаккумуляторы гидросистем.

Разработчики Постановления и Правил использовали термины и инструкции, известные им из области химии, поэтому требования гидравлики выполнены лишь частично.

Машиностроительный комитет стандартов, отдел технологии использования рабочих жидкостей, подготовил проект стандарта под названием "Гидроаккумуляторы в гидросистемах", который должен регламентировать применение Постановления об эксплуатации баллонов высокого давления и Правил эксплуатации баллонов высокого давления в области гидравлики. Проект ограничивается гидроагрегатами и гидросистемами станков и установок, в которых гидроаккумуляторы применяются в качестве энергоаккумуляторов.

### 1.2 Классификация по группам

Постановление об эксплуатации баллонов высокого давления следует использовать во всех случаях, когда по условиям производства в гидроаккумуляторе устанавливается давление выше 0,1 бар или ниже -0,2 бар.

Произведение давления на объем " $p \cdot l$ " (" $p$ " в бар, " $l$ " в л) берется за основу при классификации баллонов высокого давления по контрольным группам. Различают 7 групп. Гидроаккумуляторы гидросистем входят в группы II, III и IV.

#### Группа II

В эту группу входят гидроаккумуляторы с допустимым избыточным рабочим давлением выше 1 бар, у которых произведение давления на объем " $p \cdot l$ " не превышает 200.

#### Группа III

В эту группу входят гидроаккумуляторы с допустимым избыточным рабочим давлением выше 1 бар, у которых произведение давления на объем " $p \cdot l$ " выше 200, но не выше 1000.

#### Группа IV

В эту группу входят баллоны высокого давления с допустимым избыточным рабочим давлением выше 1 бар, у которых произведение давления на объем выше 1000.

Для полноты картины следует перечислить остальные контрольные группы, которые с точки зрения изготовителей гидравлических агрегатов и гидросистем имеют второстепенное значение.

Группа I включает баллоны, в которых создается разрежение.

В группы V, VI и VII входят баллоны с допустимым избыточным рабочим давлением выше 500 бар.

Применительно к отдельным рабочим группам разработаны условия технической приемки и соответствующие методики испытания. Они обязательны как для изготовителей, так и для потребителей гидроаккумуляторов.



## 2. Терминология

В положении об эксплуатации баллонов высокого давления и Правилах эксплуатации баллонов высокого давления встречаются термины, которые не используются в гидравлике.

В дальнейшем одновременно с определением понятия будет приводиться информация о практическом использовании в области гидравлики. Это противоречит форме составления стандарта, однако целесообразно с точки зрения специалиста-практика.

### 2.1 Гидросистема/гидроагрегат

Гидросистемы состоят из гидронасоса, приводимого в действие электродвигателем, гидробака, распределителей, гидромоторов и трубо- и шлангопроводов, необходимых для эксплуатации системы. Гидроагрегаты состоят в основном из гидронасоса, приводимого в действие гидромотором, контрольно-регулирующих аппаратов и гидробака.

(Ср. Бюллетень Европейских объединений от 19.04.85).

### 2.2 Гидроаккумулятор

#### 2.2.1 Гидроаккумулятор как энергоаккумулятор в гидросистемах

Гидроаккумуляторы с газовой камерой без перегородки или с перегородкой между жидкостью и газом, которые обычно применяют в гидросистемах в качестве энергоаккумуляторов, представляют собой баллоны высокого давления, соответствующие требованиям Постановления об эксплуатации баллонов высокого давления. Как правило, в гидросистемах используют поршневые, баллонные или мембранные аккумуляторы и, как исключение, ресиверы. Аккумуляторы поршневого, баллонного и мембранного типа имеют перегородку между жидкостью и газовой камерой. Ресиверы обычно выпускают без перегородки между жидкостью и газом. Трубопроводы, насосы, клапаны, цилиндры, фильтры и арматура с точки зрения Постановления об эксплуатации баллонов высокого давления от 27.02.80 к баллонам высокого давления не относятся.

#### 2.2.2 Маркировка гидроаккумуляторов

Гидроаккумуляторы должны иметь маркировку, легко читаемую в течение длительного времени, которая содержит следующие данные:

- изготовитель или поставщик;
- заводской номер;
- год изготовления;
- допустимое избыточное рабочее давление в бар;

- емкость в л;
- допустимая рабочая температура, если она выше 50 °С или ниже -10 °С;
- тип промышленного образца (применительно к баллонам высокого давления, которые испытываются в соответствии с характеристикой промышленного образца).

### 2.3 Допустимое избыточное рабочее давление

Среди видов давления, которые согласно Постановлению об эксплуатации баллонов высокого давления, могут применяться в гидравлике, различают:

- рабочее давление;
- допустимое избыточное рабочее давление в гидроаккумуляторе;
- допустимое избыточное рабочее давление в гидросистеме.

#### 2.3.1 Рабочее давление

Рабочим давлением считается избыточное рабочее давление, которое действует в определенный момент времени рабочего процесса в определенном месте гидросистемы.

#### 2.3.2 Допустимое избыточное рабочее давление в гидроаккумуляторе

Допустимым избыточным рабочим давлением в гидроаккумуляторе считается давление, на которое рассчитан гидроаккумулятор. Его называют также номинальным давлением. Это давление должно быть указано в маркировке гидроаккумулятора. В зависимости от обстоятельств допустимое избыточное рабочее давление в гидроаккумуляторе применительно к одинаковым аккумуляторам, техническая приемка которых производилась разными организациями, может быть различным (см. раздел 5).

#### 2.3.3 Максимальное избыточное рабочее давление в гидросистеме

Максимальным избыточным рабочим давлением в гидросистеме считается давление, которое обеспечивает безопасность системы. Это давление зависит от системы и устанавливается инженером-проектировщиком или заводом, эксплуатирующим гидросистему.

## 2.4 Устройства для измерения давления

В гидравлике в качестве устройств для измерения давления используют стандартные манометры. Важно, чтобы манометры были установлены на гидроаккумуляторе со стороны подачи жидкости. Со стороны подачи газа установка манометра на гидроаккумулятор не предусмотрена.

Диапазон измерения манометра должен быть по крайней мере в 1,5 раза выше, чем избыточное рабочее давление в гидросистеме.

Следует предусмотреть возможность проверки показаний манометра, например, с помощью контрольного присоединения рядом с аккумулятором, установки запорных вентилей по DIN 16262 или DIN 16271 или путем снятия манометра и проверки на испытательном стенде.

Допустимое избыточное рабочее давление в гидросистеме указывается на манометре или вблизи от него путем нанесения красной предупредительной метки на манометр или установки отдельной таблички с инструкцией рядом с манометром. Маркировка должна сохраняться в течение длительного срока. Используемый манометр должен соответствовать жидкости, используемой в системе, и не должен выходить из строя в результате ее воздействия.

Повреждение манометра не должно нарушать безопасности системы.

## 2.5 Устройства, предохраняющие от превышения давления

Аналогично разнице в определении понятий "допустимое избыточное давление в гидроаккумуляторе" и "допустимое избыточное давление в гидросистеме", предохранительные устройства подразделяют на устройства защиты системы и устройства защиты гидроаккумулятора.

### 2.5.1 Устройства, предохраняющие от превышения давления в гидросистеме

В качестве устройств защиты гидросистемы могут использоваться как насосы с регулируемым давлением, так и клапаны для ограничения давления.

### 2.5.2 Устройства, предохраняющие от превышения давления в гидроаккумуляторе

Устройствами, предохраняющими от превышения давления в гидроаккумуляторах, служат предохранительные клапаны согласно инструкции A2. Рабочей ассоциации по проверке баллонов высокого давления (AD). Эти клапаны подвергаются испытанию в соответствии с характеристикой промышленного образца. Они проходят приемный контроль на заводе-изготовителе с участием эксперта. При этом проверяют правильность размеров, нас-

тройки и совместимость с рабочей жидкостью. Положение настройки обычно фиксируется путем пломбирования таким образом, что повышение давления становится невозможным.

Такие предохранительные клапаны называют клапанами системы TÜV, поскольку настройка на заводе-изготовителе, как правило, производится специалистами Союза работников технического надзора (TÜV).

Так называемый предохранительный клапан аккумулятора, необходимый для защиты гидроаккумулятора от перегрузки, должен предотвращать превышение допустимого избыточного рабочего давления в гидроаккумуляторе больше чем на 10%.

В процессе нормальной эксплуатации гидросистемы предохранительный клапан гидроаккумулятора не должен срабатывать. Поэтому его настраивают на давление, которое в достаточной степени превышает максимально допустимое избыточное рабочее давление в гидросистеме.

Рекомендуется, чтобы давление настройки предохранительного клапана гидроаккумулятора, независимо от максимально допустимого избыточного рабочего давления в гидросистеме, было выбрано таким образом, чтобы максимально допустимое избыточное рабочее давление в гидроаккумуляторе могло быть превышено не больше чем на 10%. При этом следует обеспечить прохождение через предохранительный клапан аккумулятора жидкости в объеме полной подачи насоса.

**Пример**

В гидросистеме с давлением 100 бар установлен гидроаккумулятор с допустимым избыточным рабочим давлением 210 бар.

При повышении давления  $\Delta p = 31$  бар на основании ожидаемой объемной подачи насосов предохранительный клапан аккумулятора следует настроить на  $p_{\text{макс}} = 210 \text{ бар} + 10\% - 31 \text{ бар} = 200 \text{ бар}$ .

Если предохранительный клапан не обеспечивает выпуска всего количества жидкости, подаваемого насосом, можно параллельно использовать несколько клапанов.

Предохранительный клапан аккумулятора с помощью собственного вывода присоединяют к генератору давления гидроаккумулятору или напорной подводящей гидролинии. Его нельзя перекрывать со стороны этой линии. Используемая в системе рабочая жидкость не должна выводить клапан из строя. Путем принятия соответствующих мер необходимо исключить обратное течение жидкости из гидроаккумулятора к генератору давления. С этой целью между насосом и гидроаккумулятором обычно устанавливают обратный клапан. Этот клапан может отсутствовать только при использовании радиально-поршневых насосов, поскольку они имеют встроенные обратные клапаны в напорной линии.

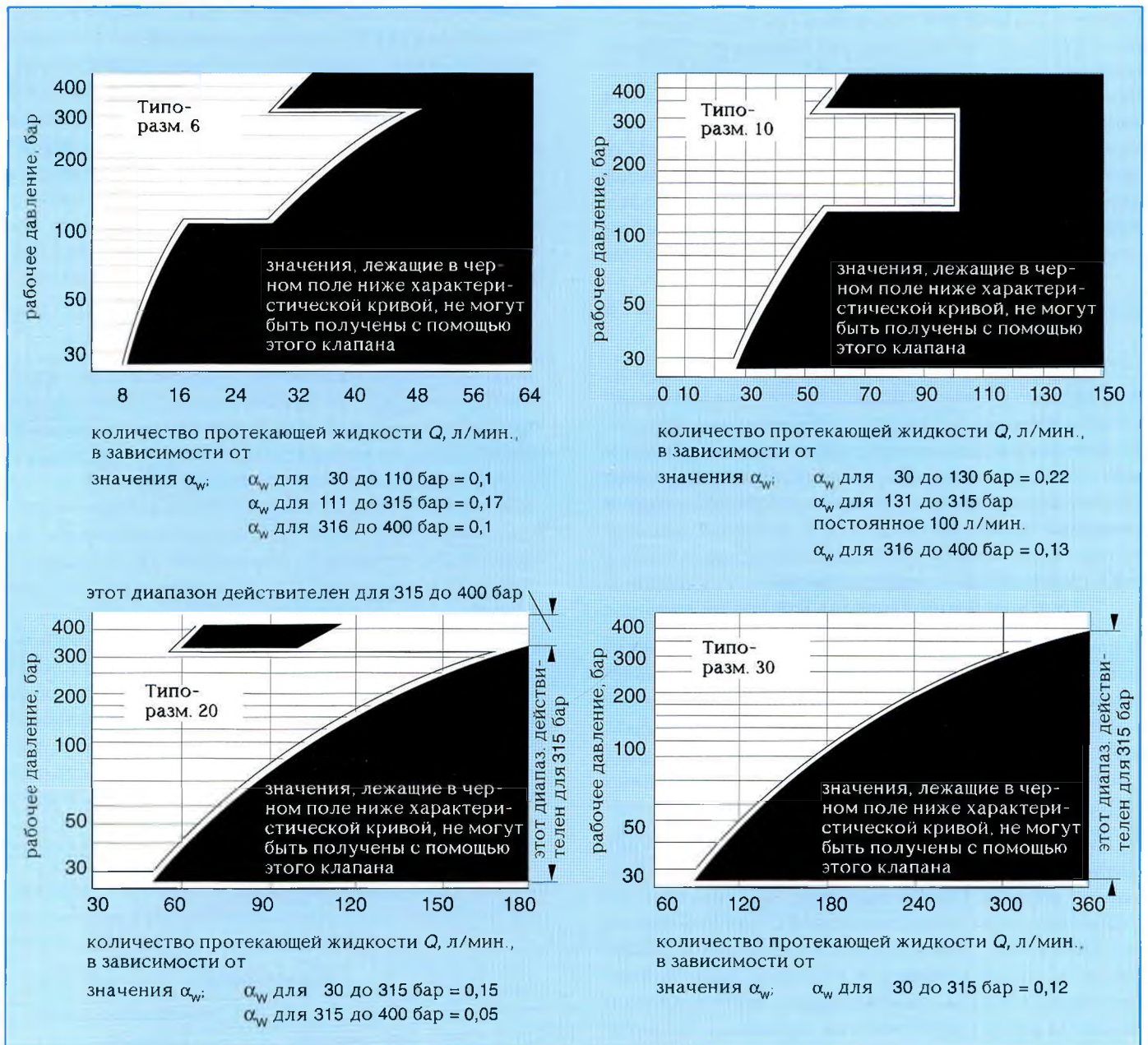


Рис. 77: Зависимость давление - количество протекающей жидкости для предохранительных клапанов, испытанных в соответствии с характеристикой промышленного образца

Линия, соединяющая предохранительный клапан аккумулятора с баком, должна осуществлять безопасный отвод вытекающей жидкости в бак. Поскольку при определенных обстоятельствах этой линии приходится воспринимать ударные нагрузки, необходимо обеспечить надежное крепление. Кроме того, следует предотвратить повышение давления в предохранительном клапане аккумулятора под действием обратного потока жидкости. Предохранительные клапаны аккумулятора не требуют пожаробезопасного исполнения.

## 2.6 Запорные элементы

Запорными элементами являются вентили, золотники и краны. Гидроаккумуляторы должны перекрываться со стороны напорной подводящей линии, чтобы можно было производить их замену без прекращения работы гидросистемы.

Все запорные элементы должны быть установлены в доступных местах так, чтобы при необходимости их можно было открывать и закрывать, на запорных элементах должна быть маркировка "открыто-закрыто". Необходимо предупредить случайное вывертывание винтов.

## 2.7 Разгрузочные клапаны

Разгрузочные клапаны представляют собой аппараты с ручным управлением, с помощью которых производится гидростатическое уравнивание гидроаккумуляторов со стороны жидкости. При этом жидкость поступает в бак в режиме дросселирования, не создавая опасности для системы. В этом случае положение рычага или направление вращения также маркируются с помощью надписи "открыто-закрыто".

С точки зрения требований Постановления об эксплуатации баллонов высокого давления разгрузочные клапаны относятся к гидравлическим сигнальным устройствам.

## 3. Примеры схем соединения

В качестве примеров ниже приводятся несколько схем соединения гидроаккумуляторов, используемых в качестве энергоаккумуляторов в гидросистемах. Представленные примеры не претендуют на полноту; возможны другие схемы. Они относятся к гидроаккумуляторам с перегородкой между жидкостью и газом.

### 3.1 Пример схемы соединения гидроаккумулятора без саморазгрузки

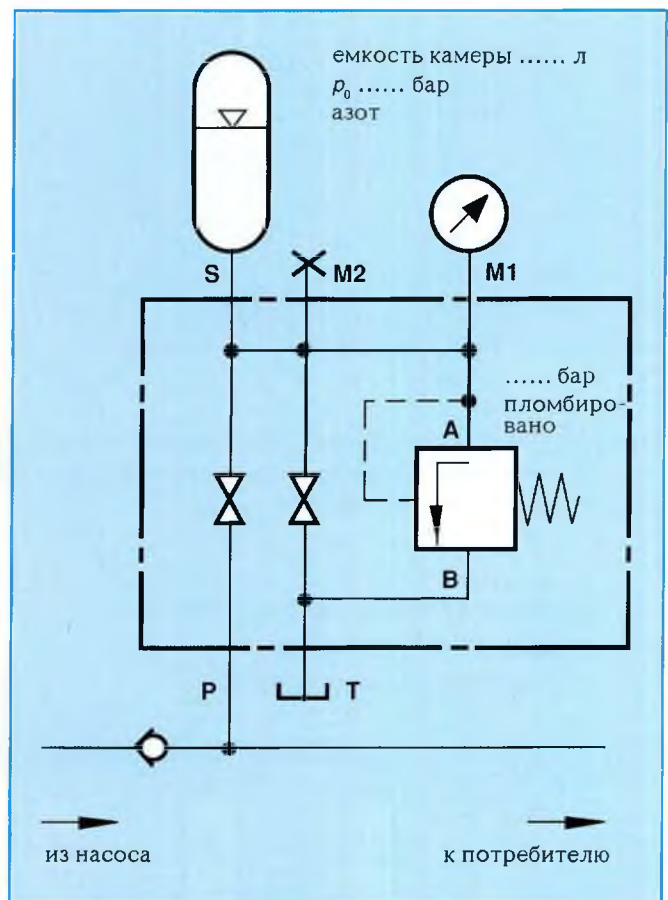


Рис. 78

С целью гидростатического уравнивания в случае прекращения подачи электроэнергии показанный на рис. 78 напорный клапан может разгружаться за счет подключения клапанного распределителя.

### 3.2 Пример схемы соединения нескольких гидроаккумуляторов, каждый из которых имеет предохранительно-запорный блок

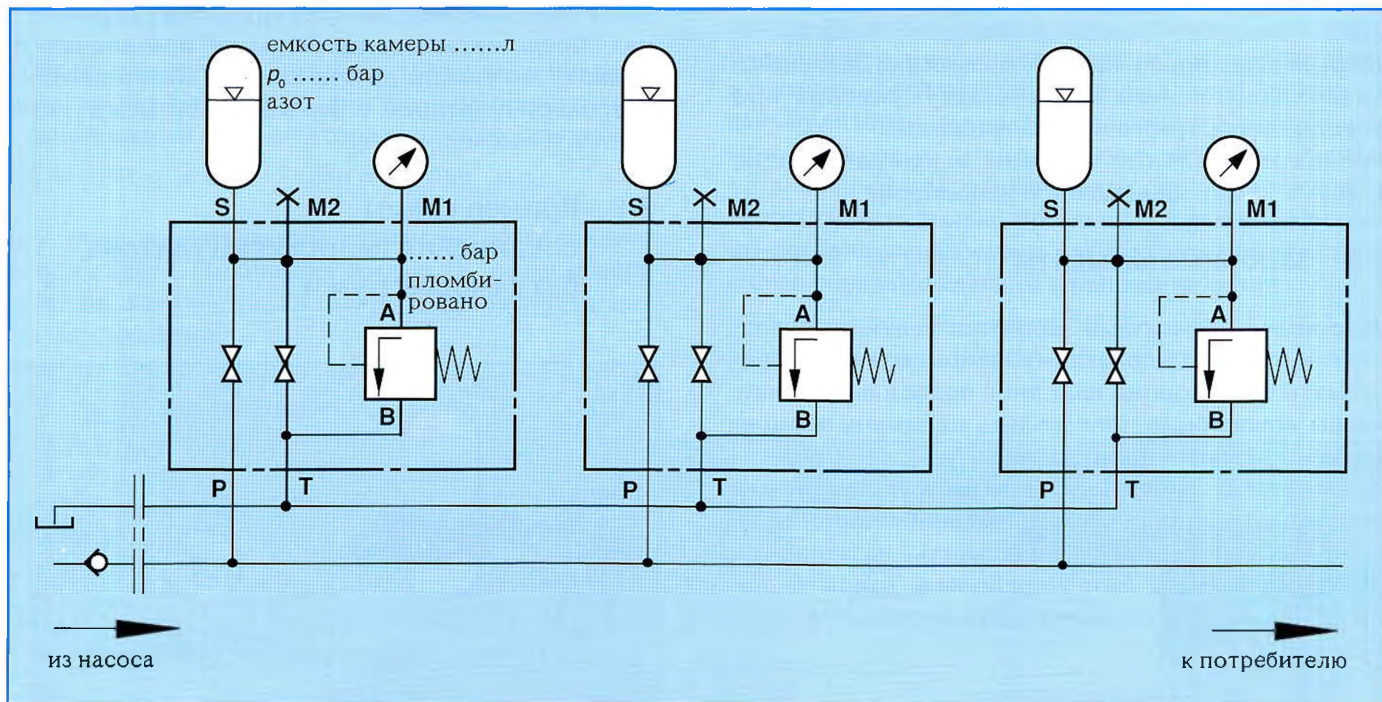


Рис. 79

Пример на рис. 79 показывает, что в одной гидросистеме можно применять несколько аккумуляторов с предохранительно-запорным блоком.

### 3.3 Пример схемы соединения гидроаккумуляторов с общей системой защиты

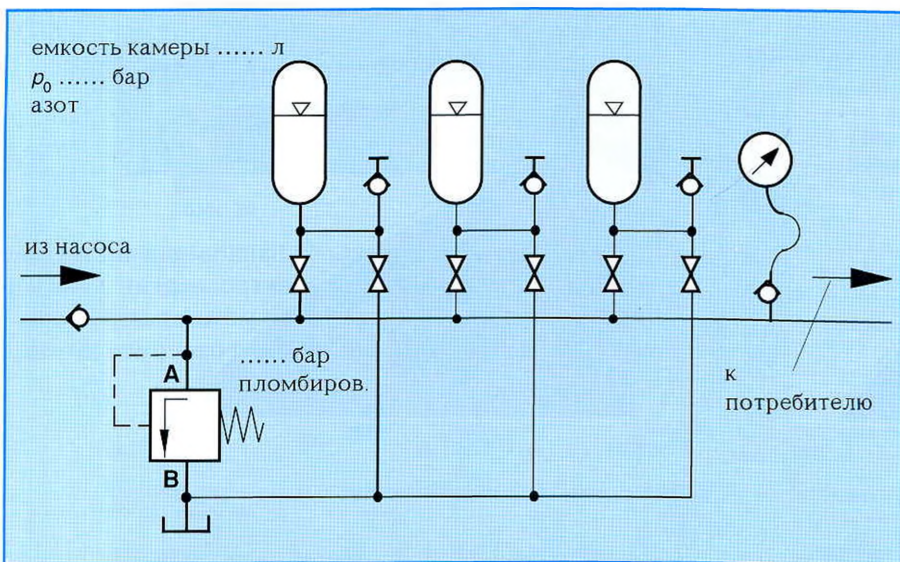


Рис. 80

Пример на рис. 80 показывает, что несколько гидроаккумуляторов могут быть защищены от перегрузки с помощью только одного предохранительного клапана. Рекомендуется (но не обязательно) предусмотреть возможность отсоединения каждого аккумулятора от системы. Если такая возможность обеспечена, следует создать условия для разгрузки каждого аккумулятора. С целью проверки давления целесообразно (но не обязательно), чтобы каждый аккумулятор имел собственный вывод для присоединения манометра.

3.4 Пример схемы соединения одного или нескольких гидроаккумуляторов с присоединенными баллонами с азотом

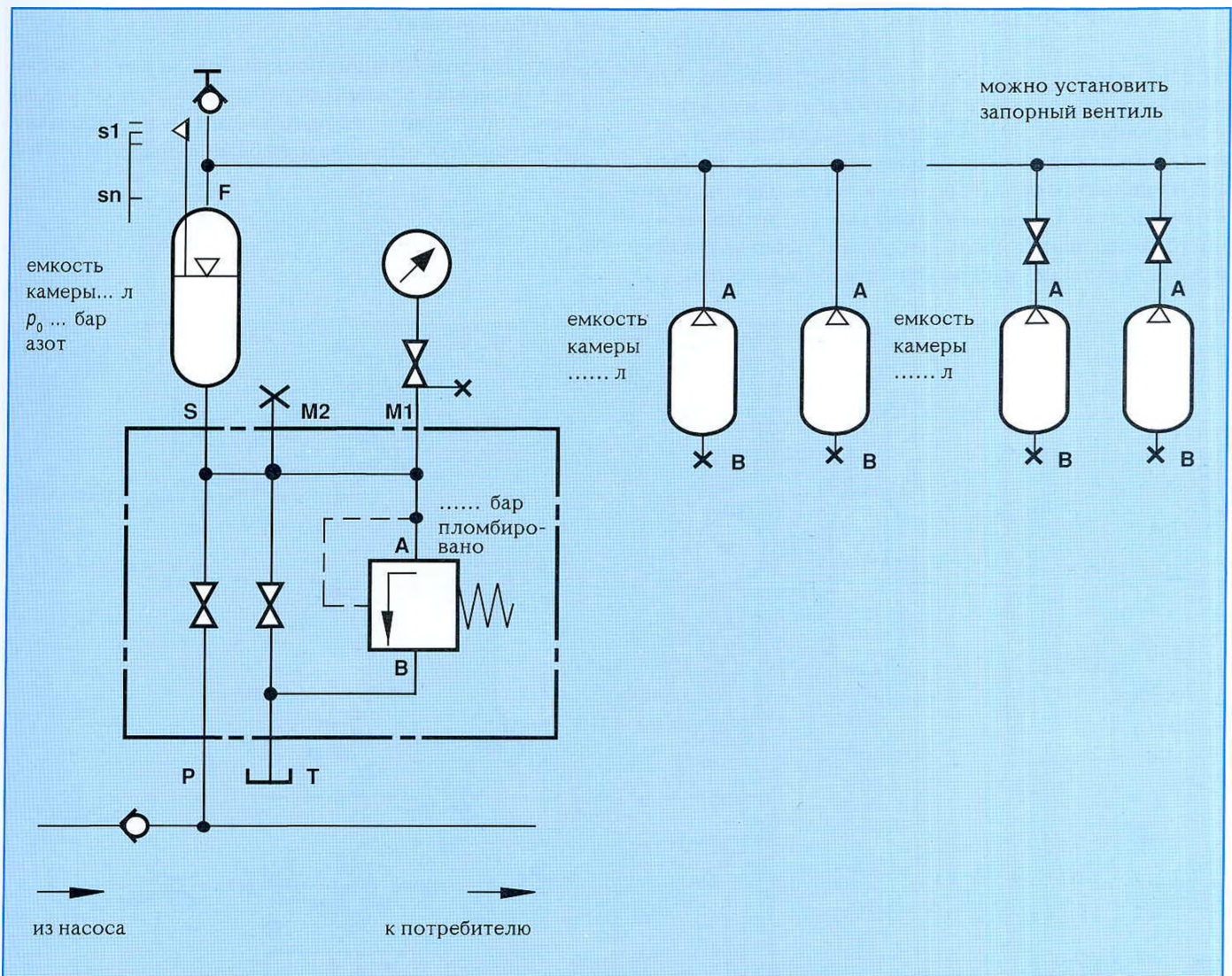


Рис. 81

Баллоны с азотом целесообразно устанавливать таким образом, чтобы при необходимости можно было сливать конденсат со стороны газа через вывод В.

### 3.5 Пример схемы соединения гидроаккумулятора с автоматическим перекрытием в случае перерыва в электроснабжении

На всех предыдущих примерах было показано, что предохранительный клапан гидроаккумулятора устанавливается между обратным клапаном и ответвлением, ведущим к гидроаккумулятору. Однако это не является обязательным. Как показано на рис. 82, предохранительный клапан аккумулятора можно устанавливать между насосом и обратным клапаном. Давление настройки предохранительного

клапана аккумулятора может регулироваться в сторону понижения с помощью дополнительного клапана. Последний должен автоматически предупредить установку давления, которое больше чем на 10% превышает допустимое рабочее давление гидроаккумулятора.

Разгрузочный клапан, показанный на рис. 82, в случае перерыва в электроснабжении должен исключать попадание в систему жидкости из гидроаккумулятора и обеспечивать ее безопасный отвод в бак.

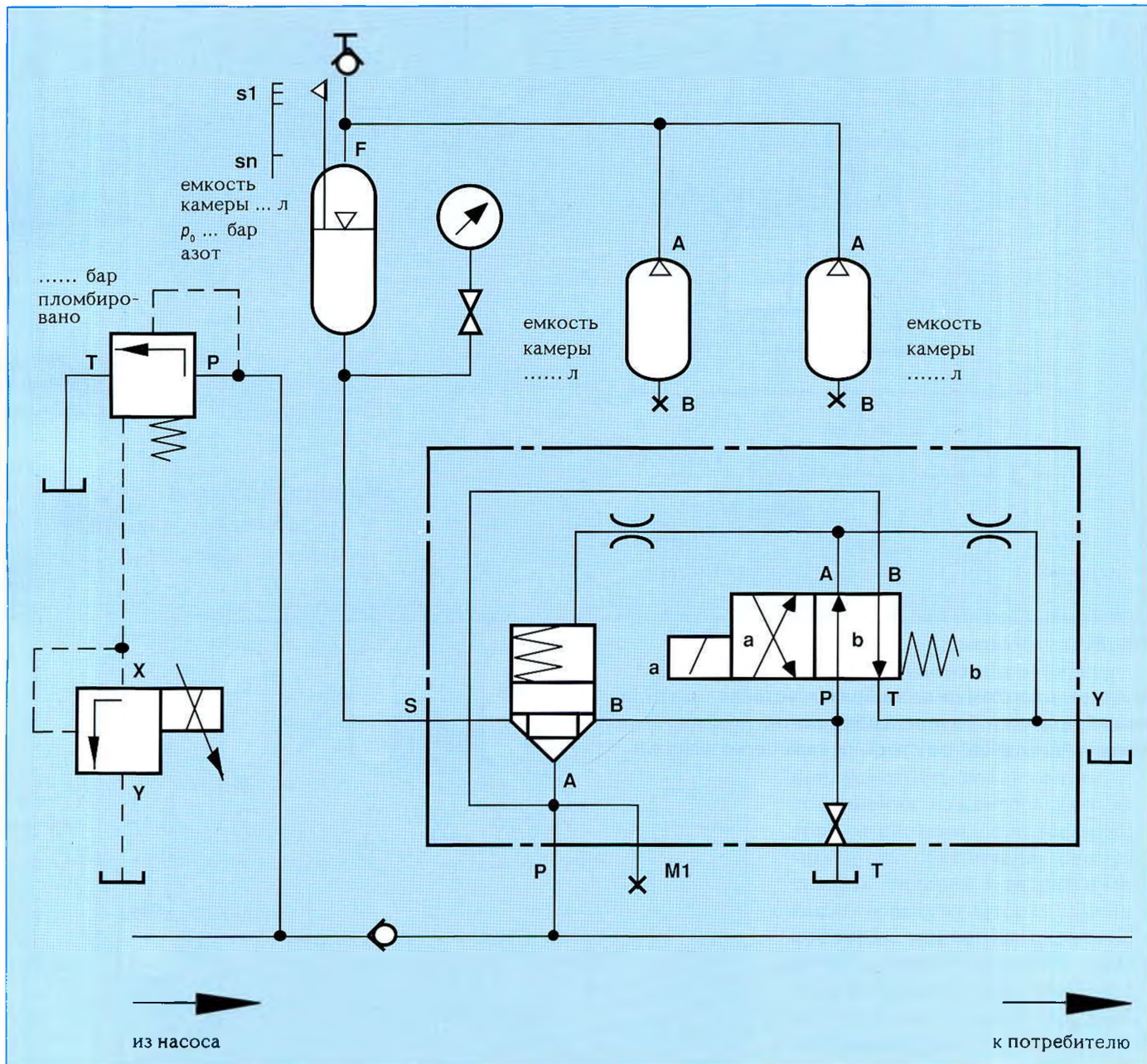


Рис. 82

**4** **Определение названных разделов к соответствующим разделам  
Постановления об эксплуатации баллонов высокого давления или  
Технических правил эксплуатации баллонов высокого давления**

Раздел	Заглавие	Рекомендация	Издание/ редакция	Пункт/ раздел	Примечания
2.2.1	Гидроаккумуляторы	Постановл. об эксплуат. баллонов высокого давле- ния, прилож. II §12  TRB 002 TRB 801	27.02.80  2.84/5.86 2.84/5.86	§ 3, разделы 1, 2 раздел 4  1.1 4 раздел 5	Баллонные, поршневые и мембранные аккумуля- торы попадают под действие Постановления об эксплуатации баллонов высокого давления
2.2.2	Маркировка	TRB 401	11.83/9.85	2.1	
2.3.2	Допустимое избыточ. рабочее давление в гидроккумуляторе	TRB 002	2.84/5.86	1.4.1	Давление, на которое маркируется аккумулятор
2.3.3	Макс. избыточное рабочее да- вление в гидросистеме, в кото- рой используется гидроаккумулятор	TRB 002	2.84/5.86	1.4.2	Максимально допустимое давление в системе
2.4	Устройство для измерения давления	TRB 403	1.84/9.85	2.1 2.1.2 2.1.3 2.1.4 2.1.5 2.2 a, b	Манометр с красной предупредительной отметк.  диапазон давления = 1,5-кратное давление системы
2.5	Устройства, предохраняющие от превышения давления	TRB 403	1.84/9.85	3.1 3.1.1 a 3.1.2 3.1.4 3.1.5 3.1.7 3.1.8 3.2 3.5	Предохранительные клапаны согласно инструк- ции А2. Рабочей ассоциации по проверке балло- нов высокого давления (AD). (Клапаны системы TÜV). Через клапан проходит жидкость в объеме полной подачи насоса. При этом давление может превышать допустимое избыточное рабочее давление в гидроккумуляторе не больше чем на 10%.
2.6	Запорные элементы	TRB 404	1.84/9.85	3.1 3.2 3.3 3.5	Вентили, золотники, краны
2.7	Разгрузочные клапаны	TRB 404	1.84/9.85	4.1	Разгрузка аккумулятора в бак



## 5 Инструкции по приемке гидроаккумуляторов в отдельных странах

Страна	Предварит. испыт. Организ./стандарт	Приемка. Организация	Примечания
Южная Африка	LRIS/ASME Code Бюллетени TÜV/AD	LRIS или TÜV	Как правило, условие приемки выдвигает заказчик, в противном случае действуют требования LRIS.
Остальные африканские страны	TÜV	TÜV	См. стандарты ФРГ, однако свидетельства составл. на английс. языке
Алжир	Service des Mines Algerien	Service des Mines Algerien	Стандарт Service des Mines Algerien обычно не признает стандарт Service des Mines France. Однако в исключительных случаях последн. все же используется. В сомнительном случае решение принимает заказчик. Приемка работником Service des Mines Algerien требует значительн. затрат. Значения допустимого избыточного рабочего давления ниже, чем согл. стандарту Service des Mines France.
Южн. Америка	LRIS/ASME Code	LRIS	
Австралия	Department of Labour and Industry по австралийскому стандарту	TÜV или LRIS	Допустимое избыточное рабочее давление ниже, чем согласно TÜV.
Бельгия	Apragaz Brüssel	Apragaz	
Федератив. Республика Германии	TÜV	TÜV	
Болгария	TÜV	TÜV	Технические условия частично согласуются с заказчиком.
ЧСФР	TÜV	TÜV	Технические условия частично согл. в контракте с заказчиком. Составляется паспорт на аккумулятор для каждого баллона
Дания	Derektoratet for Arbejdsog Fabriktilsynet (применительно к серийным баллонным аккумуляторам)	TÜV	Табличка с техническими данными на датском языке
Финляндия	TTIC (предварительное испытание)	TÜV	

Страна	Предварит. испыт. Организ./стандарт	Приемка. Организация	Примечания
Франция	Service des Mines	Service des Mines; приемка обязательна, начиная с $p \cdot V \leq 80$	Приемка сварных аккумуляторов требует очень высоких затрат. Требование стандарта более низкие.
Великобритания	LRIS, British Standard	LRIS	
Голландия	Stoomwezen Büro соответствующего округа	Stoomwezen Büro соответствующего округа	
Индия	LRIS Indian Standard	LRIS	Предварительное испытание и приемка осуществляются LRIS. Допустимое избыточное рабочее давление ниже, чем требуемое TÜV.
Италия	ISPESL - Рим	TÜV, согласно итальянским нормам; частично самим ISPESL	Если номинальн. объем не превыш. 25 л, приемка произв. TÜV. При более высоком объеме требуется приемка специалист. ISPESL. Допуст. избыточ. рабочее давление на 25% ниже. Защита от перегрузки с помощ. техн. предохран. клапанов со стороны газа.
Югославия	TÜV	TÜV	Технич. условия частично согласуются в контракте с заказчиком.
Канада	National Board (mit U-Stamp) Hydac-ASME Code	Lloyd's Register Insurance Inc. (Уполномоченный инспектор)	U-Stamp (как в США) действует на всей территории страны, однако в некоторых провинц. введены дополнит. услов. испыт., треб. затрат и продолжит. времени
Люксембург	TÜV	TÜV	По желанию приемка может осуществляться Inspection du Travail et des Mines (частн. организ.). До настоящ. времени такое требов. не выдвигал.
Новая Зеландия	LRIS в г. Кройден (Великобритания)-стандарт Новой Зеландии	LRIS	Во время приемки совместно с LRIS составл. "as built drawing" (чертеж с фактич. разм.), который проверяется в Кройдоне. Только после этого выдается разреш. на испытуем. образец
Норвегия	TÜV	TÜV	Ведомство Kielkontrollen Direktoratet for Arbeidstilsynet отвечает только за баллоны высок. давл. Баллоны производства ФРГ приемки не требуют.
Австрия	TÜV в г. Вене, по собствен. стандартам	TÜV	Допустимое избыточ. рабочее давл. частично ниже, чем требуемое TÜV.

Страна	Предварит. испыт. Организ./стандарт	Приемка. Организация	Примечания
Польша	UDT	TÜV, Hydac имеет право использовать официальную печать UDT	Свидетельства выдаются на польском языке
Португалия	LRIS	LRIS	Предварительн. испытан. и приемка осуществляются в соответствии с соглаш. между Португалией и LRIS. Допустимое избыточ. рабоч. давл. частично соглас. с заказчиком TÜV.
Румыния	TÜV	TÜV	Технические условия частично согласовываются с заказчиком
Испания	TÜV	TÜV	Свидетельство, выданное TÜV, заверяется испанским консульством
Швеция	AB Statens Anläggningsprovning (SA) и Arbetarskyddsstyrelsen	TÜV (по поручению SA)	Масляный клапан и разрезное кольцо должны быть изготовлены из нестандартного материала
Швейцария	Швейцарское общество испытания баллонов высокого давления (SVDB)	TÜV	Оплачиваемый входной контроль, выполняемый SVDB.
СССР	ГОСТ (соблюдение контролируется службой технического надзора)	Служба технического надзора	Обязательный паспорт аккумулятора
США	National Board (U-Stamp) Hydac-ASME Code	Lloyd's Register Insurance Inc. (Уполномоченный инспектор)	В некоторых штатах U-Stamp не является обязательным, однако настоятельно рекомендуется для импортных изделий

Сокращения названий организаций, ответственных за приемку:

- LRIS** = Lloyd's Register Industrial Services (Гамбург)
- TÜV** = Союз работников технического надзора (ФРГ)
- ASME** = The American Society of Mechanical Engineers (США)
- AD** = Рабочая ассоциация по проверке баллонов высокого давления (ФРГ)
- UDT** = Urzed Dozoru Technicznego (Польша)
- TTIC** = Teknillinen Tarkastuslaitos (Финляндия)
- SdM** = Service des Mines (Франция)

Для заметок

Для заметок

# Фильтрация в гидросистемах

Мартин Райк

## 1. Введение

Эффективная фильтрация в гидросистемах предотвращает нарушения работы и одновременно увеличивает срок службы важных и дорогих элементов.

В процессе изучения причин выхода из строя гидросистем было установлено, что значительно число отказов объясняется высокой степенью загрязнения рабочей жидкости твердыми загрязнителями.

Высокая степень загрязненности твердыми загрязнителями является следствием плохой фильтрации. Ограничение расходов на ремонт элементов возможно только за счет профилактического технического обслуживания гидросистемы. Состояние рабочей жидкости в каждый конкретный момент можно определить путем постоянного контроля (см. раздел 4.8). В случае ухудшения допустимых параметров можно принять соответствующие меры. Это сводит до минимума ожидаемые дефекты.

Постоянное ужесточение требований, предъявляемых к гидравлическим элементам, приводит к тому, что зазоры в сопряжениях становятся все меньше. Если в предшествующие годы абсолютная точность фильтрации в гидросистемах обычно составляла 80 - 100 мкм, то в настоящее время необходимая абсолютная тонкость фильтрации не выше 20 мкм, а в гидросистемах с использованием сервоклапанов требуется тонкость фильтрации до 3 мкм.

Правильный выбор фильтров должен производиться уже при проектировании гидросистем. Благие намерения инженеров-проектировщиков обычно не могут быть реализованы из-за требований, предъявляемых к стоимости заказанного оборудования. Изменение типоразмера к предусмотренной тонкости фильтрации представляется простой возможностью снижения продажной стоимости оборудования, которая на первых порах не приводит к ухудшению работы гидросистем. Однако дополнительная установка подходящего фильтра сопряжена со значительными затратами. Кроме того, неоптимальный режим эксплуатации гидрофильтров снижает общее впечатление от гидросистемы. Часто с этим связана потеря репутации поставщика гидросистемы.

Поэтому настоятельно рекомендуется не экономить средства при выборе фильтров. Возможное увеличение расходов, вызванное применением оптимальных больших фильтров, быстро окупится благодаря

снижению затрат на техническое обслуживание и сокращению простоев оборудования.

Применение фильтров с большой фильтрующей поверхностью уменьшает нагрузку на фильтр при постоянной пропускной способности. В результате значительно возрастает срок службы фильтра. (см. диаграммы 32 и 40).

При выборе тонкости фильтрации следует учитывать следующие факторы:

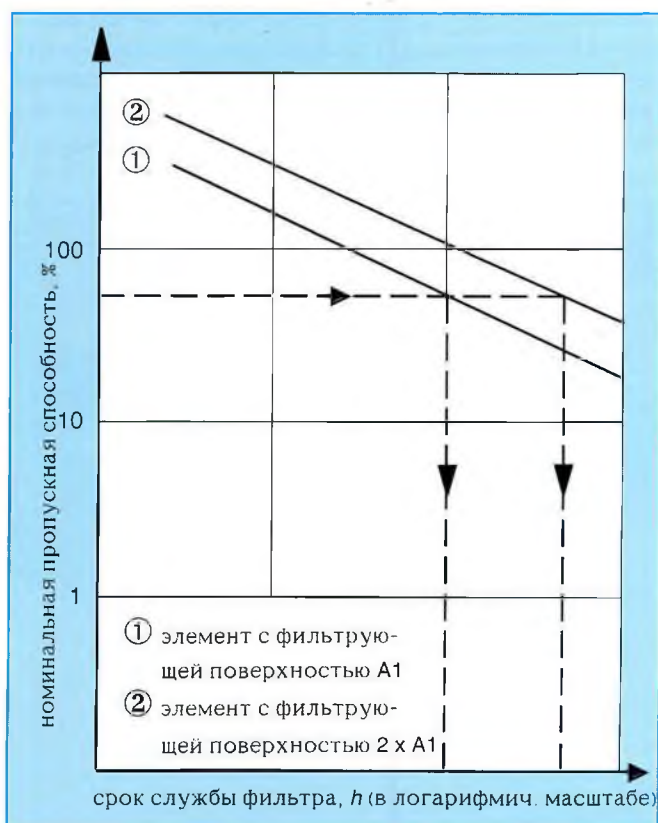


Диаграмма 32: Повышение срока службы фильтра в результате увеличения площади фильтрующей поверхности

- Тонкость фильтрации для всей системы определяется элементом с наименьшим зазором в сопряжении.
- Тонкость фильтрации выбирается применительно к этим элементам. Оснащение гидроагрегатов фильтрами, имеющими наименьшую тонкость фильтрации, которую может обеспечить поставщик фильтров, в принципе не требуется.

## 2. Функции фильтров в гидросистемах

### 2.1 Влияние загрязнения твердыми загрязнителями

#### Общие положения

Исследования гидросистем показали, что снижение количества твердых частиц в рабочей жидкости значительно увеличивает срок службы деталей и повышает эксплуатационную надежность.

Образование твердых частиц часто является следствием высокой механической или гидравлической нагрузки. Беспрепятственная циркуляция твердых частиц в системе вызывает механический износ, который, в свою очередь, приводит к дальнейшему увеличению числа твердых частиц. Этот процесс может начинаться или ускоряться под влиянием загрязнителей, попадающих в систему снаружи. Цепная реакция образования и роста числа твердых частиц может быть сведена до минимума за счет применения в системе качественных фильтров. С целью обеспечения нормальных условий для начала работы всех элементов обязательно требуются эффективная фильтрация заливаемой рабочей жидкости, соблюдение чистоты при монтаже и тщательная промывка системы.

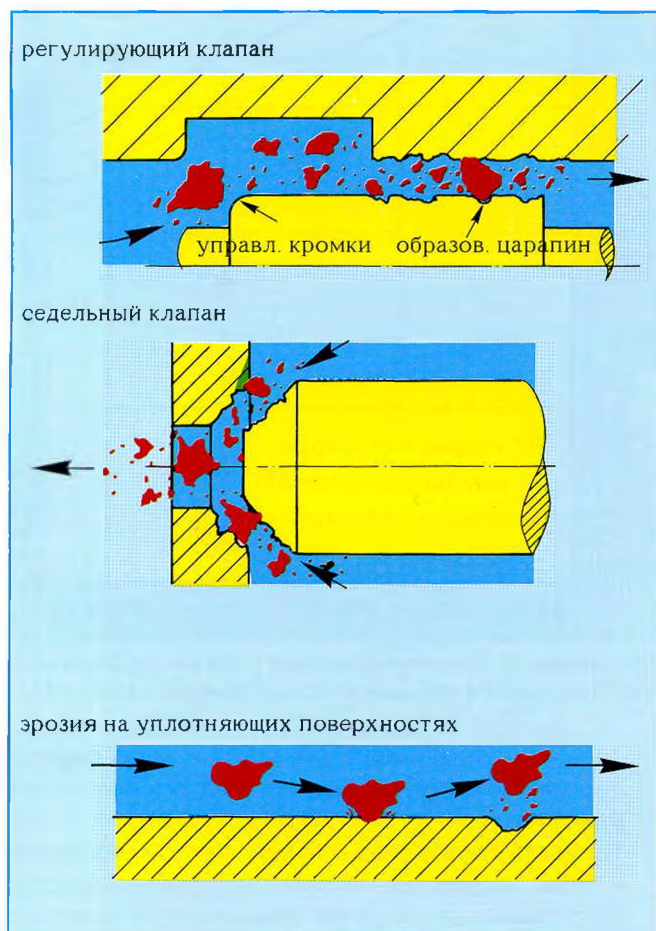


Рис. 83. Повреждение поверхности твердыми частицами

#### Действие твердых загрязнителей на распределители, регулирующие клапаны и насосы

На рис. 83 показано, что твердые частицы, размеры которых значительно меньше величины зазора в сопряжении, при осциллирующем движении золотника не оказывают никакого отрицательного воздействия, свободно проходя через зазор. Однако при медленном движении возникает опасность забивания зазора, что может привести к выводу из строя регулирующего клапана. Частицы, размеры которых больше величины зазора, осаждаются перед зазором и сначала не оказывают отрицательного воздействия на регулирующие клапаны. Однако сохраняется опасность, что в результате движения золотника при высоком рабочем давлении или вследствие увеличения скорости течения твердые частицы будут измельчаться и вдавливаться в зазор.

Частицы, размеры которых примерно соответствуют величине зазора, представляют наибольшую опасность для элементов, поскольку они оставляют царапины, то есть вызывают повышенный износ. Истирающее действие твердых частиц приводит к образованию новых частиц, и начинается цепная реакция увеличения их количества. Разрушение деталей часто вызывается этими твердыми частицами.

Под влиянием высоких скоростей течения на управляющих кромках очень часто наблюдается эффект эрозии. Эрозия усиливается твердыми частицами, которые содержатся в рабочей жидкости. В результате изменяется характеристика регулирования элемента.

#### Действие твердых загрязнителей на седельные клапаны

Твердые частицы могут застревать между седлом клапана и запирающим элементом и нарушают герметичность.

#### Действие твердых загрязнителей на дроссели и дроссельные шайбы

Находящиеся в рабочей жидкости частицы загрязнений осаждаются в отверстиях дросселей и дроссельных шайб. Вследствие такого неконтролируемого сужения отверстия невозможно обеспечить постоянную подачу в течение всего времени эксплуатации.

#### Действие твердых загрязнителей на подшипники

Частицы загрязнителей осаждаются в порях металлокерамических подшипников, а наиболее твердые из них вдавливаются в относительно мягкий материал. В результате на валу образуются очень глубокие царапины. Кроме того, забиваются смазочные каналы, что может вызвать перегрев вала.

### Эрозионное действие твердых частиц

Под влиянием перепада давления в зазоре в него вдавливаются твердые частицы со скоростью, примерно соответствующей скорости потока при прохождении через зазор. Каждая частица обладает энергией, пропорциональной ее массе. При контакте частицы с уплотняющими поверхностями происходит передача этой энергии. В результате этого из поверхности выбиваются частицы, и происходит непрерывное увеличение количества твердых частиц.

### Действие твердых частиц на систему

- Повышение утечки.
- Заедание золотников.
- Выход из строя деталей.
- Изменение характеристики регулирования.

## 2.2 Виды загрязнителей

Различают следующие виды загрязнителей рабочих жидкостей (см. табл. 18).

### Твердые частицы с острыми кромками

Эти загрязнители несут основную ответственность за износ элементов системы. Действие отдельных твердых частиц на детали зависит от материала и формы частиц.

Твердые частицы с острыми кромками оставляют глубокие царапины. Следовательно, они представляют большую опасность, чем мягкие шарообразные частицы.

Такие частицы надо отфильтровывать системными фильтрами. При выборе типоразмеров фильтров и тонкости фильтрации следует исходить из ожидаемой загрязненности твердыми частицами.

### Мягкие студенистые частицы

Они могут закупоривать зазоры, в результате чего детали выходят из строя. Кроме того, эти частицы засоряют смазочные точки, затрудняя смазку элементов системы.

Хорошие системные фильтры улавливают такие частицы, однако при этом происходит забивание фильтрующего элемента, и срок его службы сокращается.

### Вещества, растворенные в рабочей жидкости

Они не вызывают износа элементов системы. Однако эти вещества могут изменять смазочные свойства, ускоряют старение, приводят к образованию трещин или ухудшают фильтруемость рабочей жидкости.

Растворенные вещества не задерживаются стандартными фильтрующими элементами. Поэтому приходится полностью менять рабочую жидкость и тщательно промывать гидроагрегат.

Материал	Действие
Корунд, окалина, частицы ржавчины	Очень агрессивное
Сталь Чугун Латунь Бронза Алюминий	Агрессивное
Жесткая ткань Волокна Продукты износа упл. Частицы резины шлангов Частицы краски Продукты окисления рабочей жидкости	Слабо агрессивное

Таблица 18: Действие твердых загрязнителей на поверхность зазора

## 2.3 Действие загрязнения на износ элементов

Установлено, что в принципе все твердые частицы вызывают износ элементов гидросистемы.

Этот износ зависит от следующих параметров:

- материал твердой частицы,
- размеры твердой частицы,
- соотношение размеров твердых частиц и зазора в сопряжении,
- геометрическая форма твердой частицы,
- рабочее давление,
- скорость потока.

Твердые минеральные частицы уже в малых количествах могут нанести значительный вред. Частота дефектов зависит от рабочего давления. Чем выше рабочее давление в гидросистеме, тем выше силы, под действием которых твердые частицы вдавливаются в зазор, и тем сильнее ожидаемое отрицательное воздействие.



## 2.4 Происхождение твердых загрязнителей

### Перед или в процессе ввода в эксплуатацию

Несмотря на промывку агрегатов после монтажа, в гидравлических элементах и трубопроводах остаются частицы загрязнителей. Во время исследований были обнаружены следующие виды загрязнителей: стержневая смесь, корольки металла при сварке, стружка, окалина, обрывки ткани, ржавчина, остатки упаковочных материалов, частицы краски.

Значительным источником загрязнителей может служить заливаемая рабочая жидкость. Поэтому перед вводом в эксплуатацию системы необходимо соблюдать следующие правила.

а) Свежую рабочую жидкость надо заливать только через фильтр или специальный заправочный агрегат, аналогичный показанному на *рис. 84*. Тонкость фильтрации в промывном фильтре или заправочном агрегате должна быть не хуже тонкости фильтрации, предусмотренной для эксплуатации системы.

б) Рекомендуется очистка рабочей жидкости, находящейся в гидросистеме, с помощью специальной фильтровальной установки.

в) Включить гидронасос. Фильтровальная установка продолжает работать. Это обеспечивает дополнительную очистку рабочей жидкости, возвращающейся из гидроагрегата, от ожидаемого большого количества твердых загрязнителей.

г) После промывки в течение предварительно установленного времени отобрать пробу масла и определить степень загрязненности жидкости. По результатам анализа установить дальнейший ход процесса промывки системы.

Как показано на *диаграмме 33*, продолжительность времени промывки зависит от размеров бака, чистоты системы, используемых элементов, требуемого класса чистоты рабочей жидкости и степени чистоты залитой рабочей жидкости.

Перед началом промывки ее продолжительность можно определить весьма приблизительно. В процессе промывки следует считаться с опасностью повреждения дорогостоящих элементов. Поэтому такие дорогие элементы, как, например, сервоклапаны или клапаны пропорционального регулирования, устанавливаются только после окончания промывочных операций.

После выполнения дополнительных работ по изменению системы трубопроводов, ремонту или переносу гидросистемы на другое место требуется повторная промывка системы.

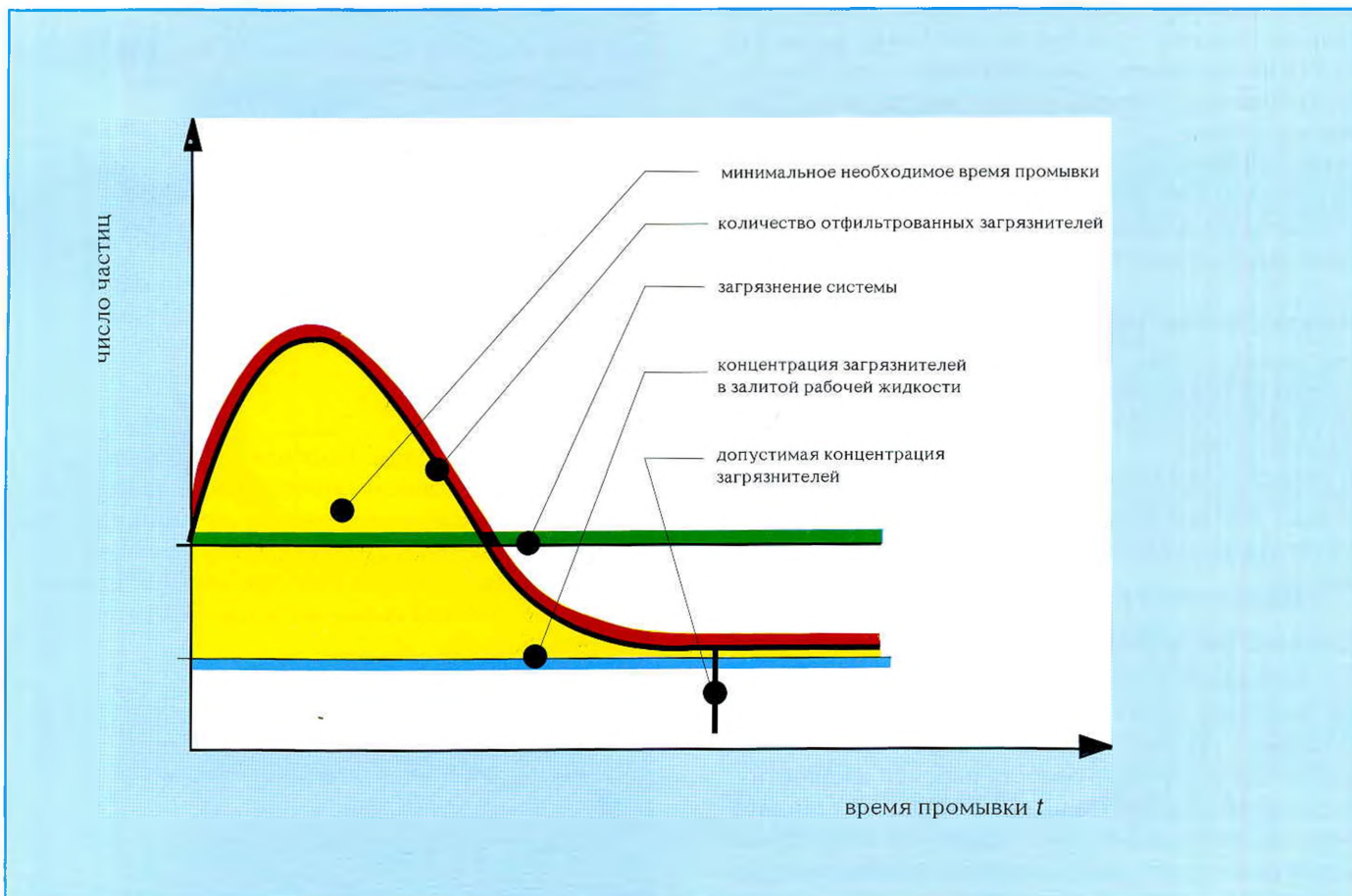


Диаграмма 33: Изменение концентрации загрязнителей гидросистемы во время промывки

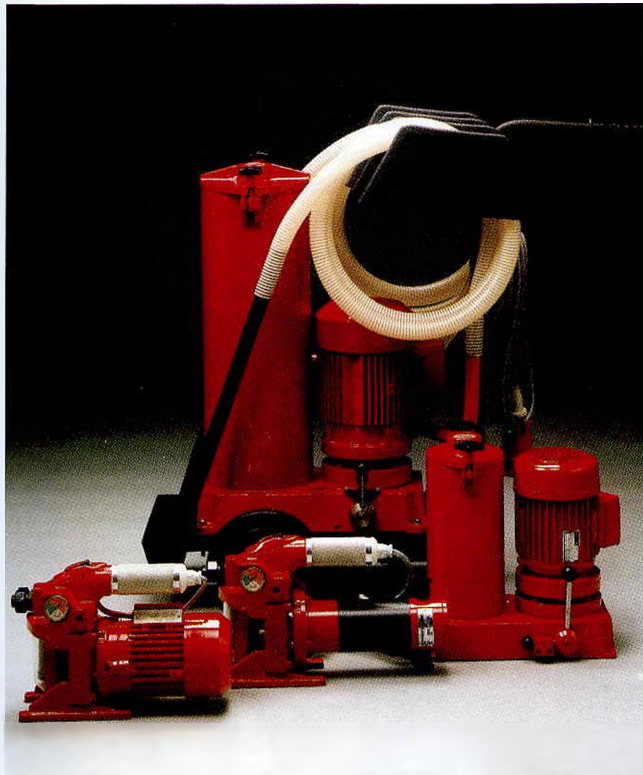


Рис. 84: Специальная фильтровальная установка для очистки гидросистемы и заливки рабочей жидкости

#### Во время эксплуатации системы

Загрязнители, образующиеся в системе в процессе эксплуатации, бывают двух типов: внутренние и внешние.

Под внутренними загрязнителями понимают все частицы загрязнений, образующиеся в системе, например, в результате износа управляющих кромок, корпусов и поршней, резиновых деталей шлангопроводов и уплотнений, а также частицы краски и продукты окисления рабочей жидкости.

Внешние загрязнители попадают в систему вследствие плохой герметизации гидробаков, неправильного выбора воздушных фильтров, повреждения уплотнений поршней или в результате работы грязесъемников на штоках.

Задача установленных гидрофильтров состоит в том, чтобы отфильтровывать образующиеся внутри и попадающие снаружи загрязнения, предотвращая таким образом возникновение цепной реакции образования частиц загрязнений.

Анализ показал, что при использовании фильтров особо тонкой очистки в агрегатах, содержащихся в исправном состоянии и имеющих хорошую герметизацию, достигается значительное повышение общего срока эксплуатации системы при одновременном сокращении времени простоя.

## 2.5 Функции гидрофильтра

С точки зрения нормального функционирования гидросистем установленные в них гидрофильтры не менее важны, чем остальные элементы. Правильный выбор параметров и нормальный монтаж гидрофильтров обеспечивают сокращение расходов на техническое обслуживание, ремонт и ликвидацию последствий простоев оборудования. Их применение улучшает экономичность гидросистемы и тем самым установки в целом. Кроме того, они оказывают большое влияние на оценку гидросистемы потребителем с точки зрения управления и надежности.

Система фильтров с правильно выбранными параметрами выполняют следующие функции:

- Удаление твердых загрязнителей из рабочей жидкости.
- Предупреждение нарушений работы, вызванных твердыми загрязнителями.
- Предотвращение изменений времени срабатывания в результате повреждения управляющих кромок.
- Сокращение простоев, обусловленных техническим обслуживанием.
- Повышение срока службы узлов и деталей.
- Обеспечение профилактического обслуживания.
- Предотвращение старения рабочей жидкости, вызванного химическими процессами (последствия загрязнения твердыми загрязнителями).
- Сохранение смазочной способности рабочей жидкости.
- Увеличение интервалов между сменами рабочей жидкости.
- Обеспечение высокой эксплуатационной надежности между отдельными интервалами профилактических осмотров.
- Увеличение интервалов профилактических осмотров гидрофильтров.
- Отфильтровывание твердых загрязнителей в течение всего времени эксплуатации.
- Высокая поглотительная способность.
- Надежная готовность гидросистемы к работе.
- Работа фильтров в условиях изменения давления и объемного расхода в гидросистеме.

### 3. Требования, предъявляемые к гидрофильтрам

#### 3.1 Стандарты на методы испытаний

Фильтрующий элемент и корпус гидрофильтров, применяющихся в гидросистемах, подвергаются различным испытаниям.

Оценка фильтрующего элемента производится на основании критериев, установленных стандартами на методы испытаний. При необходимости эти стандарты применяют в отдельности или в определенных комбинациях.

*Стандарты на методы испытаний приводятся в приложении.*

#### 3.2 Фильтрующие элементы

##### 3.2.1 Свойства материалов фильтрующих элементов

Принцип действия фильтрующего элемента определяется применяемым фильтровальным слоем. Его называют также матрицей. В зависимости от материала фильтровального слоя фильтры подразделяются на поверхностные и глубинные.

**Преимущества и недостатки применяемых материалов**

##### Общие данные

В зависимости от конструкции поверхностные и глубинные фильтры различаются с точки зрения поглотительной способности и степени очистки (см. диаграммы 34 и 35).

##### Поверхностные фильтры

В качестве материала в этих фильтрах используют ткани самых разнообразных видов (см. табл. 19).

Благодаря своей конструкции поверхностные фильтры обеспечивают определенную тонкость фильтрации применительно к частицам кубической формы, которая равна или больше ширины щели или размера ячейки фильтра. При определенных обстоятельствах фильтры не в состоянии задерживать длинные и тонкие частицы, например, волокна.

Активная поверхность фильтра ограничена и зависит от тонкости фильтрации. (Под термином "активная поверхность фильтра" понимают поверхность, через которую проходит рабочая жидкость). Площадь активной поверхности фильтров этого типа составляет 30 - 40% общей поверхности фильтровального слоя. При тонкости фильтрации ниже 25 мкм она еще меньше.

Фильтрующие элементы с тонкостью фильтрации выше 40 мкм можно очень хорошо очищать простыми

средствами. При тонкости фильтрации ниже 40 мкм для повышения эффективности процесса очистки рекомендуется использовать ультразвуковую ванну.

Благодаря простой очистке, незначительному начальному перепаду давлений и высокой стабильности перепада давлений, особенно при использовании тканевого кружева, эти фильтрующие элементы находят применение главным образом в качестве предохранительных фильтров гидросистем, в системах смазки и обратной промывки.

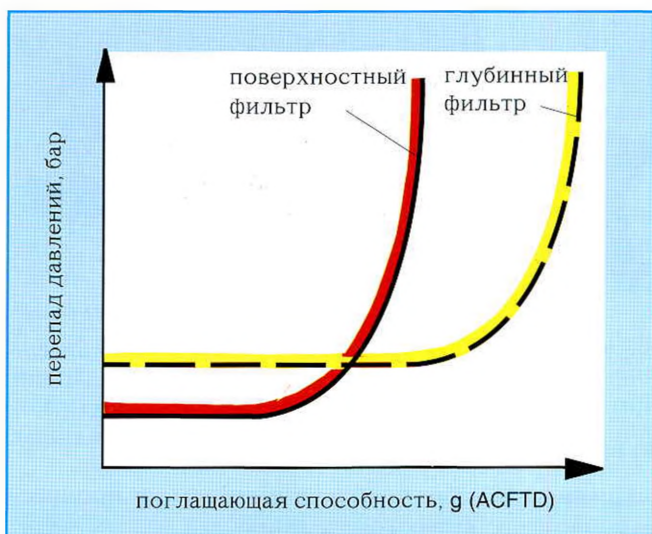


Диаграмма 34: Поглотительная способность поверхностных и глубинных фильтров

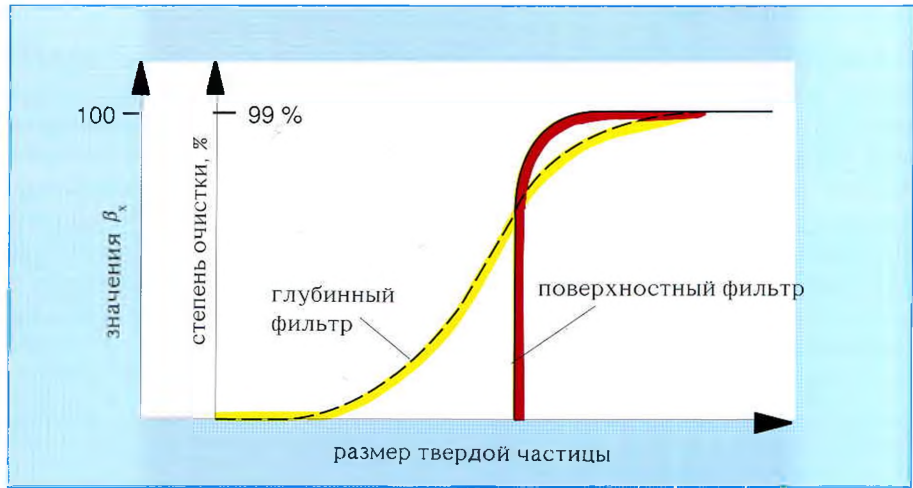


Диаграмма 35:  
Тонкость фильтрации поверхностных и глубинных фильтров

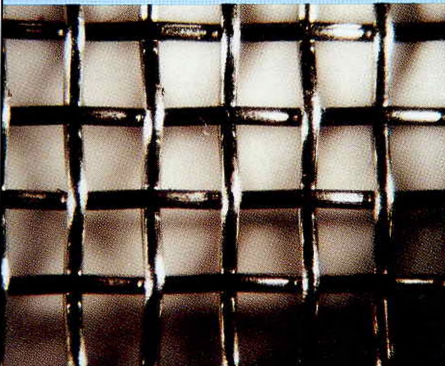
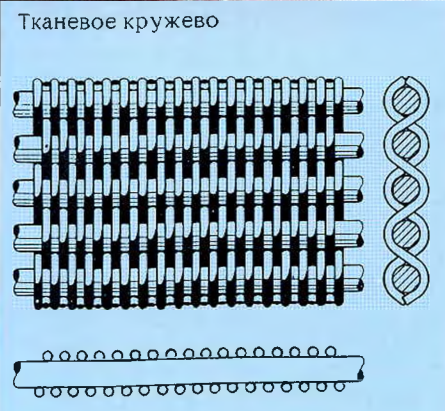
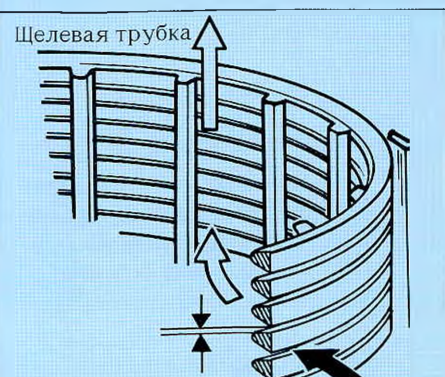
Структура		Область примен.	Преимущества	Недостатки
<p>Проволочная ткань</p> 	<p>Квадратные ячейки. Прутки из нержавеющей стали, оцинкованной стали или фосфористой бронзы</p>	<p>Фильтры для смазочных масел, фильтры грубой очистки, предохранительные и всасывающие фильтры. Фильтр воды, трудно воспламеняемых жидкостей, специальных жидкостей. Работа в условиях высоких температур</p>	<p>Очищаемые элементы  Незначительная потеря давления</p>	<p>Тонкость фильтрации ограничена 10 мкм  Невозможность проведения испытания multi-pass (см. раздел 3.2.3) Ограниченная эффективность поверхности фильтра (ок. 30 - 40%)</p>
<p>Тканевое кружево</p> 	<p>Разная толщина прутков утка и основы.  Прутки из нержавеющей стали</p>	<p>Фильтры грубой очистки и предохранительные фильтры</p>	<p>Очищаемые элементы  Незначительная потеря давления  Возможен исключительно высокий перепад давлений (до <math>\Delta p = 420</math> бар)</p>	<p>Невозможность проведения испытания multi-pass (см. раздел 3.2.3) Ограниченный эффект поверхности фильтра</p>
<p>Щелевая трубка</p> 	<p>Трехгранные прутки, навитые на опорный корпус с различным углом подъема.  Трехгранные прутки из нержавеющей стали</p>	<p>Фильтры обратной промывки или грубая фильтрация</p>	<p>Фильтрующий элемент может очищаться в процессе эксплуатации. Может использоваться в агрессивных средах, воде, трудно воспламеняемых жидкостях</p>	<p>Тонкость фильтрации ограничена 50 мкм  Ограниченная эффективность поверхности фильтра. Невозможность проведения испытания multi-pass (см. раздел 3.2.3)</p>

Таблица 19: Фильтровальные материалы для поверхностных фильтров

Глубинные фильтры

В этих фильтрах применяются следующие материалы: техническая целлюлоза, пластмассы, стекло и металл (см. табл. 20). Структура пор в значительной мере зависит от используемых волокнистых материалов, от длины и толщины волокон. Тонкость фильтрации не зависит от конструкции. Под действием возникающего лабиринтного эффекта частицы загрязнений разной формы и размеров осаждаются внутри фильтровального слоя. Образуется так называемый профиль осаждения, который определяется экспериментальным путем.

За исключением металлического волокна, глубинные фильтры не поддаются очистке и используются как элементы одноразового действия. Благодаря исключительно высокой степени очистки и хорошей поглощающей способности эти фильтрующие элементы применяют в основном для отфильтрования твердых частиц размером меньше 20 мкм. Это в первую очередь необходимо в системах, чувствительных к загрязнению.





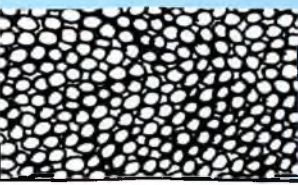
Недостатки	Структура	Область примен.	Преимущества	Недостатки
Слой бумажной массы 	Органические волокна, произвольно ориентированные и упрочненные связующим средством	Всасывающие и обратные фильтры.  Фильтры тонкой очистки.  Элементы одноразового использования	Незначительные затраты. Малые потери давления	Ограниченная возможность проведения испытания multi-pass. Средняя поглощающая способность.  Низкая прочность при перепадах давления
Слой бумажной массы, пропитанной феноловой смолой 	Органические волокна, произвольно ориентированные и пропитанные феноловой смолой	Топливные фильтры. Фильтры для моторного масла. Фильтры тонкой очистки.  Элементы одноразового использования	Незначительные затраты. Простая конструкция элемента  Большая фильтрующая поверхность	Ограниченные возможности проведения испытания multi-pass. Плохая поглощающая способность. Пригодность не для всех жидкостей. Низкая прочность при перепадах давления
Стекловолоконный холст 	Стекловолокна, произвольно ориентированные и упрочненные связующим средством	Фильтры особо тонкой очистки для высококачественных элементов.  Элементы одноразового использования	Примен. стекловолокна обеспечивает тонкую очистку, хорошую поглощающую способность, адсорбцию частиц в широком диапазоне перепада давл., высокую химическую стойкость, использование в любых гидросистемах	Повышенный перепад давления. Невозможность очистки.  Низкое сопротивление потоку
Металлическое волокно 	Прутки из нержавеющей стали, произвольно ориентированные, спеченные и каландрованные	Тонкая и особо тонкая фильтрация, работа в условиях высоких температур и перепада давления, использование со всеми рабочими жидкостями, ограниченная возможность очистки элементов	Незнач. потеря давл.; хорошая поглощающая способность; высококачественное волокно позволяет использовать многопроходные системы; хорошая усталостная прочность, высокая температура, хорошая совместимость с рабочей жидкостью	Очень высокая стоимость. Ограниченная возможность очистки, зависящая от перепада давления и тонкости фильтрации
Металлокерамические фильтры 	Спеченные металлические шарики. Диаметр шариков определяет тонкость фильтрации	Предохранительные фильтры	Низкая стоимость изготовления	Применение только при небольшом количестве протекающей жидкости. Ограниченная эффективная поверхность фильтра. Чувствительность к гидравлическим ударам. Высокий перепад давления

Таблица 20: Фильтровальные материалы для глубинных фильтров

### 3.2.2 Конструктивные особенности фильтрующих элементов

Конструктивные особенности фильтрующих элементов зависят от различных условий эксплуатации, на которые они рассчитаны

		Область применения	Преимущества	Недостатки
Ступень давления	Устойчивость при низком рабочем давлении	Низкое рабоч. давление, фильтры с байпасом, рабочие фильтры	Дешевый элемент	Разрушение при резких и жестких гидравлических ударах
	Устойчивость при высоком рабочем давлении	Высокое рабочее давл., фильтры без байпаса, предохранит. фильтры	Универсальное применение	Высокая стоимость
Структура фильтровального слоя	Однослойная	Автомобилестроение	Низкая стоимость	Неустойчив. при перепадах давления. Низкая пропускная способность фильтра
	Многослойная	Гидросистемы и системы смазки	Высок. пропускная способ. фильтра. Устойчивость при перепаде давления	Высокая стоимость
	Звездообразный фильтрующий элемент	Гидравлика, смазочная техника, топливо	Большая фильтрующая поверхность при минимальном пространстве	Ограниченная возможность очистки
	Сетчатая оболоч.	Системы смазки	Хорошая очистка	Ограниченная фильтрующая поверхность
	Приемная сетка	Системы смазки	Полное удаление грязи при смене элемента	Сложная конструкция
Направление потока	Изнутри наружу	Для небольших перепадов давления	Полное удаление грязи при смене элемента	Сложная конструкция
	Снаружи внутрь	Для больших перепадов давления	Очистка в зависимости от материала	Отфильтрованная грязь не остается в элементе
Соединение фильтровального слоя с крышкой	Клеевое соединение	Для очистки минеральн. масел при температуре до 100 °С	Простое и дешевое соединение	Невозможность использования при высоких температ. и непригодн. для очистки всех жидк.
	Паяное соединение	Для очист. минер. масел при темпер. выше 100 °С и агрессивн. жидкостей	Использов. при высоких температ. и для очистки агрессивных жидкостей	Высокая стоимость, сложная обработка
	Соединение отбортовкой	Для очист. минер. масел при темпер. выше 100 °С и агрессивн. жидкостей	Использов. при высоких температ. и для очистки агрессивных жидкостей	Высокая стоимость, сложная обработка

Таблица 21: Конструктивные особенности фильтрующих элементов

### 3.2.3 Проверка пропускной способности фильтра по DIN ISO 4572 (испытание multi-pass)

С помощью этих методов испытания определяют степень очистки и поглотительную способность фильтрующих элементов.

Такая методика, являющаяся международным стандартом, позволяет производить прямое сравнение фильтрующих элементов с одинаковой тонкостью фильтрации, изготовленных разными фильтрами.

Чтобы обеспечить возможность сравнения, в протоколе испытания должны быть указаны условия проведения испытания. Согласно международной практике следует отразить также изменения методики испытания.

#### Конструкция стенда для проведения испытания multi-pass и ход испытания (рис. 85)

На стенде смонтированы две гидросистемы:

- **испытательная система** с баком, контрольной жидкостью, насосом, системой охлаждения и подогрева, расходомером, фильтром с испытуемым фильтрующим элементом и электронным счетчиком частиц;
- **система впрыска загрязнителя** с баком, насосом, системой охлаждения и подогрева, впрыскивающей форсункой и впрыскиваемой жидкостью. В баке во впрыскиваемую жидкость добавляется контрольный загрязнитель (ACFTD).

Перед началом испытания обе системы очищаются с использованием фильтров самой тонкой очистки. Испытание начинается только при наличии в системах заданного числа твердых частиц.

#### Ход испытания

Фильтрующий элемент помещают в стабильном потоке циркулирующей рабочей жидкости, причем в испытательную систему одновременно поступает незначительное количество рабочей жидкости, содержащей строго определенное количество загрязнителя. Загрязненная таким образом контрольная жидкость подается и фильтрующему элементу. До и после прохождения через фильтр отбираются пробы жидкости, и количество загрязнителя определяется счетчиком твердых частиц. Одновременно производится измерение перепада давления, обусловленного загрязнением элемента. Показателем степени поглощения (тонкости фильтрации) служит коэффициент фильтрации  $\beta_x$ . Частица при этом имеет размер  $X$ . Загрязнители, которые не задерживаются испытуемым фильтрующим элементом, остаются в гидросистеме, благодаря чему создается модель условий эксплуатации.

Коэффициент  $\beta_x$  относится к частицам, размеры которых равны или больше рассматриваемого размера  $X$ . При изменении перепада давления на фильтрующем элементе происходит изменение коэффициента  $\beta_x$ .

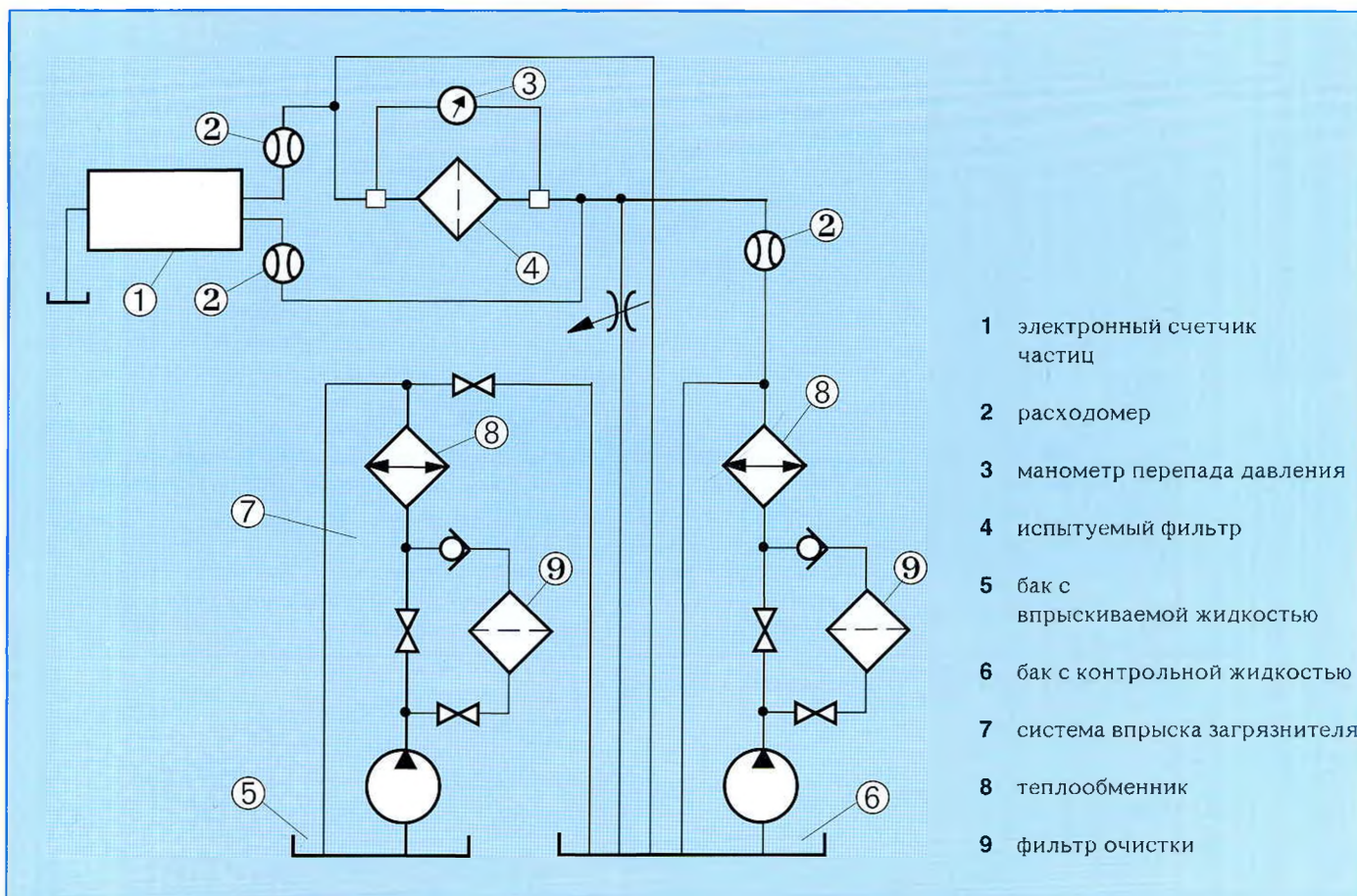


Рис. 85: Упрощенная гидросхема стенда для испытания multi-pass

Определение коэффициента фильтрации  $\beta_x$  (рис. 86)

Число подсчитанных частиц загрязнений перед фильтрующим элементом, размеры которых больше определенной величины  $X$ , делится на число подсчитанных частиц загрязнений после прохождения через фильтрующий элемент (частицы также имеют размер  $X$  при постоянном перепаде давления и в одно и то же время) и получается относительная величина.

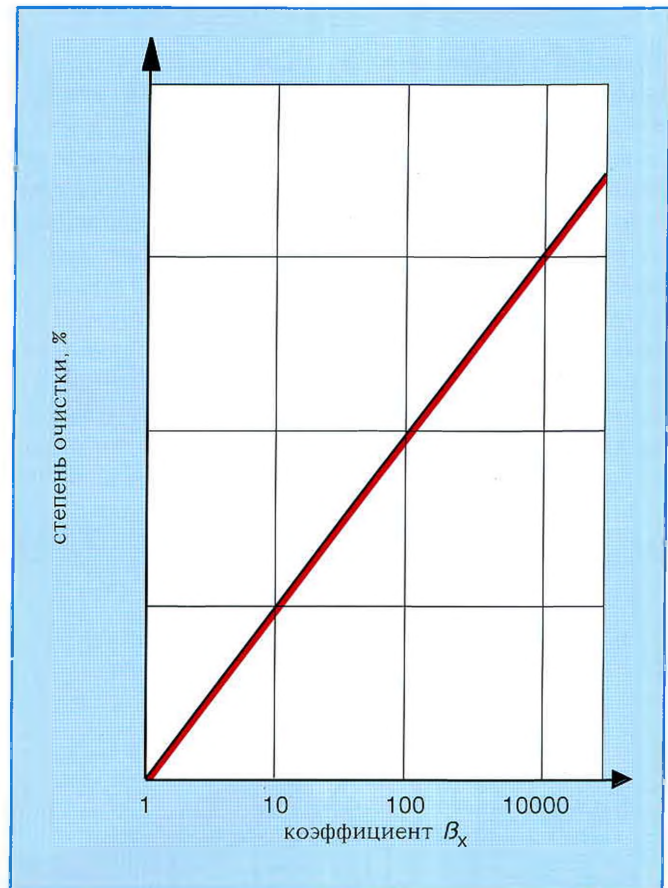
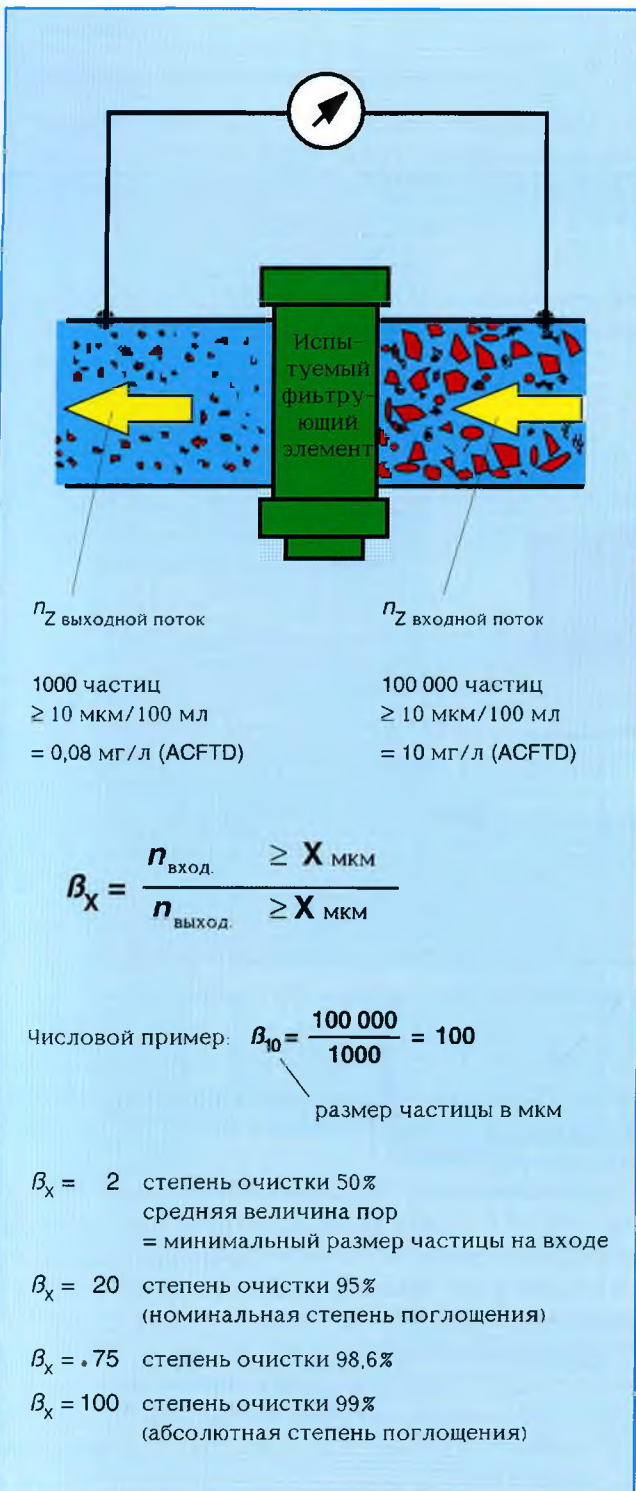


Диаграмма 36. Коэффициент  $\beta_x$  в зависимости от степени очистки, %

Определение тонкости фильтрации

Прежние данные о тонкости фильтрации базируются на результатах внутривзаводских испытаний, проводимых разными производителями фильтров. Только использование коэффициента  $\beta_x$  с учетом возникающего перепада давления позволяет сопоставлять данные о тонкости фильтрации, которые приводятся различными поставщиками фильтров.

Номинальная тонкость фильтрации

Соответствующие коэффициенты  $\beta_x$  не установлены. Применительно к пользователю это означает, что поглощается только часть загрязнителей, отфильтровываемых оптимальным фильтром.

Определение:  $\beta_x \leq 20$ .

Это соответствует степени очистки 95%.

Абсолютная тонкость фильтрации

Тонкость фильтрации, начиная с коэффициента  $\beta_x \geq 100$ , или степени очистки 99%, называют абсолютной степенью поглощения (см. диаграмму 36).

Рис. 86: Определение коэффициента  $\beta_x$



### Указания по анализу значений коэффициента $\beta_x$

Значения коэффициента  $\beta_x$ , полученные в процессе испытания multi-pass, определяются при постоянной концентрации загрязнителя.

Под действием лабиринтного эффекта при использовании глубоких фильтров и в результате образующейся при этом пористой структуры определенная группа частиц может беспрепятственно проходить через фильтрующий элемент. Вследствие этого значения коэффициента  $\beta_x$  при различных концентрациях, типах и структурах загрязнителей изменяются по сравнению с "идеальным" загрязнением согласно испытанию multi-pass. Это обстоятельство особенно важно в том случае, когда требуется определить пропускную способность фильтрующего эле-

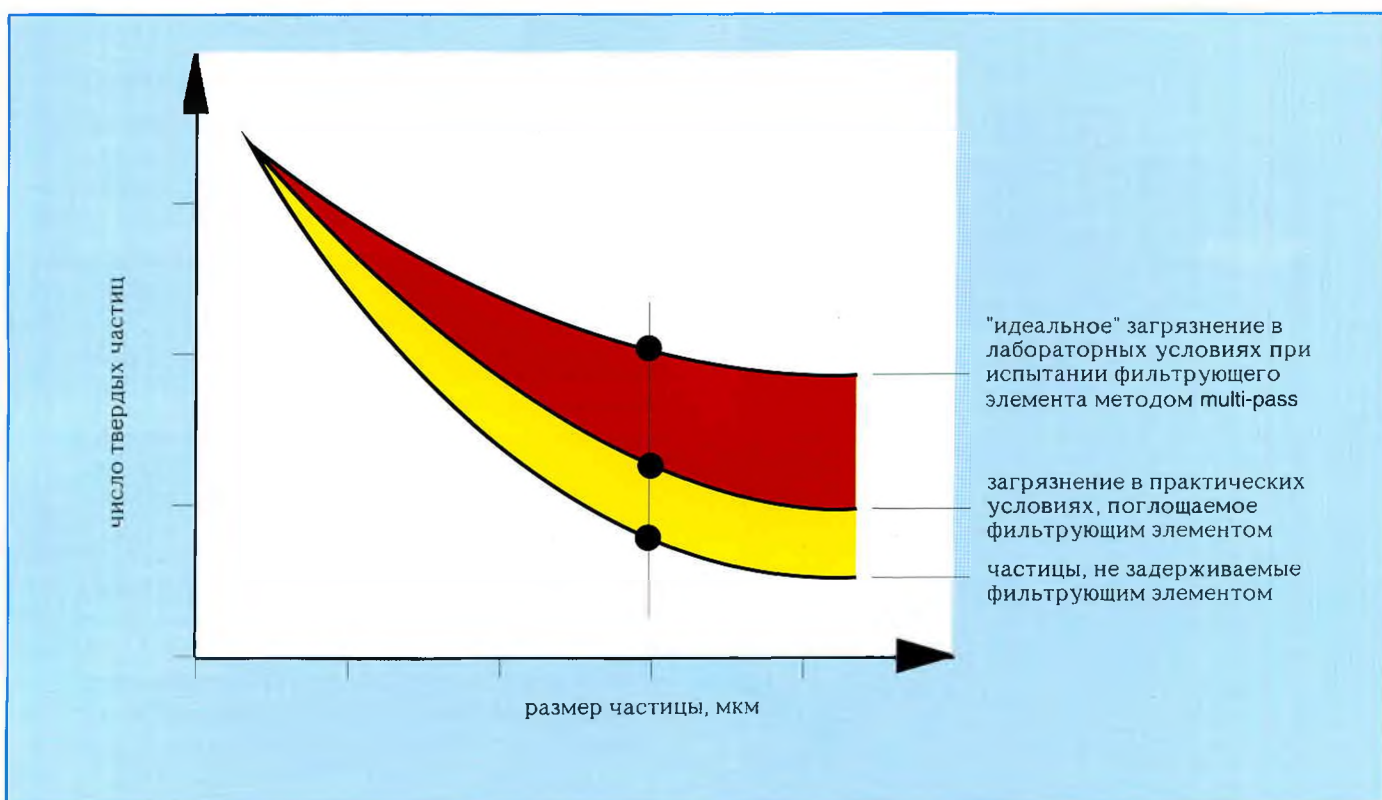


Диаграмма 37: Представление различных коэффициентов  $\beta_x$  при загрязнении рабочей жидкости в лабораторных и практических условиях

мента применительно к рабочей жидкости, используемой в практической деятельности (см. диаграмму 37).

#### 3.2.4 Свойства многослойных фильтрующих элементов

Опыт, полученный в результате практической деятельности и экспериментальных исследований, привел к созданию многослойных фильтрующих элементов типа "Бетамикрон" (см. рис. 87).

В ходе исследований было также установлено, что только с помощью такой структуры фильтровального слоя может быть достигнута требуемая степень очистки рабочей жидкости.

Поток, проходящий через фильтрующие элементы при этом, как правило, должен иметь направление снаружи внутрь.

С целью получения максимальной фильтрующей поверхности в монтажном пространстве элемента, фильтровальный слой имеет гофрированную форму. Структура слоя зависит от допустимого перепада давления на фильтрующем элементе.

Монтаж фильтровального слоя между крышками элемента и крепление его концов производится с помощью высококачественных клеев. Прочность этих клеев зависит от температуры и резко снижается при ее повышении.

Многослойные фильтрующие элементы типа "Бетамикрон" обладают следующими преимуществами:

- точный размер пор;
- отличная способность отделять мельчайшие частицы в широком диапазоне перепада давления, то есть обеспечение заданного коэффициента  $\beta_x$  (см. диаграмму 38);
- высокая поглотительная способность, обусловленная большой удельной фильтрующей поверхностью;
- хорошая химическая стойкость;
- защита элемента от повреждения благодаря высокому сопротивлению разрушающим перепадам давления, например, при холодном запуске и резком повышении давления во время переключения;
- сохранение стабильной пропускной способности в случае попадания воды или наличия воды в рабочей жидкости.

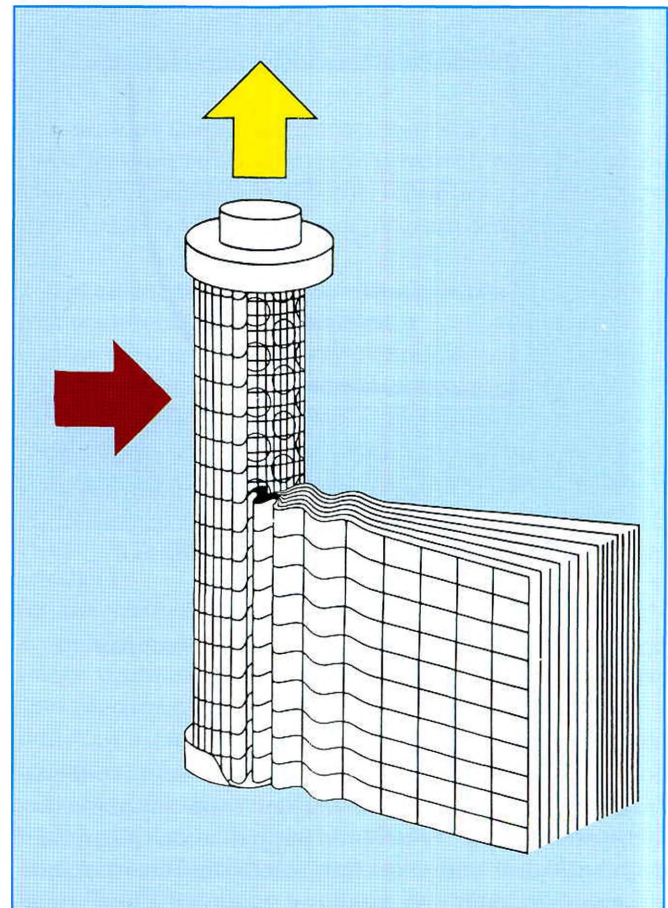


Рис. 87: Многослойный фильтрующий элемент

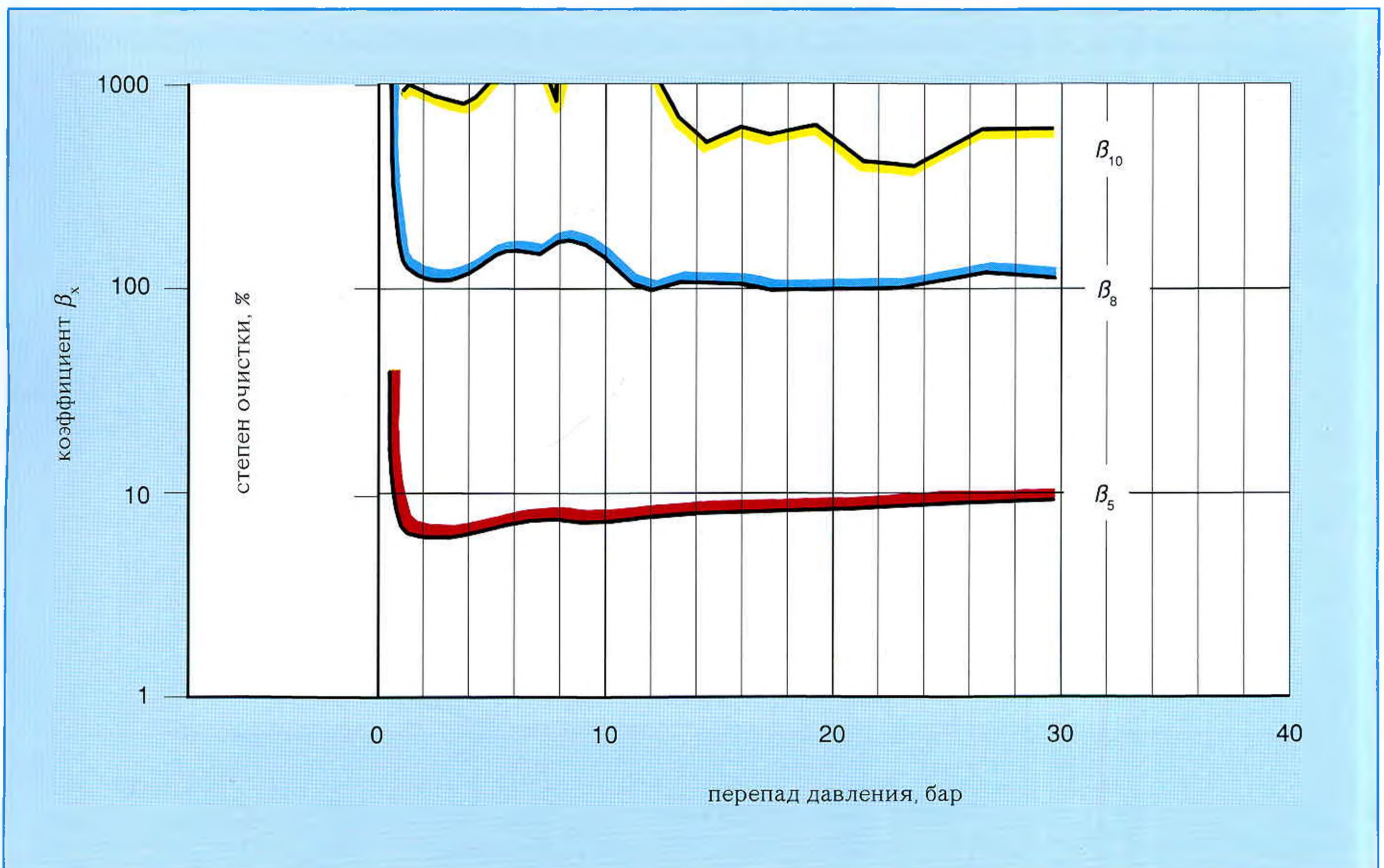


Диаграмма 38: Коэффициент  $\beta_x$  при различных перепадах давления на фильтрующем элементе

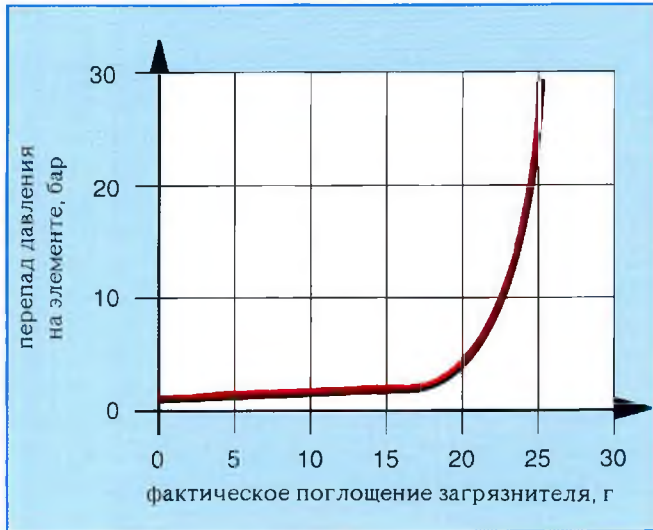


Диаграмма 39: Кривая поглощения загрязнителя фильтрующим элементом

**Конструктивные особенности многослойных элементов типа "Бетамикрон"**

**Направление потока**

Поток рабочей жидкости проходит через рассматриваемые фильтрующие элементы по направлению снаружи внутрь. Изменение направления разрушает фильтрующий элемент. При необходимости возникновения обратного течения следует предотвращать путем установки быстродействующих обратных клапанов на выходе фильтрующего элемента.

В таких случаях оправдано использование корпусов фильтра со встроенным обратным клапаном.

**Звездообразная форма**

С целью получения максимально возможной фильтрующей поверхности элемента фильтровальный слой имеет звездообразную форму. Этим достигается продолжительный срок службы фильтрующего элемента.

**Срок службы фильтрующего элемента**

Под сроком службы фильтрующего элемента понимают число рабочих часов, в течение которых он используется и обеспечивает заданную степень очистки жидкости.

Смену фильтра следует производить не позднее момента достижения допустимого падения давления на элементе, о чем сигнализирует указатель загрязненности рабочей жидкости, имеющей вязкость, рекомендуемую для длительной работы.

При определенных неблагоприятных условиях эксплуатации, например, при высоких температурах жидкости, резких и частых изменениях расхода, смена фильтрующего элемента может потребоваться до поступления сигнала. При неограниченной длительности использования в этих условиях в фильтровальном элементе могут появляться усталостные разрывы, в результате чего снижается эффективность очистки. В самом худшем случае может не сработать указатель загрязненности.

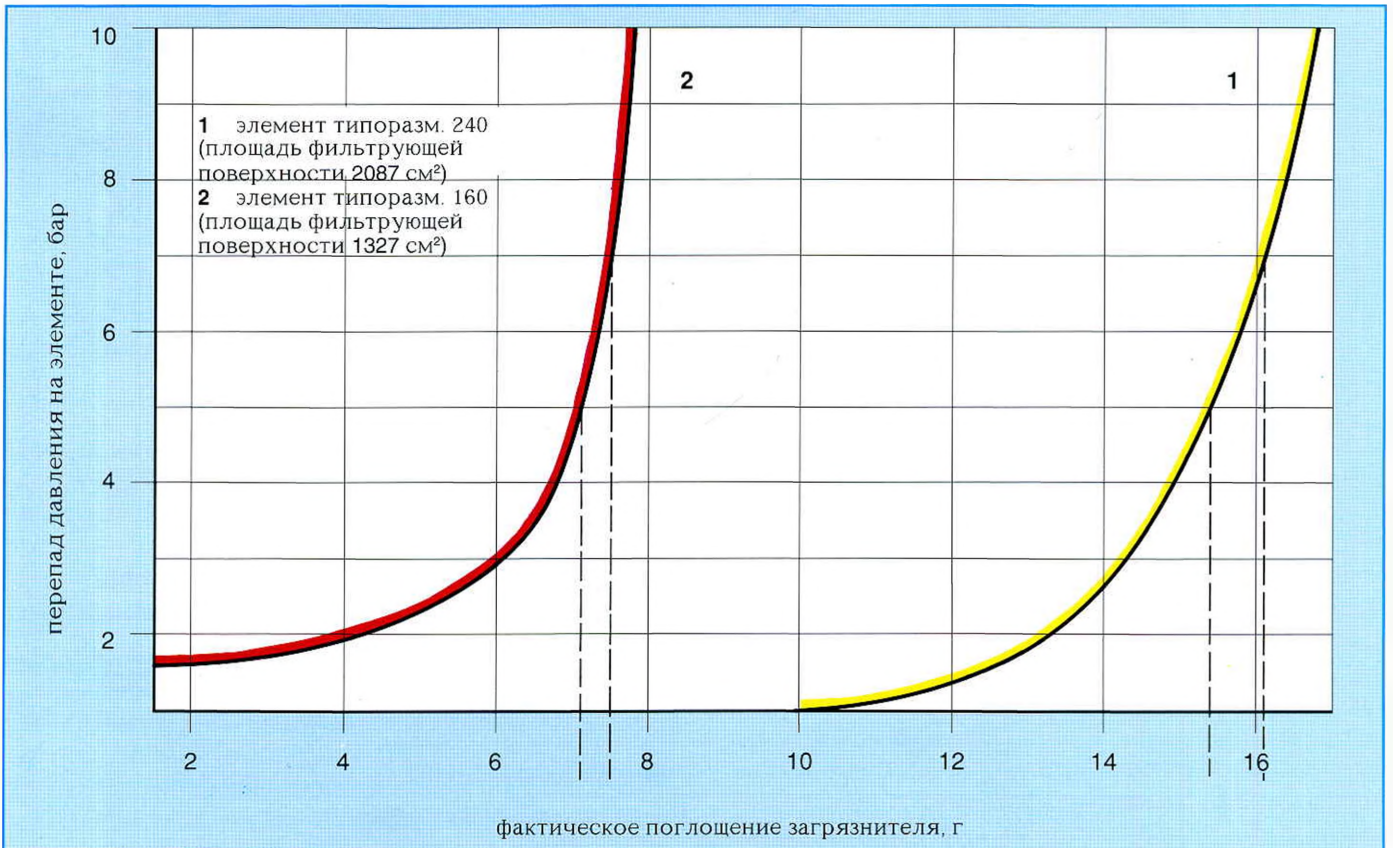


Диаграмма 40: Поглощение загрязнителя элемент., имеющими разные размеры, при одинаков. объемном расходе 120 л/мин.

В гидросистемах, не имеющих указателя загрязненности, смену фильтрующего элемента производят по графику. Чтобы гарантировать нормальную очистку, необходимо иметь достаточный запас срока службы элемента.

Предварительные расчеты срока службы фильтрующего элемента, например, в процессе проектирования гидросистемы, невозможны.

С целью обеспечить поглощение загрязнителя и сохранения срока службы фильтрующего элемента в максимально широком диапазоне перепадов давления при выборе типоразмера гидрофильтра рекомендуется исходить из условия наименьшей возможной потери давления при использовании чистого элемента (см. диаграммы 39 и 40). На диаграмме показан перепад давления на элементе в зависимости от времени загрязнения и срока службы. Отчетливо видно, что при низком начальном  $\Delta p$  на фильтрующем элементе, имеющем большие размеры, возможно достижение более высокой фактической поглощающей способности, чем при высоком начальном значении  $\Delta p$  на элементе, имеющем меньшие размеры. В обоих случаях верхняя граница нагружения фильтрующего элемента определяется байпасным клапаном, указателем загрязненности и сопротивлением элемента перепадам давления.

### 3.3 Критерии выбора фильтрующих элементов

При выборе фильтрующего элемента, соответствующего данной гидросистеме, который имеет наилучшее соотношение стоимости и производительности, необходимо учитывать следующие факторы.

#### Высокая стабильность коэффициентов $\beta_x$ в широком диапазоне перепадов давления

Чтобы обеспечить защиту гидросистем от повреждений, вызываемых твердыми загрязнителями, используемый фильтрующий элемент должен сохранять стабильную поглощающую способность в широком диапазоне перепадов давления. Этот диапазон должен быть в несколько раз выше давления срабатывания указателя загрязненности или байпасного клапана.

На диаграмме 41 показано изменение коэффициента  $\beta_{10}$  фильтрующих элементов разных фильтров, имеющих одинаковую тонкость фильтрации. На диаграмме отчетливо показано, что стабильную степень очистки в диапазоне перепадов давления до 10 бар обеспечивают только элементы фильтров 1 и 3, которые, следовательно, гарантируют хорошую очистку рабочей жидкости. Такая стабильность коэффициента  $\beta_x$  особенно важна применительно к гидрофильтрам без байпасного клапана, которые должны надежно работать при высоких перепадах давления на элементе. Высокие перепады давления могут иметь место, напр., при холодном запуске или в случае игнорирования показаний указателя загрязненности.

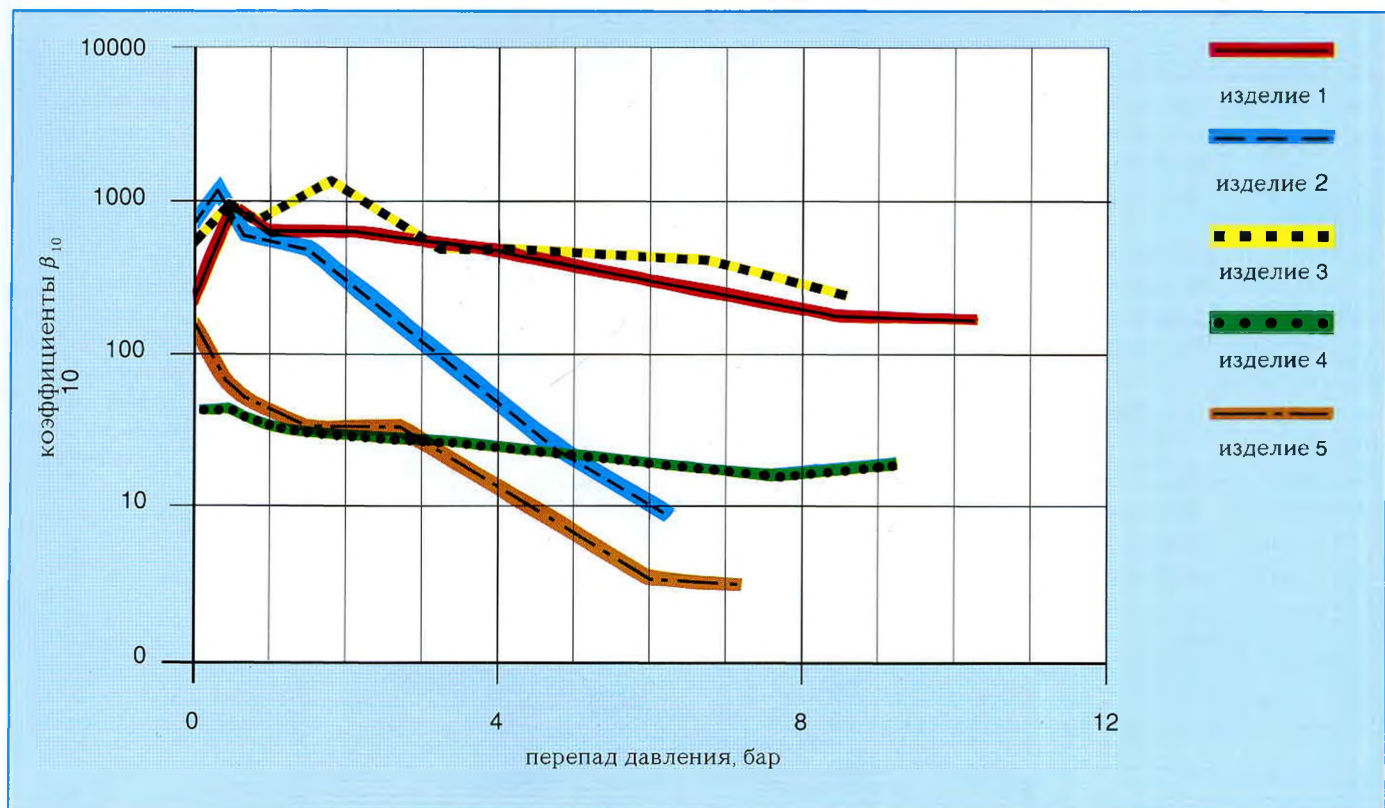


Диаграмма 41. Изменение коэффициента  $\beta_{10}$  разных фильтров, имеющих сопоставимые размеры и одинаковые показатели пропускной способности

**Поглощающая способность фильтрующих элементов**

Важным критерием оценки соотношения стоимости и пропускной способности фильтрующих элементов является поглощающая способность.

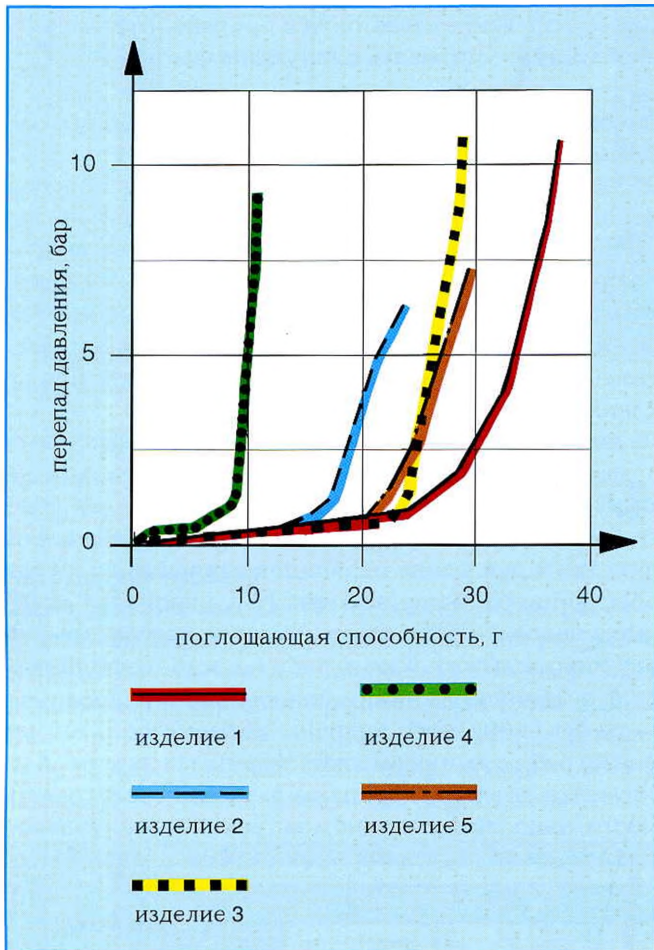


Диаграмма 42: Поглощающая способность различных фильтров, имеющих сопоставимые размеры

Как следует из диаграммы 42, наибольшую поглощающую способность имеет фильтрующий элемент 1. Поэтому при оценке элементов следует учитывать не только тонкость очистки и стоимость, но и поглощающую способность, а следовательно и срок службы, как важные факторы качества фильтрующего элемента.

Увеличение срока службы фильтрующего элемента обеспечивает не только более продолжительные интервалы профилактических осмотров, но и сокращение затрат на техническое обслуживание.

**Удельная поглощающая способность фильтрующих элементов**

Еще более однозначную оценку соотношения цены и пропускной способности фильтрующих элементов может обеспечить анализ удельной поглощающей способности. Она определяется путем деления общего количества загрязнителя, поглощаемого фильтрующим элементом при определенном перепаде давления, на площадь активной поверхности филь-

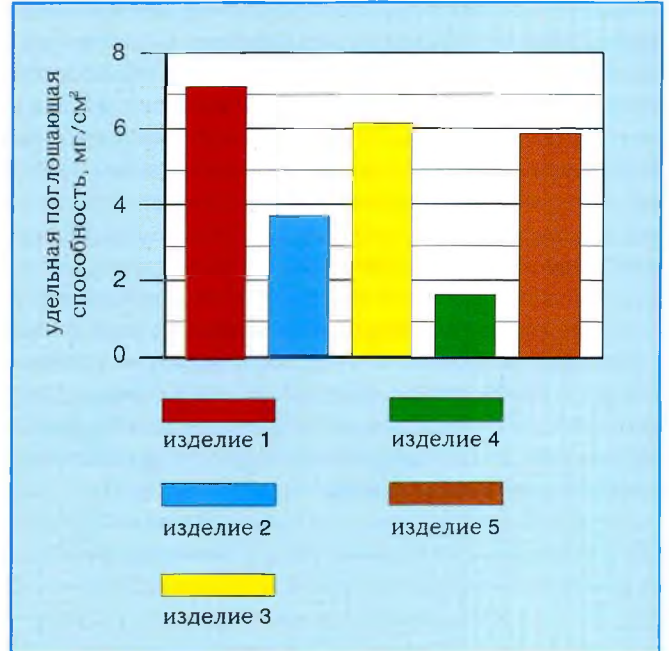


Диаграмма 43: Удельная поглощающая способность разных фильтров при перепаде давления 3,5 бар

трующего элемента и выражается в миллиграммах на квадратный сантиметр фильтрующей поверхности (см. диаграмму 43).

### 3.4 Корпус фильтра

#### 3.4.1 Требования

Корпус фильтра должен отвечать следующим требованиям:

**Низкий перепад давлений на корпусе**

За счет придания корпусу фильтра обтекаемой формы, в первую очередь на входе и выходе фильтра, достигается низкий перепад давлений на корпусе.

**Прочная конструкция корпуса**

Конструкция корпуса фильтра должна гарантировать длительное использование корпуса при заданном избыточном рабочем давлении. Из этого следует, что корпус должен выдерживать испытание на пульсирующую нагрузку.

**Давление разрыва стенок корпуса**

Для подтверждения способности корпуса фильтра выдерживать максимальные избыточные рабочие давления органы приемки требуют определять давление разрыва стенок корпуса. Давлением разрыва считается давление, под действием которого происходит выход из строя корпуса фильтра.

**Выбор материала корпуса**

Материалы для изготовления корпуса и уплотнительных элементов должны быть совместимы с фильтруемой рабочей жидкостью.

#### 3.4.2 Устройство корпуса фильтра

Различные типы и конструкции корпуса напорных фильтров и фильтров в сливной линии представлены в табл. 22.

Наименование Степень давления		Условное обозначение	Область применения	Примечание
<b>Линейные фильтры</b>				
Низкое давление, до 100 бар Среднее давление, до 210 бар Высокое давление, до 420 бар			Напорные гидролинии Линии управления Предохранительные фильтры	
Для реверсируемого потока жидкости. Высокое давление, до 420 бар			Предохранительные фильтры для цилиндров, клапанов пропорционального регулирования или сервоклапанов	

Таблица 22 (часть 1)

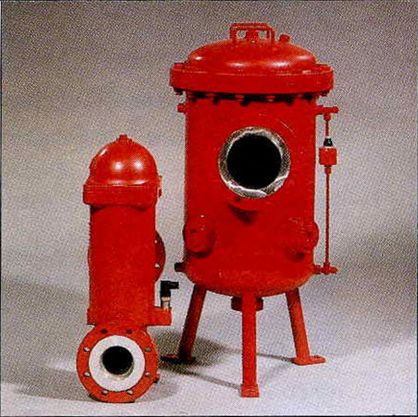
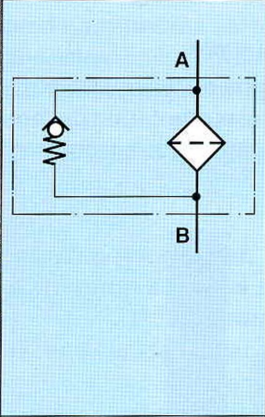

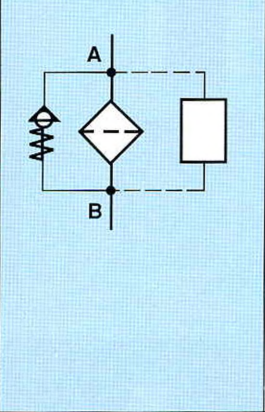

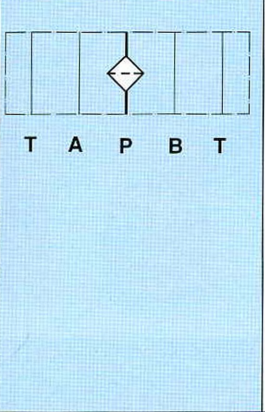
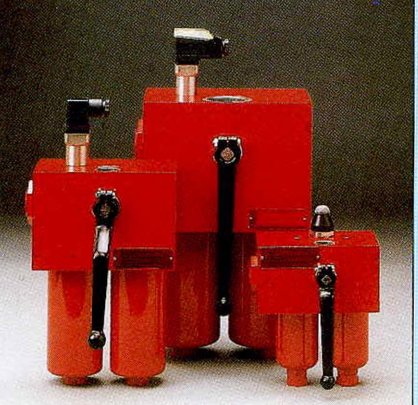
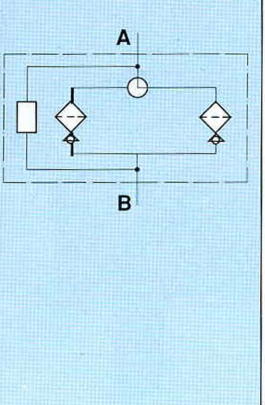
Наименование Ступень давления		Условное обозначение	Область применения	Примечание
<b>Линейные фильтры</b>				
Низкое давление, до 25 бар			Для большого количества масла	
С фланцевым креплением до 315 бар			Блочная компоновка	Отсутствует разводка трубопроводов для фильтра
Промежуточная плита до 315 бар			Предохранительные фильтры для высококачественных клапанов, для горизонтального и вертикального соединения блоков управления	Устанавливаются непосредственно под клапаном
Напорные фильтры, переключаемые, для давления до 315 бар			Системы, которые нельзя останавливать для смены элементов. Линии управления турбинами	

Таблица 22 (часть 2)

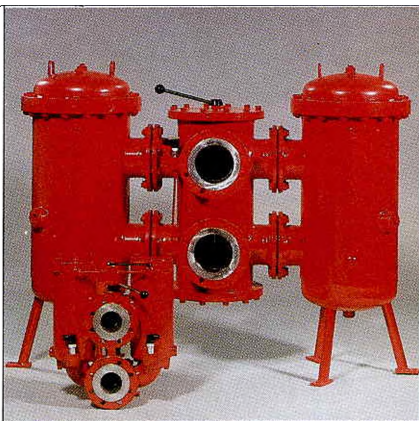
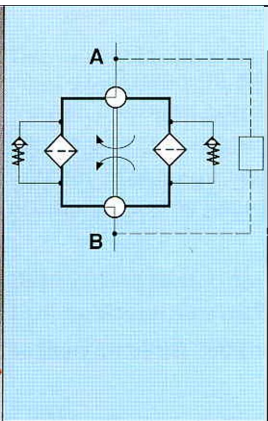
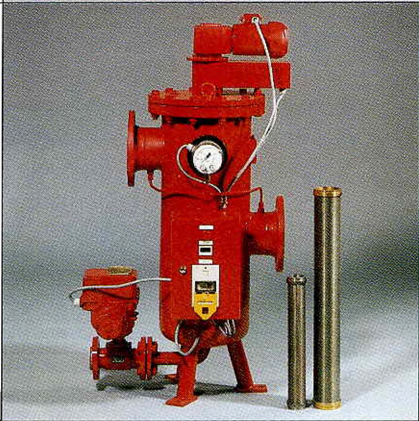
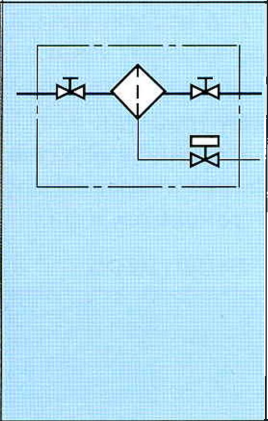

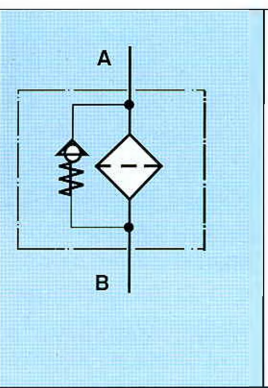

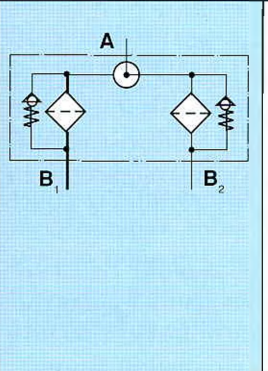
Наименование Ступень давления		Условное обозначение	Область применения	Примечание
<b>Линейные фильтры</b>				
Низкое давление, переключаемые, для давления до 25 бар			Системы согл. API системы маслоспи- тания. Системы, которые нельзя останавливать для смены элементов	
Автоматические, для давления до 16 бар			Очистка масел, используемых при механической обработке. При сильной степени загряз- ненности	Предусмот- ренная тон- кость филь- трации до 20 мкм
<b>Фильтры в сливной линии</b>				
Односторон. действия, для давления до 25 бар			Устанавливаются на баке	
Переключаемые, для давления до 25 бар			Устанавливаются на баке. Системы, которые нельзя останавли- вать для смены элементов	

Таблица 22 (часть 3)



### 3.5 Указатели загрязненности

Для контроля загрязнения фильтрующего элемента гидравлические фильтры обычно оснащают указателем загрязненности.

#### 3.5.1 Требования

Корпус указателя загрязненности должен быть рассчитан на максимальное избыточное рабочее давление для корпуса фильтра. Поэтому указатели также подвергают испытаниям на пульсирующую нагрузку. Следует строго выдерживать установленное время срабатывания.

#### 3.5.2 Особенности конструкции

Указатели загрязненности различают по следующим конструктивным параметрам.

#### Вид показаний

##### Указатели скоростного напора (Индикация абсолютного давления) (рис. 88)

Указатели этого типа измеряют давление в корпусе фильтра по сравнению с мгновенным атмосферным давлением. Они почти всегда встраиваются в филь-

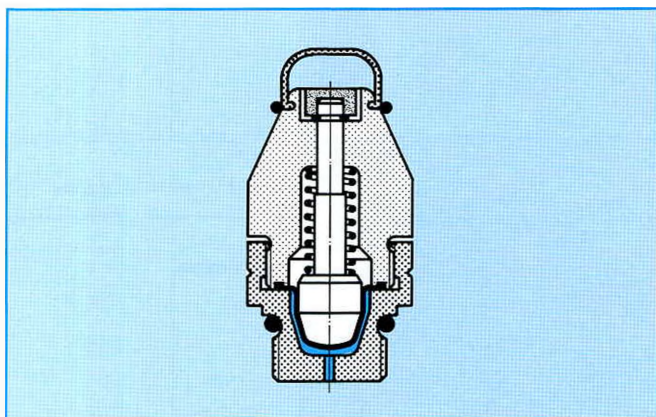


Рис. 88: Оптический указатель скоростного напора для фильтров в сливной линии

тры, выход которых непосредственно соединен с баком (фильты в сливной линии).

##### Указатель перепада давления (рис. 89)

Указатели этого типа измеряют перепад давления между сторонами загрязненной и чистой жидкости. Мгновенное атмосферное давление при этом не учитывается. Корпус указателя должен быть рассчитан на избыточное рабочее давление для корпуса фильтра.

Показания перепада давления не зависят от мгновенного избыточного рабочего давления в фильтре. Такой вид показаний используется применительно к напорным фильтрам и фильтрам в сливной линии.

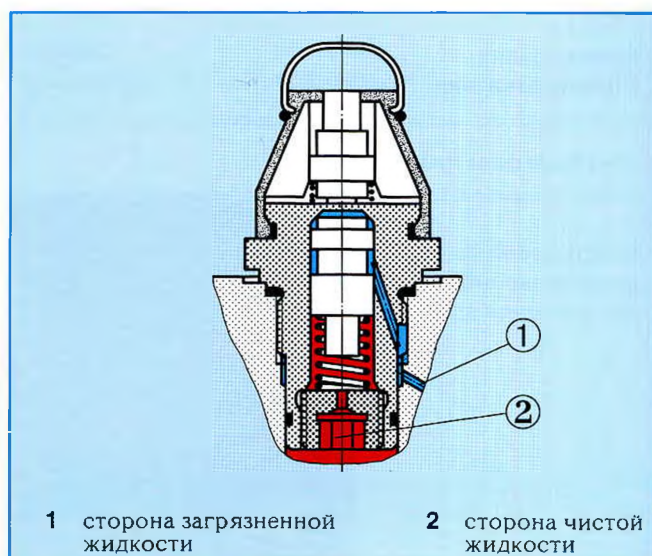


Рис. 89: Оптический указатель перепада давления

#### Обработка индикаторного сигнала

##### Оптическая обработка

В указателях этого типа о достижении установленного для данного прибора давления сигнализируют выскакивающий красный стержень или показания манометра.

##### Электрическая обработка

Для обработки индикаторного сигнала в системах управления машинами или на пультах управления применяются электрические указатели. Эти приборы могут устанавливаться в труднодоступных местах, поскольку предупреждение о необходимости профилактического осмотра поступает в форме элек-

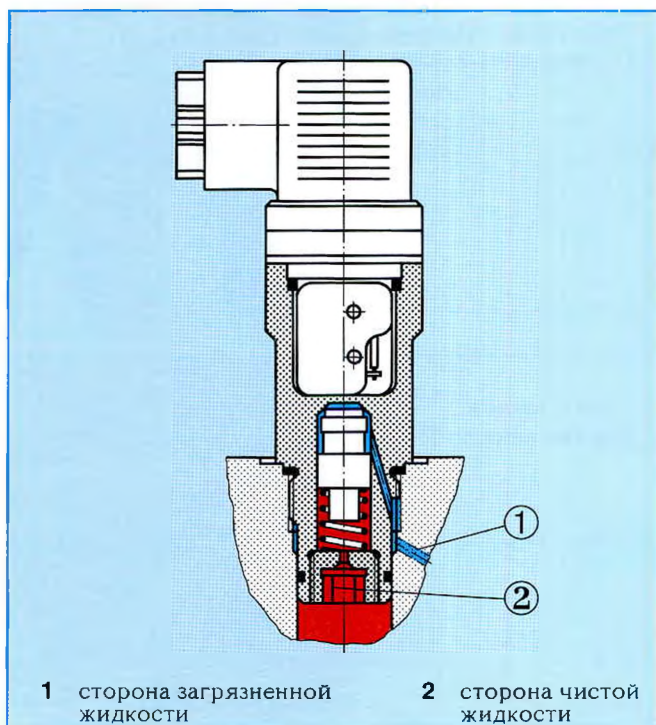


Рис. 90: Электрический указатель перепада давления

трического сигнала универсального использования (рис. 90).

### Электрооптическая обработка

Чтобы в дополнение к электрическому сигналу оператор, управляющий системой, или специалисты по техническому обслуживанию имели возможность получать информацию непосредственно на месте, электрические указатели оснащаются электрическим источником света.

### Электронная обработка

В особых случаях используются электронные указатели загрязненности. Приборы этого типа находят применение в условиях динамического режима эксплуатации.

В таких указателях функция индикации подавляется при температуре, например, до 32 °С. Пики давления, продолжительность действия которых не превышает 9сек., также подавляются и не реализуют функцию индикации.

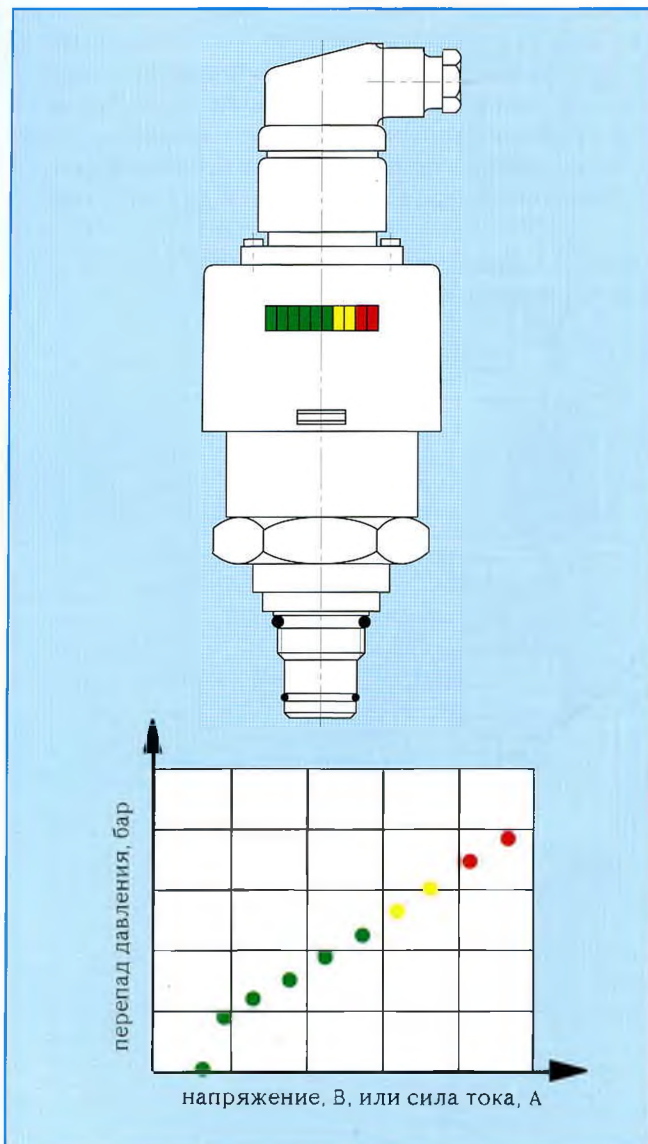


Рис. 91: Электронный указатель перепада давления

Электронные указатели обеспечивают профилактический осмотр, так как они показывают мгновенный перепад давления на элементе (рис. 91).

### Типы переключателей электрических указателей загрязненности

#### Переключатель с размыкающим контактом

При включении указателя происходит размыкание цепи тока. Переключатели такого типа предпочтительны, поскольку затрудняют вмешательство в работу системы. Кроме того, они позволяют немедленно отыскать дефекты проводки.

#### Переключатель с замыкающим контактом

При включении этого переключателя происходит замыкание цепи тока.

#### Реле

В зависимости от схемы соединений на клемменной колодке переключатель работает по принципу размыкания или замыкания.

Такая конструкция выбирается производителями фильтров для того, чтобы пользователь мог использовать переключатели обоих типов.

## 3.6 Воздушные фильтры

В результате забора и отвода рабочей жидкости, а также под действием колебаний температуры уровень жидкости в гидробаке изменяется. В результате требуется подача или удаление из бака воздуха. При этом в зависимости от окружающих условий в гидробак может засасываться очень загрязненный воздух, и таким путем в рабочую жидкость попадают твердые загрязнители.

Чтобы не допустить загрязнения содержимого гидробака из воздуха, на бак следует установить воздушный фильтр. Тонкость фильтрации этого фильтра должна соответствовать наибольшей тонкости фильтрации гидрофильтров системы.

Если в системе используется гидрофильтр, тонкость фильтрации которого составляет 3мкм, применяемый воздушный фильтр также должен обеспечивать тонкость очистки воздуха порядка 3мкм. Это рекомендуется стандартом Cetop RP 98 H.

Подача воздуха в гидробаки небольших размеров осуществляется с помощью заправочно-вентиляционного фильтра. Однако этого следует, по возможности избегать. На гидробаке или перед фильтром в сливной линии рекомендуется предусмотреть специальный вывод для подачи воздуха. Принудительная подача воздуха производится с помощью передвижного фильтрующего агрегата, что обеспечивает заправку системы рабочей жидкостью требуемого качества.

### Требования к воздушным фильтрам

Применяемый фильтрующий элемент должен быть сменным и иметь большую площадь фильтрующей поверхности. Степень поглощения (тонкость фильтрации) элемента должна соответствовать характеристике фильтра основного потока.

Всасывающие отверстия должны находиться как можно выше над крышкой бака, чтобы предотвратить засасывание грязи, оседающей на поверхности бака. Для контроля засорения фильтрующего элемента целесообразно применять указатель загрязненности.

Крышка фильтра должна обеспечивать надежную защиту от брызг жидкости.

### Конструкции воздушных фильтров

#### Воздушные масляные фильтры

В этих фильтрах имеется пропитанное маслом трикотажное полотно, задерживающее твердые загрязнители. Очистка фильтра производится путем промывки. Тонкость фильтрации составляет 40 мкм, то есть достаточна для требующегося в настоящее время качества жидкости.

#### Воздушные фильтры с масляной ванной

Поступающий в фильтр воздух предварительно пропускается через масляную ванну, в которой происходит насыщение воздуха частицами масла. Эти частицы поглощают загрязнители, находящиеся в воздухе. Затем частицы масла с загрязнителями проходят через трикотажное полотно, осаждаются и стекают в масляную ванну.

Для того, чтобы обеспечить нормальную работу фильтров с масляной ванной, воздушный поток должен иметь определенную скорость. Поскольку при поступлении воздуха в бак это невозможно, такие воздушные фильтры в принципе не пригодны для использования в гидросистемах.

#### Воздушные фильтры с элементом, погруженным в масляную ванну

Такую конструкцию называют также "фильтр с псевдомасляной ванной". В этих фильтрах масляная ванна не выполняет функцию фильтрации. Поэтому сочетание масляной ванны с бумажным или пенопластовым элементом не улучшает поглощающей способности фильтра, поскольку последняя определяется только степенью поглощения загрязнителя бумажным или пенопластовым элементом.

Вследствие погружения элемента в масляную ванну перекрывается часть свободной фильтрующей поверхности, что сокращает срок службы элемента.

Как сказано выше, степень очистки, обеспечиваемая фильтрующим элементом, является решающим фактором достигаемой чистоты воздуха. Рабочая жид-

кость дополнительно заливаемая в фильтр, сокращает срок службы элемента, поэтому такие фильтры не пригодны для использования в гидросистемах.

### Специальные конструкции воздушных фильтров

#### Фильтры с подпорными клапанами

Такие воздушные фильтры применяются в тех случаях, когда требуется предотвратить колебание уровня жидкости или обеспечить вход или выход воздуха только при достижении определенного давления или разрежения с целью улучшения всасывающей способности гидронасоса. Использование подпорных клапанов должно исключить или сократить до минимума сообщение воздуха, находящегося в гидробаке, с атмосферой.

#### Фильтры с осушителем

Гидробаки могут работать в исключительно неблагоприятных погодных и климатических условиях, причем возникает опасность попадания в бак влажного воздуха. В зависимости от места установки и использования в гидросистему пропускает значительное количество воды, которая не эмульгируется в рабочей жидкости и может нарушить работу системы. Поэтому применяются воздушные фильтры с сушильной камерой, заполненной силикагелем.

В табл. 23 представлены различные конструкции воздушных фильтров.

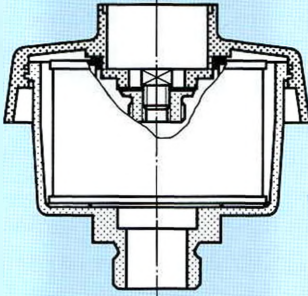
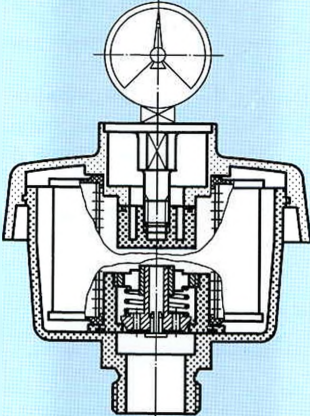
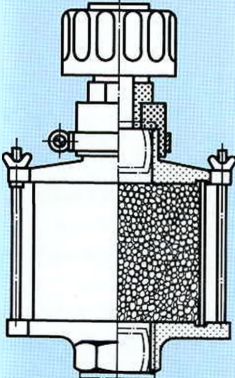
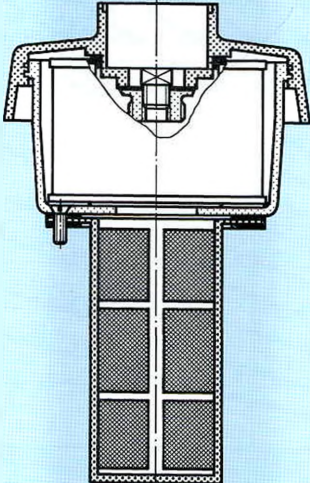
Наименование	Изображение	Тонкость фильтр.	Примечания
Воздушный фильтр		3 мкм 5 мкм 10 мкм 20 мкм	Со сменным фильтрующим элементом.  Возможно исполнение согласно стандарту Cetop RP 98 H. Имеется вывод для установки указателя загрязненности.
Воздушный фильтр с обратным клапаном		3 мкм 5 мкм 10 мкм 20 мкм	Со сменным фильтрующим элементом. Возможно исполнение согласно стандарту Cetop RP 98 H. Имеется вывод для установки указателя загрязненности. Встроенный обратный клапан для сокращения воздухообмена. Улучшение всасывающей способности гидронасоса.
Воздушный фильтр с осушением воздуха		3 мкм 5 мкм 10 мкм 20 мкм	Со сменным фильтрующим элементом. Возможно исполнение согласно стандарту Cetop RP 98 H. Имеется вывод для установки указателя загрязненности. Производится удаление влаги из поступающего воздуха.
Заправочно-вентиляцион. фильтр		3 мкм 5 мкм 10 мкм 20 мкм	Со сменным фильтрующим элементом. Возможно исполнение согласно стандарту Cetop RP 98 H. Имеется вывод для установки указателя загрязненности. Возможна заправка бака. Допускается установка обратного клапана.

Таблица 23 (часть 1)

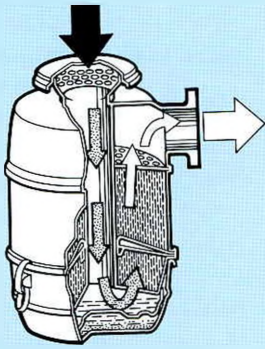
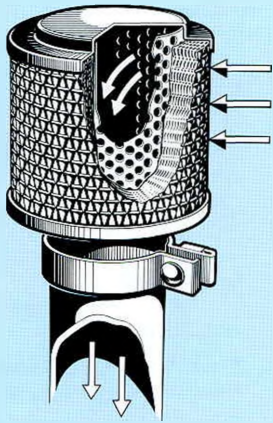
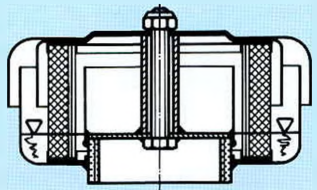
Наименование	Изображение	Тонкость фильтр.	Примечания
Воздушный фильтр с масляной ванной		40 мкм	Для заправки бака, то есть для использования в гидросистемах, не пригоден
Воздушный масляный фильтр		40 мкм	Низкая степень поглощения, которая в значительной мере зависит от состояния фильтра. Для использования в гидросистемах не пригоден.
Воздушный фильтр с элементом, погруженным в масляную ванну		3 мкм 5 мкм 10 мкм 20 мкм	Масляная ванна не приводит к улучшению степени очистки. Сокращение срока службы из-за перекрытия фильтрующей поверхн. масляной ванной. Для использования в гидросистемах не пригоден.

Таблица 23 (часть 2)

Изображения воздушного фильтра с масляной ванной и воздушного масляного фильтра получены от фирмы "Фильтерверк Манн унд Хуммель", Людвигсбург.

## 4. Рабочая жидкость

### 4.1 Общие положения

Гидросистемы действуют с использованием рабочих жидкостей на основе различных материалов.

По этому принципу различают следующие рабочие жидкости:

- рабочая жидкость на основе минеральных масел,
- рабочая жидкость на основе растительных масел,
- рабочая жидкость на синтетической основе,
- трудно воспламеняемая рабочая жидкость,
- рабочая жидкость в виде чистой воды.

С точки зрения фильтрации к рабочим жидкостям предъявляются следующие требования:

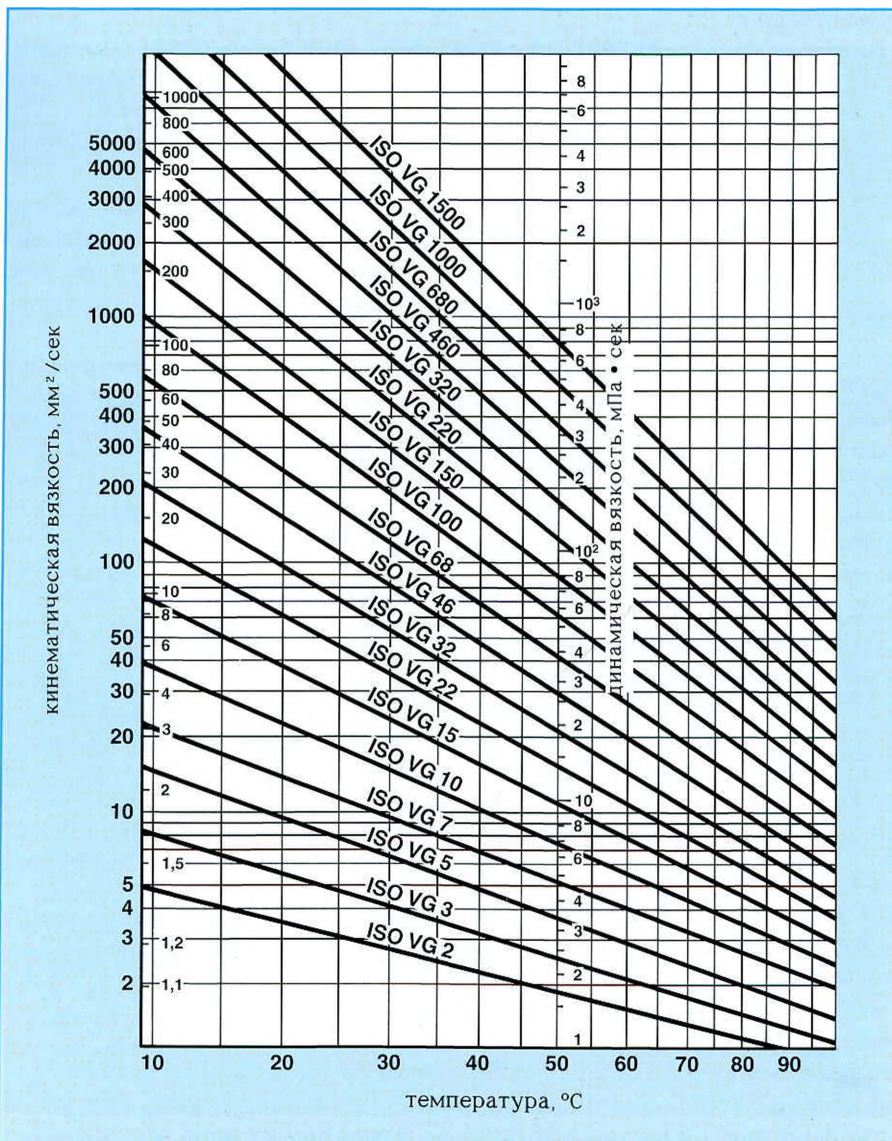
- низкая степень загрязненности твердыми частицами в состоянии поставки,
- хорошая фильтруемость,
- пологая кривая зависимости вязкости от температуры,
- нейтральное действие на материалы.

#### Вязкостная характеристика

Вязкость рабочей жидкости является важным фактором, который следует учитывать при проектировании и эксплуатации гидрофильтров, так как от нее зависит нормальная работа всей системы.

Индекс вязкости определяют по стандарту DIN ISO 2909.

Необходимые для проектирования гидрофильтров вязкостные характеристики жидких смазочных материалов могут быть взяты из стандарта DIN 51519 и приводятся на диаграмме 44.



#### Фильтруемость рабочих жидкостей

В результате присутствия в рабочих жидкостях легирующих присадок или добавки в используемую в гидросистеме рабочую жидкость жидкости другого типа может произойти быстрое засорение фильтрующих элементов. Вследствие этого резко повышается перепад давления на элементе и сокращается срок его службы.

Фильтруемость рабочих жидкостей определяется с помощью контрольных дисков фильтрующего элемента. Предпочтительным является короткое время протекания.

Диаграмма 44: График зависимости вязкости минеральных масел от температуры согласно стандарту DIN 51 519

## 4.2 Рабочие жидкости на основе минеральных масел

На этих жидкостях работает большинство гидросистем. Их описание приводится в разделе 3 главы "Рабочие жидкости".

Базовая конструкция гидрофильтров рассчитана на очистку масел типа HL, HLP и HV, поскольку они наиболее часто используются в гидросистемах. Поэтому при необходимости фильтрации других рабочих жидкостей иногда приходится вносить изменения в корпус фильтра, фильтрующий элемент, фильтровальные принадлежности и уплотнения.

Устройство гидрофильтров, описание которого приводится в разделе 5, относится к очистке масел типа HL, HLP и HV.

Если рабочая жидкость по своим свойствам отличается от этих минеральных масел (например, с точки зрения способности осаждать загрязнители, фильтруемости, вязкостной характеристики), расчет конструкции фильтра выполняется согласно другим условиям.

Например, при очистке масел типа HLP-D, обладающих слабой способностью осажждать загрязнители в гидробаке, рекомендуется устанавливать давление ок. 0,2 бар для фильтров в сливной линии и ок. 0,5 бар для напорных фильтров.

Кроме того, выбранная тонкость фильтрации должна быть по крайней мере на ступень выше приведенной в диаграмме.

## 4.3 Рабочие жидкости на основе растительных масел

Эти рабочие жидкости подвержены биологическому разложению, поэтому их широко используют в системах, к которым предъявляются высокие требования с точки зрения охраны окружающей среды.

Расчет конструкции гидрофильтров выполняется аналогично очистке масел типа HL, HLP и HV. Однако в процессе эксплуатации агрегатов необходимо следить за тем, чтобы в эти жидкости не попадали минеральные масла, так как в противном случае произойдет ухудшение фильтруемости экологических условий.

## 4.4 Рабочая жидкость на синтетической основе

Она используется главным образом в системах, которые предъявляют особые требования к качеству рабочей жидкости. Невозможно дать общие рекомендации по применению серийных гидрофильтров, поэтому при очистке этих жидкостей надо запросить производителя фильтров. Последний при необходимости испытывает жидкость согласно стандарту DIN ISO 2943 с точки зрения совместимости с материалами, из которых изготовлены корпус фильтра

и фильтрующие элементы, и внесет соответствующие изменения.

## 4.5 Трудно воспламеняемая рабочая жидкость

Эти жидкости используются в системах с повышенной пожаро- и взрывоопасностью.

Основные области их применения:

- горные работы,
- машины для литья под давлением,
- гидравлические прессы на предприятиях горячей обработки металлов,
- регулирующие устройства паровых и газовых турбин,
- различные области автомобилестроения, например, обивочные работы,
- системы для химической промышленности.

Марки жидкостей и их свойства представлены в табл. 24 и в разделе 4 главы "Рабочие жидкости".

Устройство серийного фильтра следует изменить, поэтому при очистке таких рабочих жидкостей следует обратиться к производителю фильтров.

Как правило, детали фильтра из алюминия, цинка, кадмия и магния применять нельзя.

Воздух, насыщенный такими жидкостями, может быть агрессивным. В результате имеет место сильная коррозия стальных и чугунных деталей, поэтому следует предотвращать образование воздушных подушек в фильтрах.

Позади фильтра в сливной линии или при использовании магистральных фильтрах, выходная линия которых соединяется с гидробаком, рекомендуется устанавливать обратные клапаны.

Кроме того, все части корпуса, находящиеся в контакте с воздухом, насыщенным этой жидкостью (например, корпус фильтра в сливной линии) должен иметь соответствующее защитное покрытие.

При выборе типоразмера фильтра и тонкости фильтрации необходимо принимать во внимание, что рабочие жидкости этого типа плохо осаждают загрязнители и образуют мыльные осадки.

Расчет конструкции фильтров для очистки трудно воспламеняемых рабочих жидкостей рассматривается в разделе 5.7.

#### 4.6 Рабочая жидкость в виде чистой воды

Вследствие недостатков воды, используемой в качестве рабочей жидкости, ее очень редко применяют в гидросистемах.

Применение серийных фильтров невозможно.

Наименов. жидкости согл. стандартам DIN 51502 и ISO DIS 6071	HFA	HFB	HFC	HFD
Состав	Эмульсия масла в воде или синтетический полимерный раствор	Эмульсия масла в воде	Водный раствор полигликоля	Синтетические безводные фосфатные эфиры или хлористые углеводороды
Содержание воды	выше 80%	выше 40%	выше 35%	ниже 0,1%
Рабочая температура	+ 5 °C до + 55 °C	+ 5 °C до 60 °C	- 20 °C до + 60 °C	- 20 °C до + 150 °C
Кинематическая вязкость	ниже 1,6	46 до 100	22 до 68	15 до 100
Плотность	0,998	0,92 до 1,05	1,04 до 1,09	1,1 до 1,9
Водородный показатель	7 до 10	7 до 10	7,5 до 10	7,5 до 10
Материалы, подвергающиеся агрессивному воздействию	Цинк Алюминий	Цинк Алюминий	Цинк Алюминий Кадмий и магниевые сплавы	
Уплотнительный материал	NBR	NBR	NBR EPDM SBR	FPM EPDM
Примечания	Подвержена воздействию микробов. Высокий механический износ из-за низкой вязкости.	В ФРГ не применяется	Плохая способность к осаждению загрязнителей. Чувствительна к попаданию минеральных масел.	Не смешивается с водой. Чувствительна к попаданию влаги.

Таблица 24. Свойства трудно воспламеняемых рабочих жидкостей



#### 4.7 Загрязненность твердыми частицами

Загрязненность рабочей жидкости твердыми частицами подразделяется на классы.

В настоящее время имеется 5 систем классификации:

- SAE 749 D,
- ISO DIS 4406,
- CETOP RP 70 H,
- NAS 1638,
- MIL STD 1246 A.

Сопоставление этих систем классификации производится в табл. 25.

Классы загрязненности показывают, сколько частиц определенного размера содержится в 100 мл рабочей жидкости.

Определение класса загрязненности производится путем подсчета и сопоставления по величине твердых загрязнителей. Для этого используют микроскоп или электронный счетчик частиц. Электронный счетчик позволяет получить более объективные результаты, чем микроскоп. Начиная с концентрации загрязнителя ок. 20 мг/л или при сильном помутнении жидкости загрязненность можно определять только с помощью взвешивания загрязнителя (гравиметрический анализ).

Таким способом отдельные твердые загрязнители классифицировать невозможно.

ISODIS 4406 или Cetop RP70H	Число ча- стиц раз- мер. менее 10 мкм в 1 мл жидк.	ACFTD Содер- жание частиц, мг/л	MILSTD 1246A (1967 г)	NAS 1638 (1964 г)	SAE 749D (1963 г)
26/23	140000	1000			
25/23	85000		1000		
23/20	14000	100	700		
21/18	4500			12	
20/18	2400		500		
20/17	2300			11	
20/16	1400	10			
19/16	1200			10	
18/15	580			9	6
17/14	280		300	8	5
16/13	140	1		7	4
15/12	70			6	3
14/12	40		200		
14/11	35			5	2
13/10	14	0,1		4	1
12/9	9			3	0
11/8	5			2	
10/8	3		100		
10/7	2,3			1	
10/6	1,4	0,01			
9/6	1,2			0	
8/5	0,6			00	
7/5	0,3		50		
6/3	0,14	0,001			
5/2	0,04		25		

Таблица 25: Сопоставление классов чистоты

**Структура стандарта ISO DIS 4406**

Как показано на *диаграмме 45*, по оси ординат отложены размеры частиц, по оси абсцисс - количество частиц и кодовые номера классов.

Степень загрязненности рабочей жидкости согласно стандарту ISO DIS 4406 выражается двумя числами.

Они показывают соответственно количество твердых частиц размером больше 5мкм и 15мкм, содержащихся в 100 мл контрольной жидкости.

Чтобы определить степень загрязненности согласно стандарту ISO DIS 4406, в пробе жидкости объемом 10 мл вначале подсчитывают все частицы размером больше 5мкм и определяют соответствующий номер класса. Затем подсчитывают количество всех частиц размером более 15мкм и также определяют номер класса (*см. пример на диаграмме 45*).

С помощью полученных номеров классов составляется обозначение пробы.

В *табл. 26* представлены классы чистоты и соответствующие сокращенные обозначения.

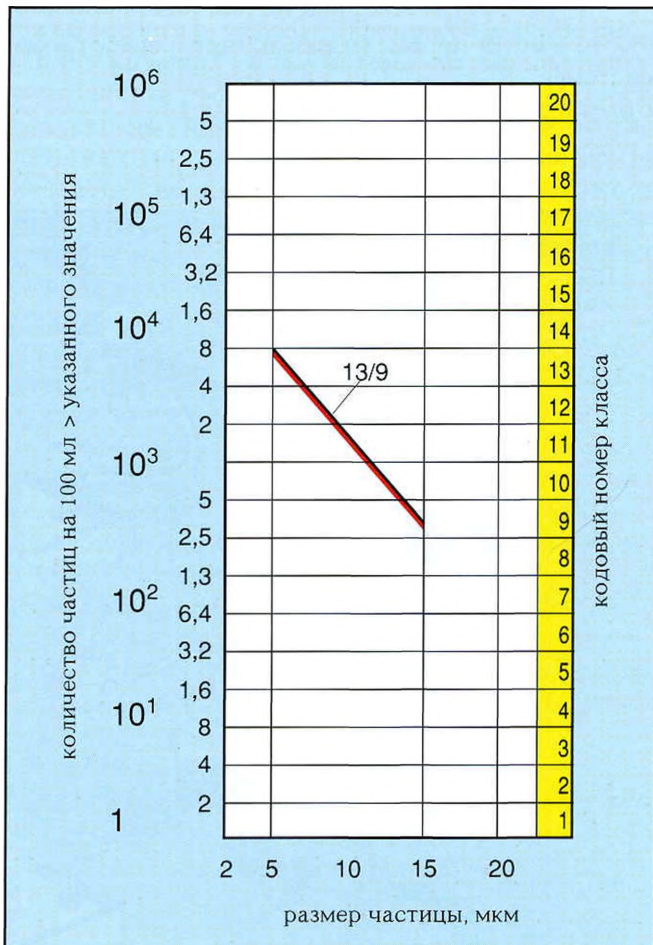


Диаграмма 45: Классы чистоты согласно стандарту ISO DIS 4406

Кодовый номер класса	Количество частиц на 100 мл			
	крупнее 5 мкм		крупнее 15 мкм	
	больше	до	больше	до
20/17	500 k	1M	64 k	130 k
20/16	500 k	1M	32 k	64 k
20/15	500 k	1 M	16 k	32 k
20/14	500 k	1 M	8 k	16 k
19/16	250 k	500 k	32 k	64 k
19/15	250 k	500 k	16 k	32 k
19/14	250 k	500 k	8 k	16 k
19/13	250 k	500 k	4 k	8 k
18/15	130 k	250 k	16 k	32 k
18/14	130 k	250 k	8 k	16 k
18/13	130 k	250 k	4 k	8 k
18/12	130 k	250 k	2 k	4 k
17/14	64 k	130 k	8 k	16 k
17/13	64 k	130 k	4 k	8 k
17/12	64 k	130 k	2 k	4 k
17/11	64 k	130 k	1 k	2 k
16/13	32 k	64 k	4 k	8 k
16/12	32 k	64 k	2 k	4 k
16/11	32 k	64 k	1 k	2 k
16/10	32 k	64 k	500	1 k
15/12	16 k	32 k	2 k	4 k
15/11	16 k	32 k	1 k	2 k
15/10	16 k	32 k	500	1 k
15/9	16 k	32 k	250	500
14/11	8 k	16 k	1 k	2 k
14/10	8 k	16 k	500	1 k
14/9	8 k	16 k	250	500
14/8	8 k	16 k	130	250
13/10	4 k	8 k	500	1 k
13/9	4 k	8 k	250	500
13/8	4 k	8 k	130	250
12/9	2 k	4 k	250	500
12/8	2 k	4 k	130	250
11/8	1 k	2 k	130	250

Таблица 26: Классы чистоты и соответствующие сокращенные обозначения

### Структура стандарта NAS 1638

Этот стандарт предусматривает 5 диапазонов размеров частиц. Для каждого диапазона в каждом классе допускается максимальное количество частиц.

Класс	5-15 мкм	15-25 мкм	25-50 мкм	50-100 мкм	> 100 мкм
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

Таблица 27: Классы загрязненности согласно стандарту NAS 1638  
Максимальное количество частиц загрязнителя на 100 мл рабочей жидкости

### Класс загрязнения согласно стандарту SAE 749 D

Из-за сравнительно небольшого числа ступеней (от 9 до 580 частиц/мл) эта система классификации почти не применяется.

### Класс загрязнения согласно стандарту MIL STD 1246 A

Этот стандарт применяется в особых случаях. В промышленности он не играет почти никакой роли.

## 4.8 Определение загрязненности системы

Загрязненность твердыми загрязнителями определяется путем взятия и анализа проб жидкости из гидросистемы.

С помощью анализа можно определить:

- загрязненность твердыми загрязнителями рабочей жидкости, полученной у поставщика,
- эффективность работы используемых гидрофильтров,
- продолжительность промывки системы во время ввода в действие,
- в процессе постоянного контроля загрязненности можно судить о состоянии гидросистемы и возможных повреждениях гидравлических элементов.

### Способы взятия проб (рис. 92)

- Взятие пробы из потока жидкости (Динамическое взятие проб)

Место взятия пробы: находящиеся в эксплуатации системы, в которых создается турбулентное течение. См. стандарт ISO 4021.

- Взятие пробы жидкости в состоянии покоя (Статическое взятие проб)

Место взятия пробы: гидробак (при неработающей системе).

См. стандарт CETOP RP 95 H, раздел 3.

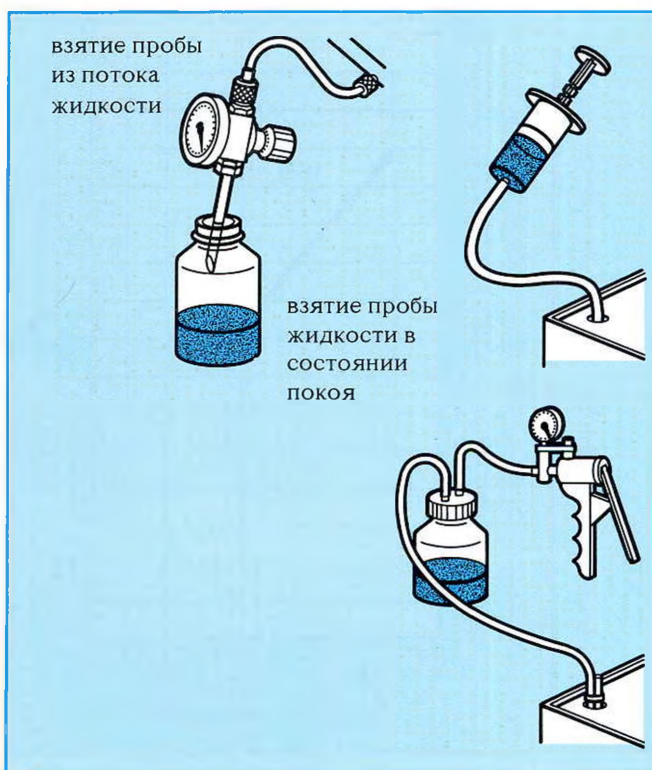


Рис. 92: Способы взятия проб

## Процесс взятия проб жидкости

### Общие положения

- Перед взятием пробы тщательно промыть чистым растворителем устройство для взятия проб.
- Разрешается использовать только такие баллоны для взятия проб, которые промыты чистым растворителем.
- Перед взятием пробы удалить остатки растворителя.
- Непосредственно перед взятием пробы промыть устройство 2 литрами рабочей жидкости, применяемой в гидросистеме.
- Взять нулевую пробу.  
Эта проба для анализа не используется, так как она не дает полного представления о загрязненности системы.
- Наполнить новый, чистый баллон исследуемой жидкостью. При этом можно лишь приподнять защитную пленку баллона.

### Анализ качества проб

Качество пробы обычно анализируют с помощью электронного счетчика частиц.

Из-за высокой стоимости таких счетчиков и необходимости их постоянной проверки эти приборы можно встретить только на крупных предприятиях, эксплуатирующих гидросистемы, на заводах-изготовителях гидрофильтров и в институтах. Из этого следует, что пробы жидкости приходится отправлять на одно из перечисленных предприятий, и, следовательно, непосредственный анализ на месте взятия пробы невозможен (рис. 94).

Поэтому с целью быстрой приблизительной оценки качества проб жидкости на месте устанавливаются мониторы или видеоконтрольные устройства. Они позволяют производить грубый анализ загрязненности с помощью микроскопа и делать выводы об эксплуатационном состоянии гидросистемы.

Достоверность результатов анализа в значительной степени зависит от работника, производившего взятие проб. Поэтому в процессе взятия проб должен участвовать только специально обученный персонал, имеющий опыт в этой области.

Ошибки, допущенные во время проб, очень отрицательно сказываются при определении класса чистоты согласно стандарту NAS 6, поэтому измерение частиц рекомендуется производить на месте с целью исключения ошибок при взятии проб.

Для таких случаев имеются передвижные лаборатории, которые могут выполнять такие измерения в рамках службы сервиса (рис. 93).



Рис. 93: Передвижная лаборатория для измерения на месте



Рис. 94: Исследование пробы масла в лаборатории завода-изготовителя фильтров



Рис. 95: Чемодан с аппаратурой для взятия проб

## 5. Расчет конструкции гидрофильтров

### 5.1 Общие сведения

Каждый из установленных в гидросистеме гидрофильтров создает потерю давления, которая постоянно увеличивается. Такая потеря позволяет делать выводы о работоспособности гидрофильтра. Выбор фильтра и его правильная установка в гидросистеме должны производиться столь же тщательно и требуют такого же опыта, как выбор остальных элементов гидросистемы. Гидрофильтры обязательно должны оснащаться указателем загрязненности, что позволяет контролировать перепад давления на фильтрующем элементе.

При выборе подходящего гидрофильтра следует руководствоваться следующими оценочными критериями:

- заданная тонкость фильтрации,
- избыточное рабочее давление,
- число рабочих циклов,
- степень очистки,
- поглощающая способность фильтрующего элемента,
- место установки гидрофильтра.

Правильный выбор типоразмеров фильтров обеспечивает следующие преимущества:

- высокая надежность системы,
- увеличение срока службы элементов и рабочей жидкости,
- сокращение простоев, уменьшение расхода запасных частей.

Преимущества и недостатки отдельных типов фильтров представлены в табл. 28.

Тип	Преимущества	Недостатки
Напорный фильтр	Фильтрация производится непосредственно перед защищаемыми элементами системы. Гарантируется требуемый класс чистоты рабочей жидкости.	Дорогостоящий корпус фильтра и фильтрующий элемент. Сложная констр. элемента, поскольку требуется высокая прочность из-за переп. давления. Насос не защищ. При использов. фильтров односторон. действия приход. останавл. систему для смены фильтр. элем..
Фильтр в сливной линии	фильтрация всего обратного потока жидкости. Загрязнения из системы не попадают в гидробак. Дешевый корпус фильтра и фильтрующий элемент. Возможно использование фильтра больших размеров.	Необходимость использов. дополнительного напорн. фильтра для защиты дорогих узлов, напр., сервоклап.. Требуется устан. в фильтр байпасного клапана. Если элементы не обладают достаточной прочностью при перепадах давления, создается опасн. их разрушения под действием пульсирующих нагрузок. При использ. фильтров одностор. действ. приход. останавл. систему для смены фильтр. элем..
Фильтр в байпасной линии	Равномерная фильтрация, не зависящая от рабочего процесса. Оптимальн. использов. поглощающей способности фильтрующ. элемента. Дешевый корпус фильтра и фильтрующий элемент. При смене фильтрующего элемента система не останавливается. Возможн. дополнительн. установки.	Необходимость использования напорного фильтра для защиты дорогих узлов, например, сервоклапанов. Повышенное потребление энергии системой из-за применения дополнительного насоса. Увеличение капиталовложений на приобретение гидросистемы. Увеличение времени фильтрации из-за циклического поступления большого количества загрязнителя.
Фильтр в линии всасывания	Фильтрация жидкости, всасываемой насосом.	Тонкая фильтрация невозможна. Плохие условия очистки фильтра. Обязательная герметизация насоса для предотвращения разряжения.

Таблица 28: Типы гидрофильтров, их преимущества и недостатки

## 5.2 Установка фильтров в гидросистемах

Установка фильтров в системе циркуляции жидкости зависит от задачи, выполняемой фильтрами (рис. 96).

### Защита рабочей жидкости от загрязнения

Эта задача решается путем использования фильтров в сливной линии или фильтровальных установок в байпасной линии гидросистемы. При расчете конструкции необходимо соблюдать требуемый класс чистоты жидкости.

### Защита элементов гидросистемы чувствительных к загрязнению

Чтобы обеспечить максимальную защиту элементов гидросистемы, фильтр должен находиться как можно ближе к соответствующему элементу. При этом в процессе расчета конструкции фильтров следует учитывать избыточное рабочее давление и тонкость фильтрации, предписанные производителем элементов гидросистемы.

### Защита гидросистемы от загрязнителей, попадающих из окружающей среды

Задача этих фильтров состоит в том, чтобы предотвращать попадание в рабочую жидкость загрязнителей из окружающей среды.

В процессе расчета конструкции следует учитывать количество и степень загрязненности воздуха, проходящего через фильтр в пульсирующем режиме.

### Защита гидросистемы при выходе из строя ее элементов

Задача этих фильтров состоит в том, чтобы предохранить гидросистему от сильного загрязнения в случае выхода из строя ее элементов. Это позволяет снизить затраты на ремонт и техническое обслуживание.

При монтаже фильтров в гидросистеме их следует располагать в хорошо доступных местах; необходимо обеспечить удобную смену фильтрующих элементов и легкое считывание показаний указателя загрязненности в любое время.

Неправильно выбранное положение фильтров затрудняет техническое обслуживание, в результате чего фильтр не в состоянии полностью оправиться с поставленной перед ним задачей.

### Фильтры с байпасным клапаном

Установленные в фильтры байпасные клапаны выполняют следующие функции:

- Защита фильтрующего элемента от разрушения под действием недопустимо высокого перепада давления на элементе.

Высокий перепад давления может возникнуть из-за забивания элемента в результате засорения или как следствие повышенной вязкости рабочей жидкости при холодном запуске.

- Предупреждение ошибочных включений узлов гидросистемы.

Слишком высокие перепады давления на фильтрующем элементе могут привести к ошибочным включениям клапанов, особенно при использовании фильтров в сливной линии, и неконтролируемой работе гидроцилиндров, а также вызвать повреждение уплотнений.

При монтаже байпасных клапанов следует соблюдать следующие правила.

- Во время открытия байпасного клапана происходит снижение эффективности очистки. Когда байпасный клапан полностью открыт, фильтр отключается, и защита гидравлических узлов не обеспечивается.
- Для своевременного технического обслуживания фильтров абсолютно необходима установка указателей загрязненности.
- Замену фильтрующего элемента надо производить немедленно после поступления сигнала указателя загрязненности.

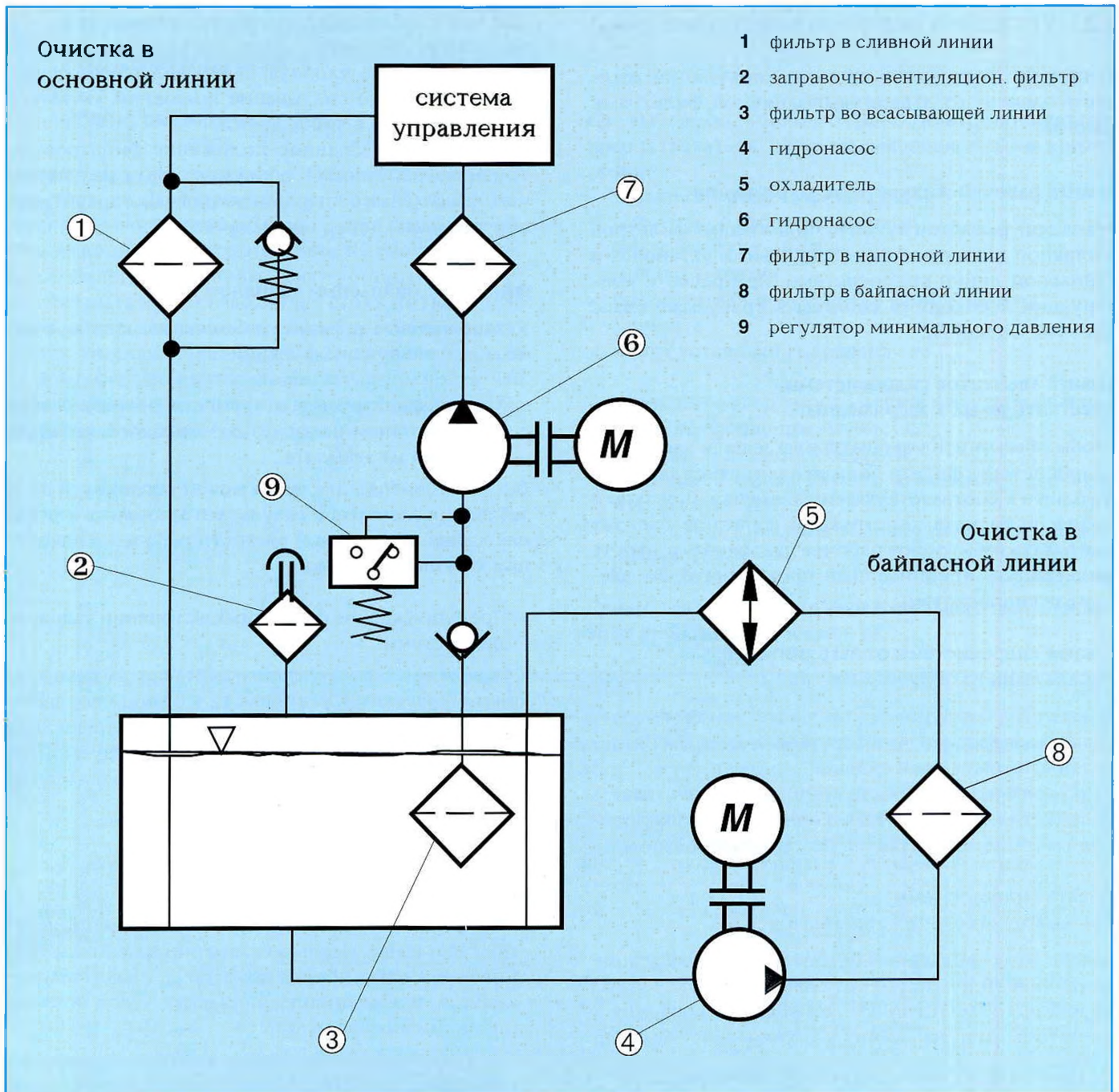


Рис. 96: Схема установки фильтров в гидросистеме

### 5.2.1 Фильтры в основной линии

Эти фильтры производят очистку рабочей жидкости, циркулирующей в главном контуре гидросистемы.

Используются следующие типы фильтров

#### Фильтры во всасывающей линии

Эти фильтры устанавливаются между гидробаком и гидронасосом. Их задача заключается в защите гидронасоса от крупных загрязнителей. Во избежание кавитационных повреждений гидронасоса эти фильтры можно оснащать только сетчатыми элементами грубой очистки. Кроме того, между насосом и

фильтром должен быть установлен регулятор минимального давления, который отключает насос при достижении определенного низкого давления. Вследствие невысокого перепада давления фильтр во всасывающей линии не в состоянии обеспечить тонкую фильтрацию.

#### Фильтры в напорной линии

Такие фильтры устанавливаются между гидронасосом и элементами гидросистемы. С целью защиты этих элементов фильтры не должны иметь байпасного клапана. Задача фильтров состоит в том, чтобы обеспечить класс загрязненности рабочей жидкости, необходимый для нормальной работы элементов системы, например, сервоклапанов.

**Фильтры в сливной линии**

Эти фильтры должны очищать рабочую жидкость, возвращающуюся в гидробак. При расчете параметров фильтров в сливной линии следует учитывать весь объемный расход обратного потока жидкости. При использовании дифференциальных цилиндров или гидроаккумуляторов этот расход может быть гораздо выше, чем установленная объемная подача насоса.

**Принцип расчета конструкции фильтра**

Выбранная тонкость фильтрации должна быть одинаковой применительно ко всем используемым в гидросистеме фильтрам - фильтрам в напорной и сливной линии, а также к воздушным фильтрам

**Классификация фильтров в соответствии с постановкой задачи**

С точки зрения соответствия требованиям экономичности гидросистем гидрофильтры разделяют на рабочие и защитные (рис. 97).

**Воздушные фильтры**

Задача этих фильтров состоит в очистке воздуха, поступающего в гидробак.

- 1 защитный фильтр (фильтр в напорной линии)
- 2 рабочий фильтр (фильтр в сливной линии)
- 3 рабочий фильтр (фильтр в байпасной линии)
- 4 воздушный фильтр

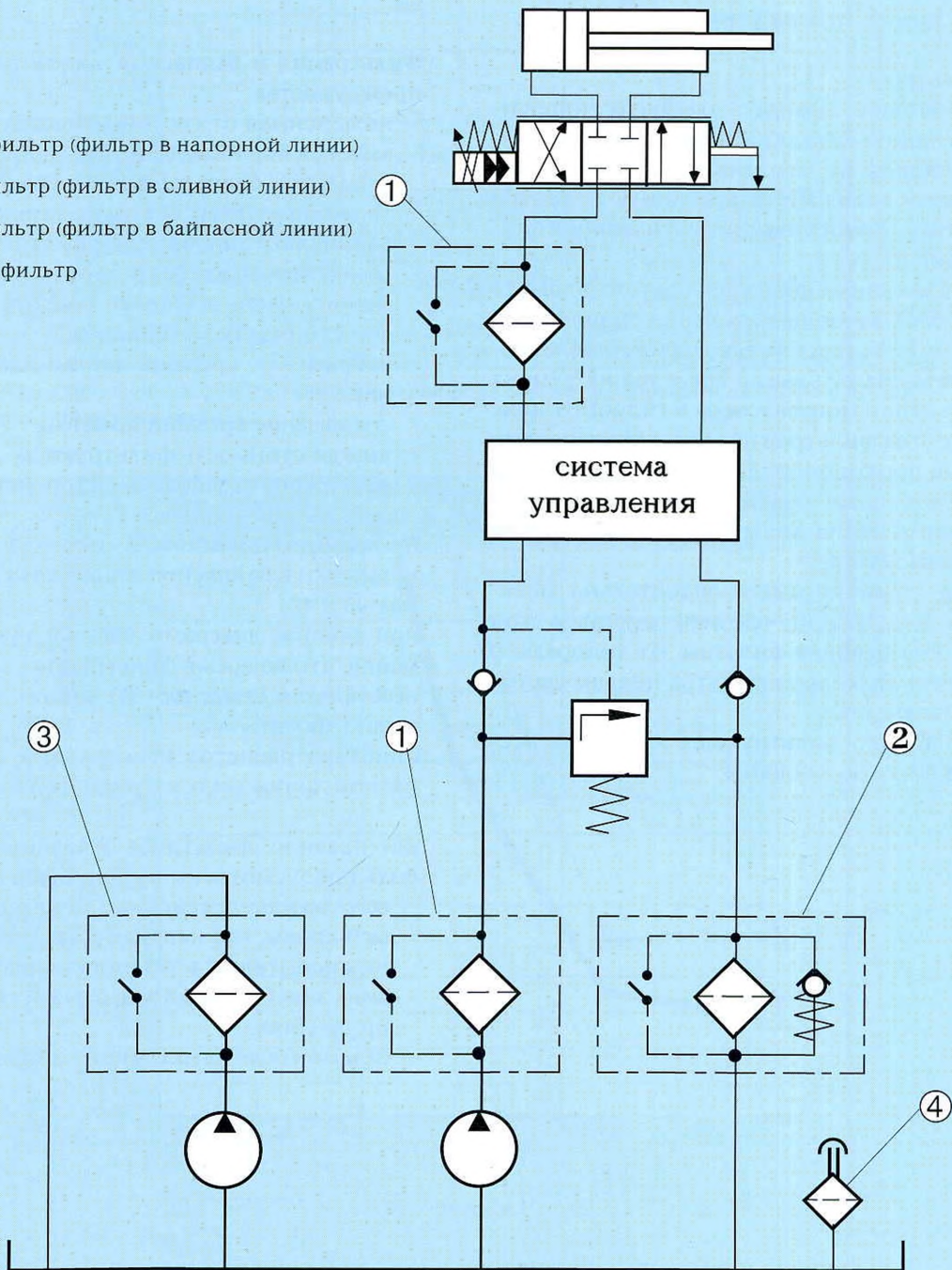


Рис. 97: Упрощенная гидросхема с рабочими и защитными фильтрами



### Рабочие фильтры

К рабочим относятся фильтры в сливной и напорной линии с байпасным клапаном, а также фильтры в байпасной линии.

Рабочие фильтры оснащаются фильтрующими элементами, рассчитанными на низкое давление. Такая конструкция элемента позволяет использовать большую фильтрующую поверхность, то есть обеспечивает высокую поглощающую способность.

Для оптимального выполнения своих функций фильтры в сливной и напорной линиях, которые используются в качестве рабочих фильтров, должны быть установлены в зоне максимального объемного расхода гидросистемы и имеют значительные размеры. При необходимости эти фильтры могут монтироваться в линиях отвода утечек масла.

### Защитные фильтры

Эти фильтры обязаны защищать элементы гидросистемы от внезапного выхода из строя из-за сильного загрязнения твердыми загрязнителями. Из этого следует, что они должны отфильтровывать только те частицы, которые могут вызвать мгновенное блокирование элементов.

Вторая задача защитных фильтров состоит в защите от загрязнения в случае повреждения гидронасоса или гидромотора. Установка таких фильтров помогает сэкономить значительные средства на ремонт при выходе из строя гидронасосов и гидромоторов. При установке этих фильтров перед сервоклапанами или клапанами пропорционального регулирования они должны быть расположены таким образом, чтобы предотвратить отрицательные пики давления на фильтрующем элементе.

Фильтрующие элементы имеют значительно меньшую тонкость фильтрации, чем действующие в этой же гидросистеме рабочие фильтры. Их типоразмер может быть меньше, корпус фильтра не оснащается байпасным клапаном.

Применяются только фильтрующие элементы, рассчитанные на высокое давление.

### 5.2.2 Фильтры в байпасной линии

Задача этих фильтров состоит в очистке рабочей жидкости, находящейся в рабочем баке, в процессе циркуляции.

В большинстве случаев применяются фильтровальные установки, состоящие из насоса, фильтра и масляного охладителя.

Преимущества фильтров в байпасной линии заключается в том, что они могут работать независимо от рабочего цикла гидросистемы, и через фильтрующие элементы постоянно проходит постоянный поток жидкости.

Замедляется процесс старения рабочей жидкости, в результате чего заметно повышается срок ее службы.

Фильтрация в байпасной линии имеет следующие преимущества:

- независимая от системы очистка,
- высокая поглощающая способность фильтрующих элементов благодаря прохождению через фильтрующий элемент без пульсации постоянного ограниченного количества жидкости,
- смена элементов без остановки двигателя,
- значительная экономия средств благодаря низкой стоимости материалов,
- сокращение времени технического обслуживания,
- сокращение времени простоя,
- низкая стоимость фильтрующих элементов,
- возможность заправки гидросистемы.

Производительность очистки фильтровальной установки в байпасной линии показана на *диаграммах 46 и 47*.

При анализе диаграмм следует принимать во внимание, что во время фильтрации резиноштамповочный пресс и стенд для испытания насосов продолжали работать.

Описание расчетов конструкции фильтров в байпасной линии дается в *разделе 5.6.2*.

Как правило, фильтры в байпасной линии должны быть предусмотрены в следующих случаях:

- если ожидается сильное загрязнение из окружающей среды, как например, на стендах для серийных испытаний, в установках, работающих в условиях значительной запыленности, в очистных сооружениях,
- при монтаже автономной системы циркуляции.

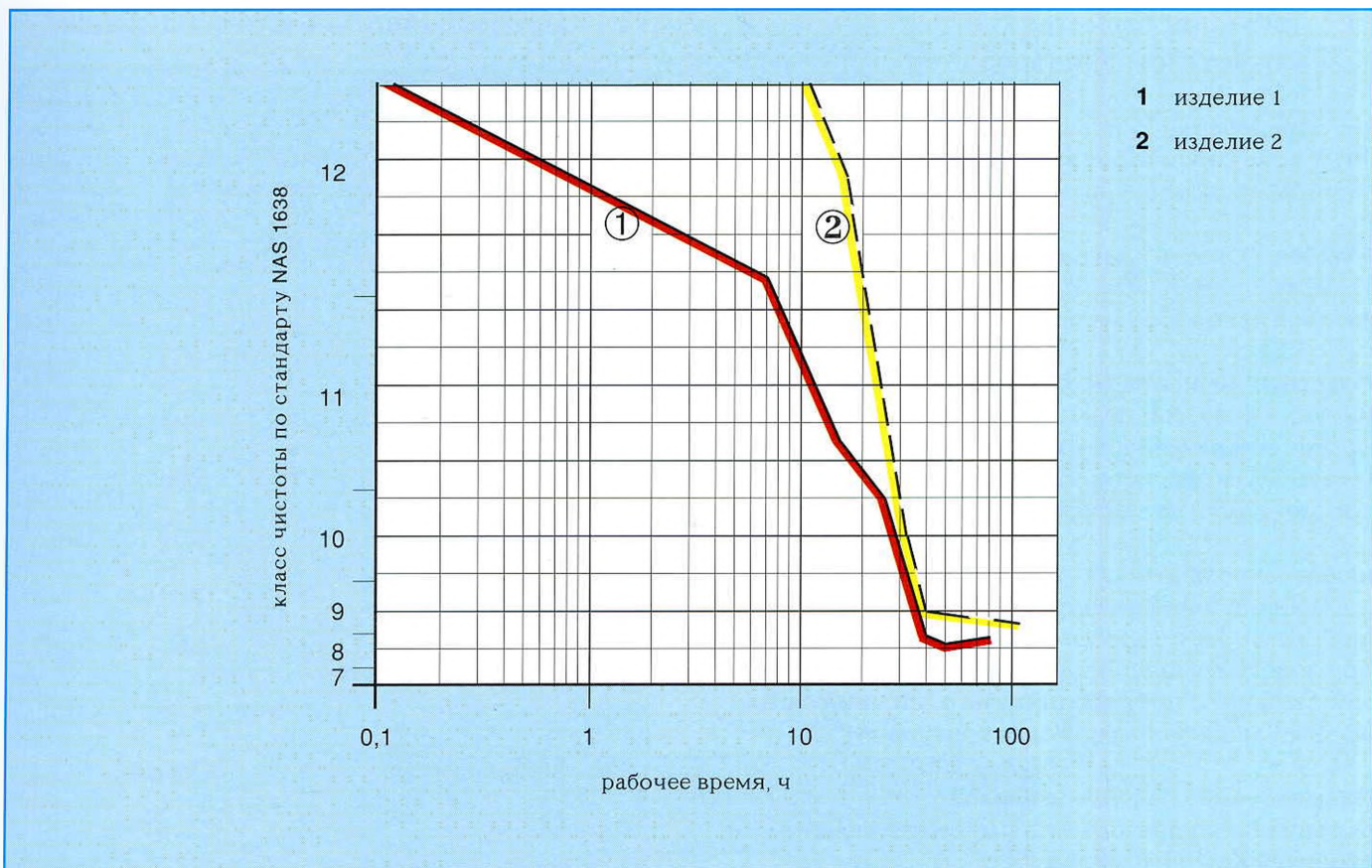


Диаграмма 46: Производительность очистки фильтровальной установки в байпасной линии на стендах для серийных испытаний

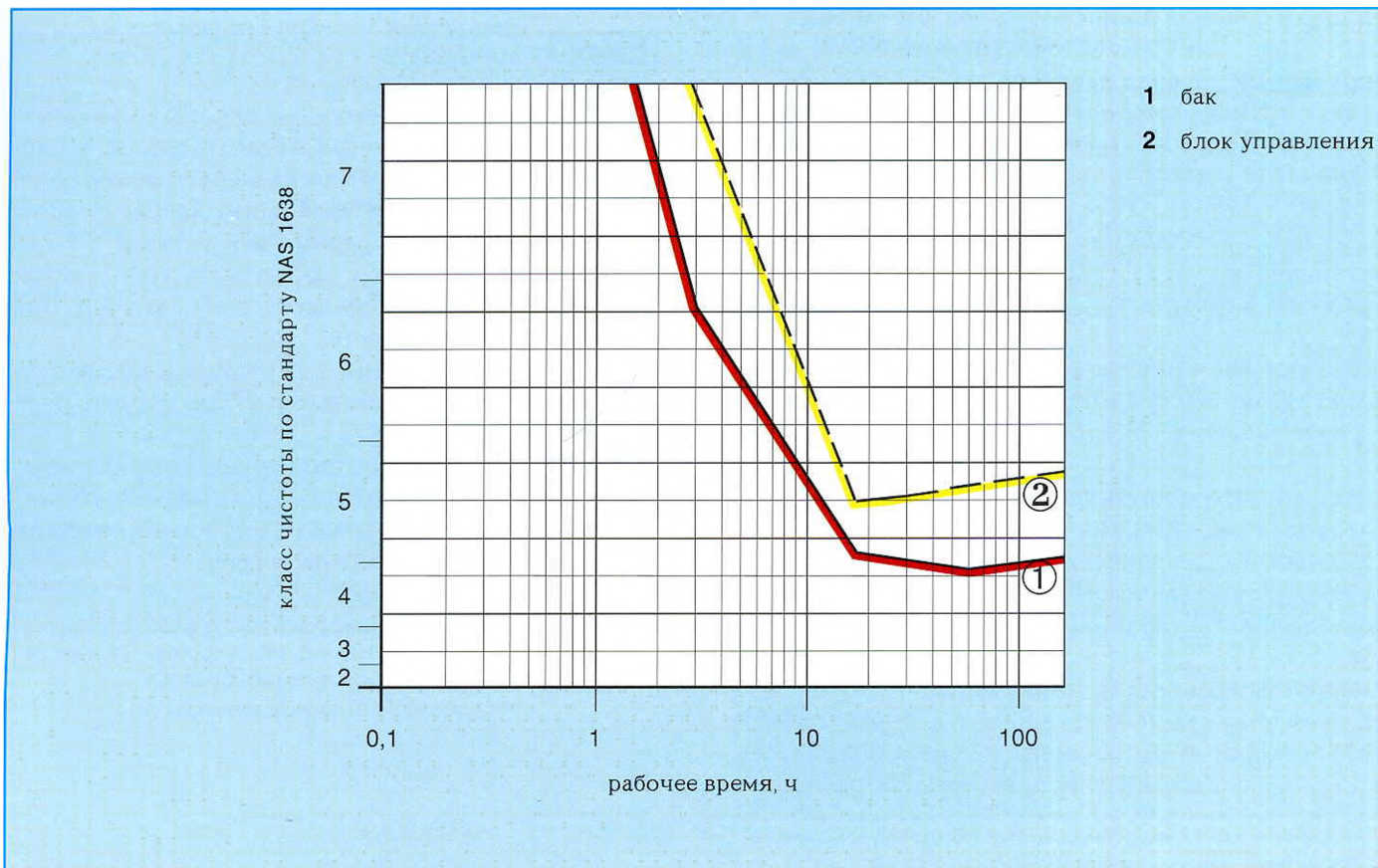


Диаграмма 47: Производительность очистки фильтровальной установки на резиноштамповочном прессе

### 5.3 Критерии расчета параметров фильтров

При определении типоразмера, тонкости фильтрации и конструкции фильтра следует руководствоваться следующими критериями.

#### Чувствительность к загрязнению

элементов гидросистемы с учетом тонкости фильтрации и требуемого класса чистоты.

#### Область применения гидросистемы

При этом надо принимать во внимание возможную степень загрязненности окружающего воздуха. Эксплуатация гидросистемы в лабораторных условиях или, например, на металлургическом заводе.

#### Определение объемного расхода жидкости, проходящей через фильтр

Временами этот расход может быть выше максимальной объемной подачи насоса (в частности, при использовании дифференциальных цилиндров или сливных линий с несколькими контурами).

#### Рекомендуемое падение давления на применении чистого фильтрующего элемента и рабочей вязкости жидкости

(в корпусе и на фильтрующем элементе)

Напорный фильтр без байпаса: ок. 0,1 бар.  
 Напорный фильтр с байпасом: ок. 0,5 бар.  
 Фильтр в сливной линии: ок. 0,3 - 0,5 бар.

#### Допустимый перепад давления

на фильтрующем элементе должен соответствовать условиям эксплуатации системы на участке монтажа фильтра.

#### Гарантия совместимости фильтровального материала

с рабочей жидкостью.

#### Расчетное давление в корпусе фильтра

Необходимо обеспечить длительную прочность корпуса фильтра.

#### Выбор конструкции фильтра

Следует определить тип указателя загрязненности (оптический, электрический, электронный).

Запрещается установка байпасного клапана на напорные фильтры, выполняющих защитные функции.

#### Рабочая или расчетная температура

Рабочая вязкость рабочей жидкости, определяемая на основании этих параметров, является важным фактором при выборе типоразмера фильтра.

### 5.4 Определение точности фильтрации

Элементы гидросистемы	Класс чистоты по стандарту		Рекомендуемая абсолютная тонкость фильтрации, мкм
	NAS 1638	ISO DIS 4406	
Шестеренчатые насосы	10	19/15	20
Цилиндры	10	19/15	20
Гидрораспределители	10	19/15	20
Предохранит. клапаны	10	19/15	20
Дроссельные клапаны	10	19/15	20
Поршневые насосы	9	18/14	10
Шибберные насосы	9	18/14	10
Напорные клапаны	9	18/14	10
Клап. пропорц. регул.	9	18/14	10
Сервоклапаны	7	17/13	5
Сервоцилиндры	7	17/13	5

Таблица 29: Рекомендуемая абсолютная тонкость фильтрации применительно к различным элементам гидросистемы

Класс чистоты гидросистемы зависит от класса чистоты, который требуется применительно к наиболее чувствительному к загрязнению элементу системы. "Наиболее чувствительный элемент" определяет тонкость фильтрации всей системы.

Для достижения класса чистоты следует использовать фильтрующие элементы с абсолютной тонкостью фильтрации ( $\beta_x \geq 100$ ).

Выбор нужной тонкости фильтрации и соответствующих фильтрующих элементов можно сделать с помощью табл. 29, 30 и 31.

Эффективность очистки в гидросистеме представлена на диаграмме 48. Кроме того, на диаграмме отчетливо показано резкое усиление загрязнения рабочей жидкости при отсутствии фильтров.

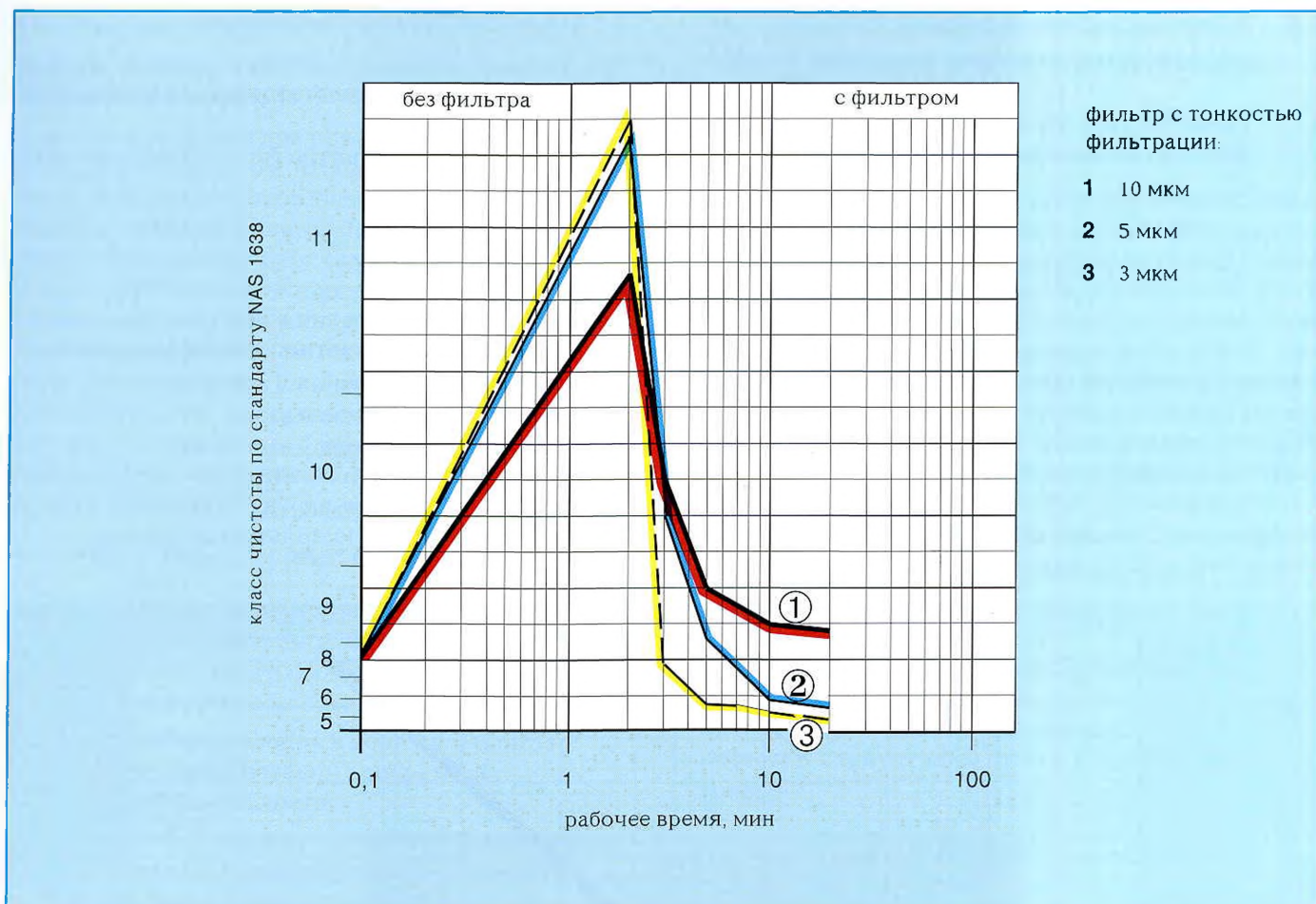


Диаграмма 48: Класс чистоты, достигаемый при использовании фильтров с абсолютной тонкостью фильтрации

Гидросистемы	Рекомендуемая абсолютн. тонкость фильтрац. ( $\beta_x \geq 100$ )	Достигаемый класс чистоты согласно стандартам	
		NAS1638 при разм. част. боль. > 5 мкм	ISODIS 4406
Системы с сервоклапанами	5	7	17/13
Системы с регулирующими клапанами	5	7 до 8	17/13
Системы с клапанами пропорц. регулиров.	10	9	18/14
Стандартные системы	10 до 20	9 до 10	18/14

Таблица 30: Определение рекомендуемой тонкости фильтрации для гидросистем с элементами фирмы "Рексрот"

### 5.4.1 Выбор фильтрующих элементов

Область применения	Тонк. фильтр мкм	Тип элемента фирмы "Рексрот"	Допуст. перепад давления	Примечания	
Рабоч. фильтры, фильтры в байпасн. линии, фильтры в слив. лин., напорные фильтры с байпасн. клап.	3	... R 003 BN/HC	30 бар		
	3	... D 003 BN/HC			
	5	... R 005 BN/HC			
	5	... D 005 BN/HC			
	10	... R 010 BN/HC			
	10	... D 010 BN/HC			
Защитный фильтр напорные фильтры с байпасным клапаном	20	... R 020 BN/HC	210 бар	Дополнительные значения тонкости фильтрации следует запросить у изготовителя	
	20	... D 020 BN/HC			
	25	... D 025 W			30 бар
	25	... D 025 T			210 бар
	50	... D 050 W	30 бар		
	50	... D 050 T	210 бар		
	100	... D 100 W	30 бар		
	100	... D 100 T	210 бар		

Таблица 31: Выбор фильтрующих элементов в зависимости от области применения и требуемой абсолютной тонкости фильтрации

## 5.5 Влияние рабочей жидкости на выбор параметров фильтра

### 5.5.1 Вязкость рабочей жидкости

(Кинематическая вязкость жидкости)

Представленные в проспектах характеристические кривые, относящиеся к корпусу фильтра и фильтрующим элементам, построены с учетом вязкости рабочей жидкости 30 мм<sup>2</sup>/сек. Если расчетная (как правило, рабочая) вязкость отличается от этой эталонной вязкости, потеря давления на фильтрующем элементе (данные на диаграмме) должна быть пересчитана с учетом рабочей вязкости.

Пересчет производится с использованием коэффициента повышения вязкости  $f_1$ .

Коэффициент повышения вязкости  $f_1$  может быть взят из диаграммы 49.

### 5.5.2 Плотность рабочей жидкости

При расчете потери давления в корпусе фильтра необходимо принимать во внимание плотность рабочей жидкости.

Потеря давления в корпусе фильтра определяется по формуле:

$$\Delta p_{GB} = \Delta p_{GP} \cdot \frac{\rho_B}{\rho_P}$$

$\Delta p_{GB}$  = перепад давления в корпусе при использовании конкретной рабочей жидкости,

$\Delta p_{GP}$  = перепад давления в корпусе по данным проспекта,

$\rho_P$  = плотность жидкости, указанная в проспекте,

$\rho_B$  = плотность жидкости, при которой используется фильтр.

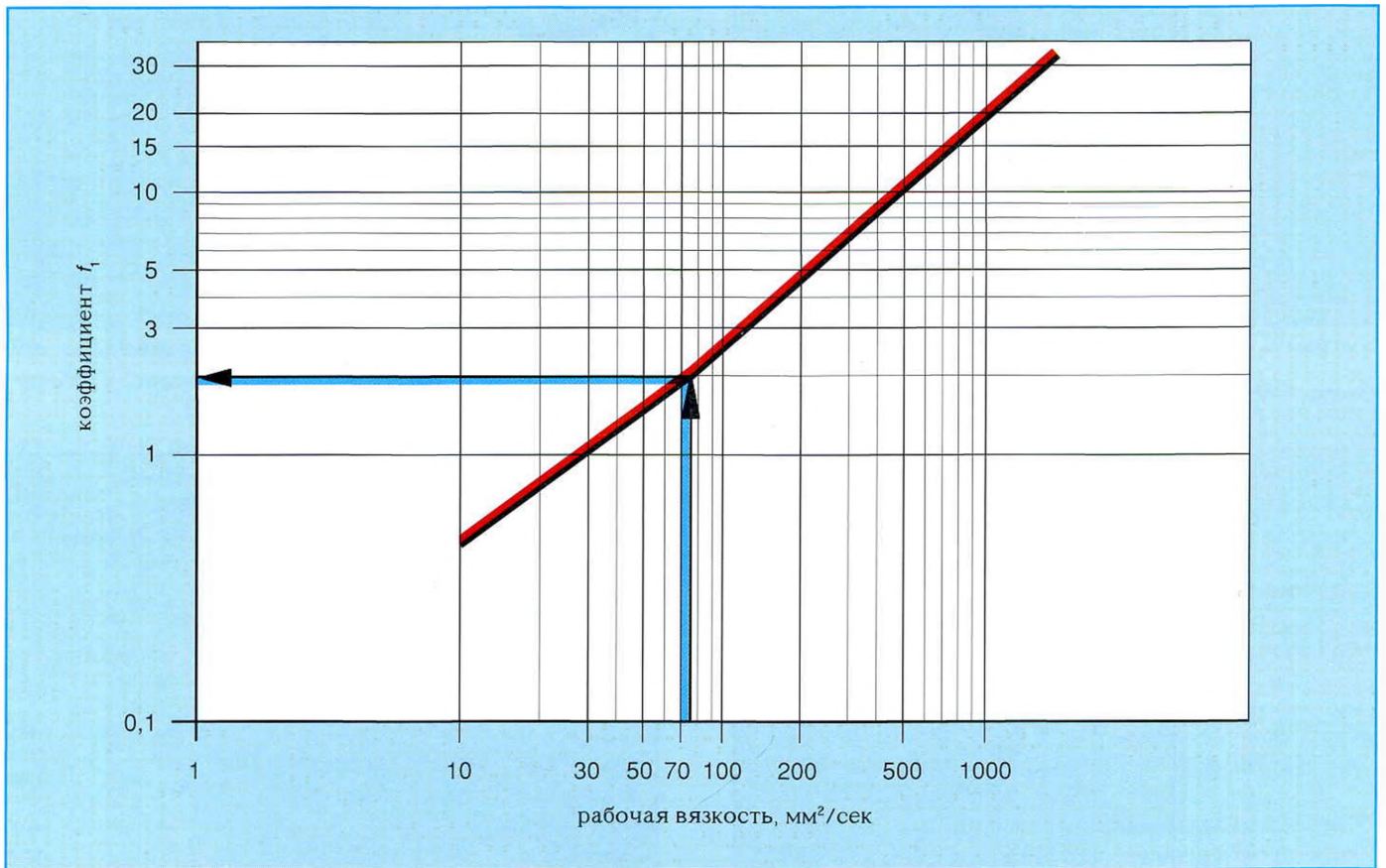


Диаграмма 49: Графическое переставление коэффициента повышения вязкости  $f_1$

## 5.6 Определение типоразмера фильтра

### 5.6.1 Расчет параметров фильтра в основной линии

Цель, преследуемая при определении типоразмера фильтра, состоит в том, чтобы добиться равновесия между попаданием загрязнений в систему и их удалением с помощью фильтра. При этом следует обеспечить экономичный срок службы фильтра.

Поэтому при выборе типоразмеров фильтров необходимо учитывать степень загрязненности окружающей среды, а также осмотр и техническое обслуживание гидросистемы. Влияние окружающей среды учитывается с помощью введения коэффициента  $f_2$ . Значения коэффициента  $f_2$  приводятся в табл. 32. Определение допустимой потери давления на фильтре производится по следующей формуле:

$$\Delta p_{Ges} = (\Delta p_{GB} + f_1 \cdot \Delta p_E) \cdot f_2$$

$\Delta p_{Ges}$  = полный перепад давления на фильтре при рабочей температуре использования чистого фильтрующего элемента и эффективном объемном расходе,

$\Delta p_{GB}$  = перепад давления в корпусе фильтра при использовании конкретной рабочей жидкости,

$\Delta p_E$  = перепад давления на чистом фильтрующем элементе при эффективном объемном расходе (данные проспекта)

$f_1$  = коэффициент пересчета вязкости,

$f_2$  = коэффициент учета влияния окружающей среды

При определении перепада давления на фильтре следует учитывать эффективный объемный расход проходящей через фильтр.

Определение производится по следующей формуле:

$$Q_W = Q_P \cdot \ddot{U}$$

$Q_W$  = эффективный объемный расход

$Q_P$  = объемный расход насоса

$\ddot{U}$  = повышение объемного расхода насоса по причине применения аккумуляторов или цилиндров

При определении типоразмера неразрешается перешагать в таблице 33 показанные максимальные начальные перепады давления.

Эти показания относятся к новому фильтрующему элементу при фильтрации минерального масла.

При фильтрации трудно воспламеняемых рабочих жидкостей или масла для двигателей действуют другие рекомендации для определения (при потребности следует обратиться к поставщику фильтров).

Осмотр и техническое обслуживание гидросистем	Степень загрязненности		
	1) слабая	2) средняя	3) сильная
<ul style="list-style-type: none"> <li>– постоянный контроль работы фильтров</li> <li>– немедленная смена фильтрующ. элементов</li> <li>– слабое загрязнение системы</li> <li>– хорошая герметизация гидробака</li> </ul>	1,0	1,0	1,3
<ul style="list-style-type: none"> <li>– периодический контроль работы фильтров</li> <li>– использование небольшого числа цилиндр</li> </ul>	1,0	1,5	1,7
<ul style="list-style-type: none"> <li>– ограничен. контроль работы фильтров или отсутствие контроля</li> <li>– наличие большого числа цилиндров, не имеющих защиты</li> <li>– сильное загрязнение гидросистемы</li> </ul>	1,3	2,0	2,3

Таблица 32: Коэффициент учета влияния окружающей среды  $f_2$

#### Примечания таблица 32:

1) Слабая степень загрязненности: например, на испытательных стендах, установленных в закрытых помещениях с кондиционерами воздуха.

2) Средняя степень загрязненности: например, на металлообрабатывающих станках, установленных в отапливаемых цехах.

3) Высокая степень загрязненности: например, на прессах, установленных в литейных цехах, станках для изготовления керамики, машинах, используемых в шахтах для добычи калийных солей, навесных сельскохозяйственных орудиях, средствах передвижения и транспортировки, прокатных станах, в деревообрабатывающей промышленности.

### Определение нужного типоразмера фильтра

Полный перепад давления на фильтре можно определить двумя способами.

- Определение полного перепада давления на фильтре с помощью отдельных диаграмм для корпуса фильтра и фильтрующих элементов.

При этом следует определить отдельные потери давления на корпусе фильтра и фильтрующем элементе при эффективном объемном расходе  $Q_w$  и рабочей вязкости. На *диаграмме 50* показана потеря давления на корпусе фильтра при очистке рабочей жидкости. На *диаграмме 51* показана потеря давления на чистом фильтрующем элементе при вязкости рабочей жидкости  $30 \text{ мм}^2/\text{сек}$ .

Для расчета нужного типоразмера фильтра найденный полный перепад давления умножают на коэффициент  $f_2$ , чтобы учесть влияние окружающей среды.

Если полученный в результате этого полный перепад давления на фильтре будет выше максимального значения, приведенного в *табл. 33*, расчеты следует выполнить повторно применительно к фильтру большего размера.

Только если вычисленный общий перепад давления на фильтре большего размера будет равен или меньше максимального допустимого общего перепада давления, выбор фильтра считается правильным.

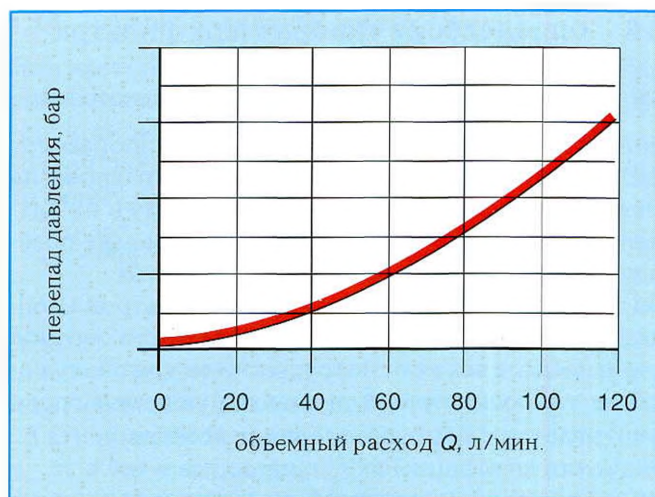


Диаграмма 50: Потеря давления в корпусе фильтра

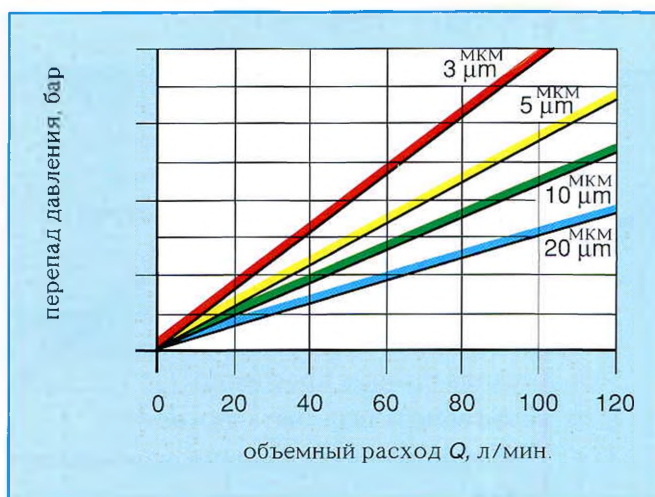


Диаграмма 51: Потеря давления на фильтрующем элементе

Функция фильтра в гидросистеме	Тип фильтра	Полный перепад давления на фильтре с новым фильтрующим элементом	
		При использовании отдельных диаграмм для корпуса фильтра и фильтрующего элемента	При использовании расчетных диаграмм
Рабочий фильтр	Фильтр в сливной линии. Напорн.фильтр с байпасн. клапаном.	$f_2 (\Delta p_{\text{корпус}} + f_1 \cdot \Delta p_{\text{элемент}}) \leq 0,5$	$Q_{\text{расчетное}} = Q_{\text{система}} \cdot f_1 \cdot f_2$
Защитный фильтр	Напорный фильтр без байпасного клапана	$f_2 (\Delta p_{\text{корпус}} + f_1 \cdot \Delta p_{\text{элемент}}) \leq 1,0$	$Q_{\text{расчетное}} = Q_{\text{система}} \cdot f_1 \cdot f_2$
Фильтр в байпасной линии	Магистральн. фильтр. Отдельные агрегаты.	—	—
Фильтр во всасыв. линии		$f_2 (\Delta p_{\text{корпус}} + f_1 \cdot \Delta p_{\text{элемент}}) \leq 0,01$	$Q_{\text{расчетное}} = 5 \text{ до } 10 \cdot Q_{\text{насос}} \cdot f_2$

Таблица 33: Определение типоразмера фильтра

Определение полного перепада давления на фильтре с помощью диаграмм расчета параметров фильтра

С целью сокращения и упрощения процесса определения типоразмеров фильтров составлены диаграммы расчета параметров фильтра (диаграммы 52 и 53). Диаграммы построены с учетом вязкости рабочей жидкости 30 мм<sup>2</sup>/сек.

Более высокая рабочая вязкость и различные условия окружающей среды учитываются при расчете объемного расхода.

Объемный расход, который надо знать для расчета параметров фильтра, определяется по формуле

$$Q_A = Q_W \cdot f_1 \cdot f_2, \text{ где}$$

$Q_A$  = объемный расход для расчета параметров фильтра

$Q_W$  = эффективный объемный расход,

$f_1$  = коэффициент повышения вязкости,

$f_2$  = коэффициент влияния окружающей среды.

В точке пересечения значений объемного расхода  $Q_A$  и тонкости фильтрации находится нужный типоразмер фильтра.

**5.6.2 Расчет параметров фильтров в байпасной линии**

Путем установки фильтра в байпасной линии можно значительно повысить эффективность очистки рабочей жидкости, циркулирующей в гидросистеме. С помощью такого фильтра в любой момент и без особой реконструкции удастся также снизить загрязненность твердыми загрязнителями рабочей жидкости в действующих гидросистемах.

Время работы фильтров в байпасной линии должно быть продолжительнее времени работы всей системы. Поэтому рекомендуется включать фильтры, независимо от системы, чтобы обеспечить возможность фильтрации рабочей жидкости в то время, когда система не функционирует (например, во время пауз, в обеденный перерыв, по окончании работы или в конце недели).

Для выбора размеров фильтра в байпасной линии надо определить:

- объемный расход жидкости, проходящей через фильтр,
- площадь фильтрующей поверхности фильтра.

**Определение объемного расхода жидкости, проходящей через фильтр в байпасной линии**

Максимальный необходимый объемный расход можно вычислить по формуле

$$Q_N = \frac{Q_A \cdot T_{TA} \cdot T_{WA} \cdot f_2}{T_{TN} \cdot T_{WN}}, \text{ где}$$

$Q_N$  = объемный расход жидкости, проходящей через фильтр в байпасной линии,

$Q_A$  = общая объемная подача насосов в гидросистеме

$T_{TA}$  = время работы гидросистемы в день,

$T_{WA}$  = время работы гидросистемы в неделю,

$T_{TN}$  = время работы фильтра в байпасной линии в день,

$T_{WN}$  = время работы фильтра в байпасной линии в неделю,

$f_2$  = коэффициент влияния окружающей среды (табл. 32).

При незначительной разнице в продолжительности работы гидросистемы и фильтра в байпасной линии количество жидкости, проходящей через фильтр, примерно соответствует производительности насосов, установленных в гидросистеме.

Однако это неэкономично.

Поэтому в таких случаях расчет параметров фильтра в байпасной линии рекомендуется производить следующим образом:

- Количество рабочей жидкости, проходящей через фильтр в байпасной линии выбрать таким образом, чтобы при объеме гидробака до 1000л его содержимое полностью перекачивалось каждые 30 мин. Если бак имеет большую емкость, цикл рециркуляции должен составлять не меньше 120 мин.
- Следует повысить эффективность очистки. С этой целью тонкость фильтрации для фильтра в байпасной линии надо выбрать на ступень выше установленной для фильтров гидросистемы.
- Необходимая площадь фильтрующей поверхности устанавливается с учетом удельной нагрузки на поверхность при заданном объемном расходе.



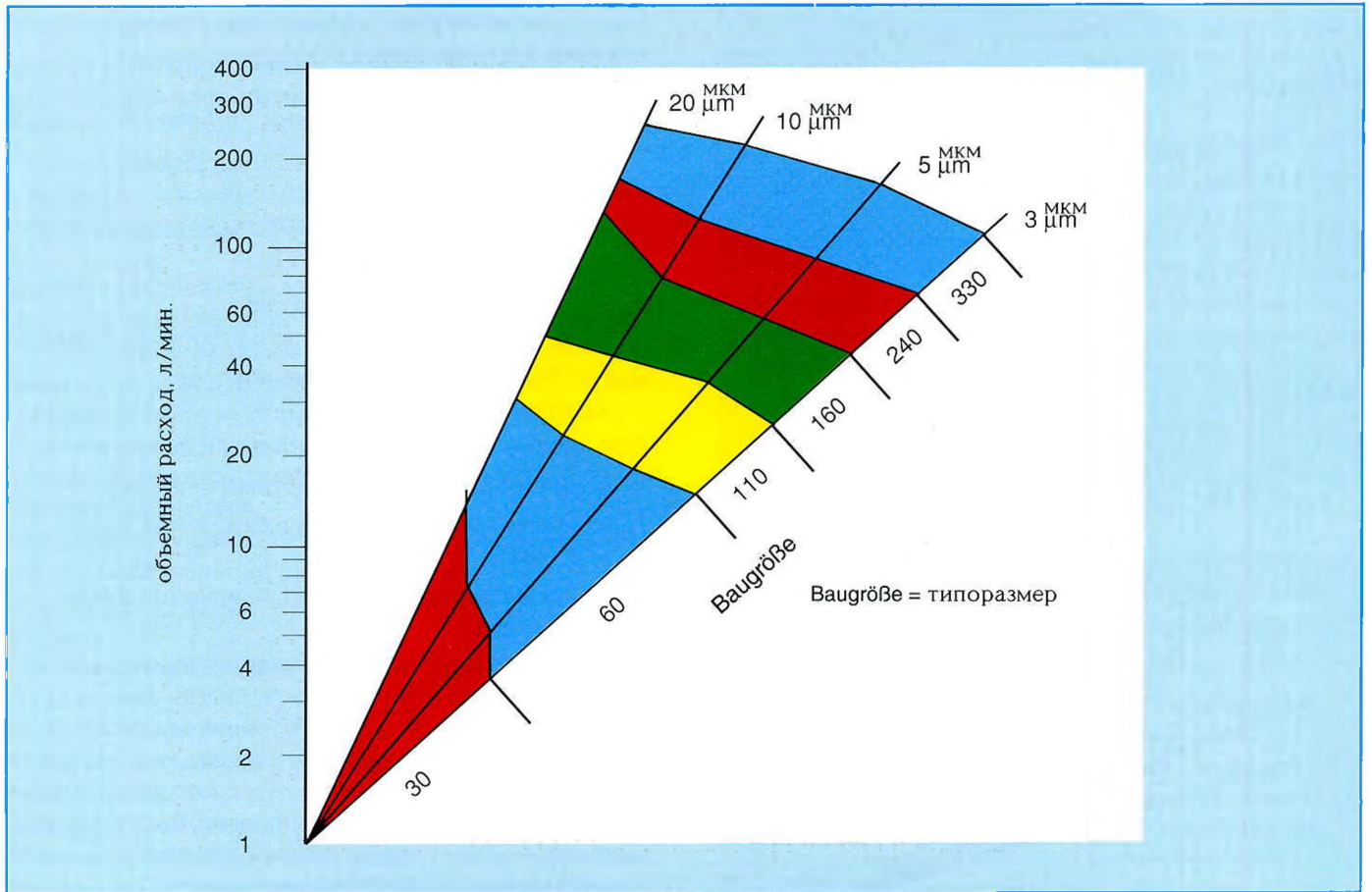


Диаграмма 52: Определение типоразмера фильтров в сливной линии

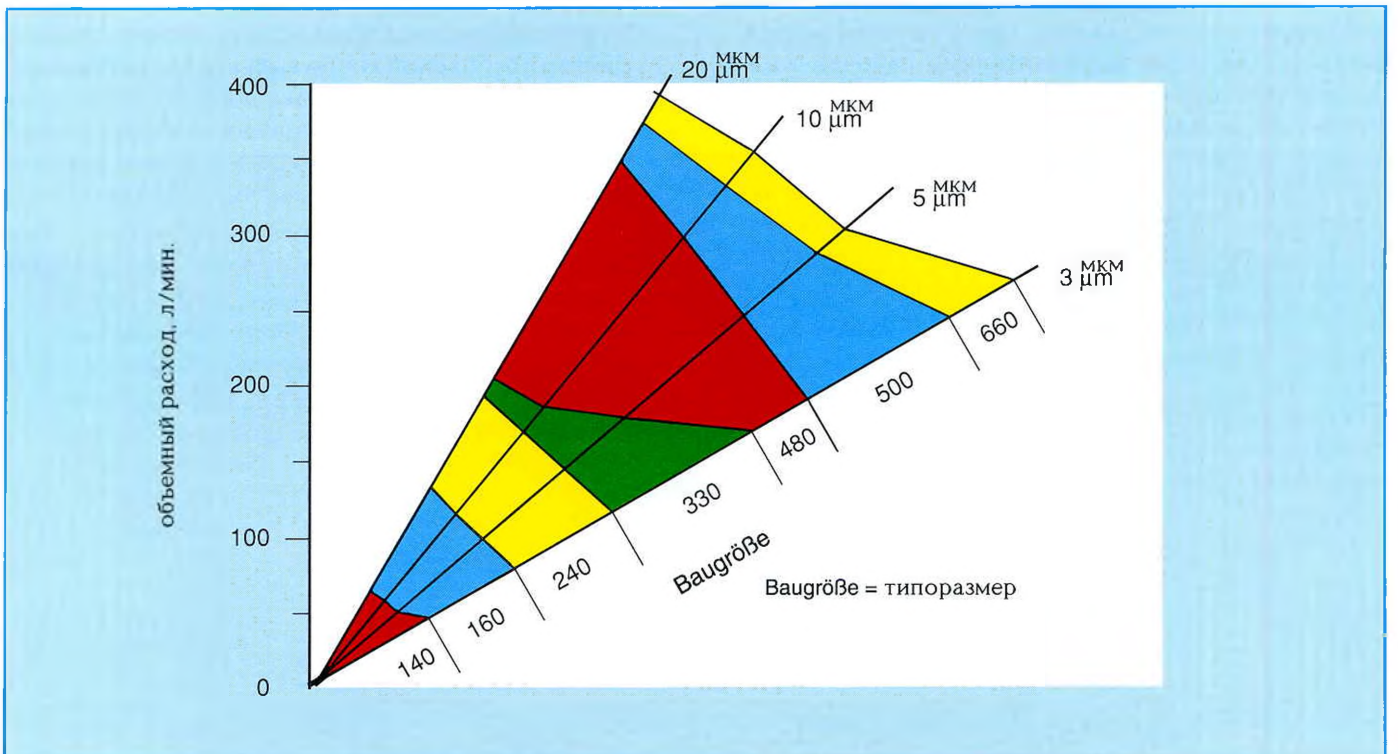


Диаграмма 53: Определение типоразмера напорных фильтров

**Определение площади фильтрующей поверхности фильтра в байпасной линии**

Чтобы иметь возможность определить площадь фильтрующей поверхности, следует предварительно найти тонкость фильтрации, обеспечиваемую фильтром в байпасной линии. (Она должна быть, по возможности, на ступень выше, чем у фильтров гидросистемы). Тонкость фильтрации зависит от элементов, используемых в гидросистеме. Определение тонкости фильтрации производится согл. разд. 5.4. Теперь можно приступить к расчету минимальной необходимой фильтрующей поверхности. При этом надо учитывать значения удельной нагрузки на поверхность, представленные в табл. 34.

Максимальная необходимая фильтрующая поверхность вычисляется по формуле

$$A = \frac{Q_N \cdot \xi}{q}$$

, где

- A = необходимая фильтрующая поверхность,
- $Q_N$  = объемный расход жидкости, проходящей через фильтр в байпасной линии,
- q = удельная нагрузка на поверхность (см. табл. 34),
- $\xi$  = коэффициент повышения вязкости

Тонк. фильтрации $\beta_x \geq 100$	Удельная нагрузка на поверхность, л/мин./см <sup>2</sup>
3 мкм	0,0025
5 мкм	0,0035
10 мкм	0,005
20 мкм	0,005

Таблица 34. Удельная нагрузка на поверхность при расчете параметров фильтров в байпасной линии, оснащенных фильтрующими элементами из стекловаты

**5.6.3 Расчет параметров воздушных фильтров гидробака**

Загрязненность системы в значительной мере определяется объемом загрязнений, попадающих снаружи. С этой точки зрения система подачи воздуха в гидробак выполняет особую задачу. Она не должна допускать попадания загрязнений в гидросистему из окружающей среды, несмотря на воздухообмен. Неправильно или небрежно разработанная система подачи воздуха в бак может дополнительно повысить нагрузку на контур фильтра и привести к сокращению срока службы фильтрующих элементов. Пропускная способность воздушных фильтров должна быть выбрана в зависимости от пропускной способности фильтров гидросистемы.

При расчете параметров воздушного фильтра следует принимать во внимание следующие показатели.

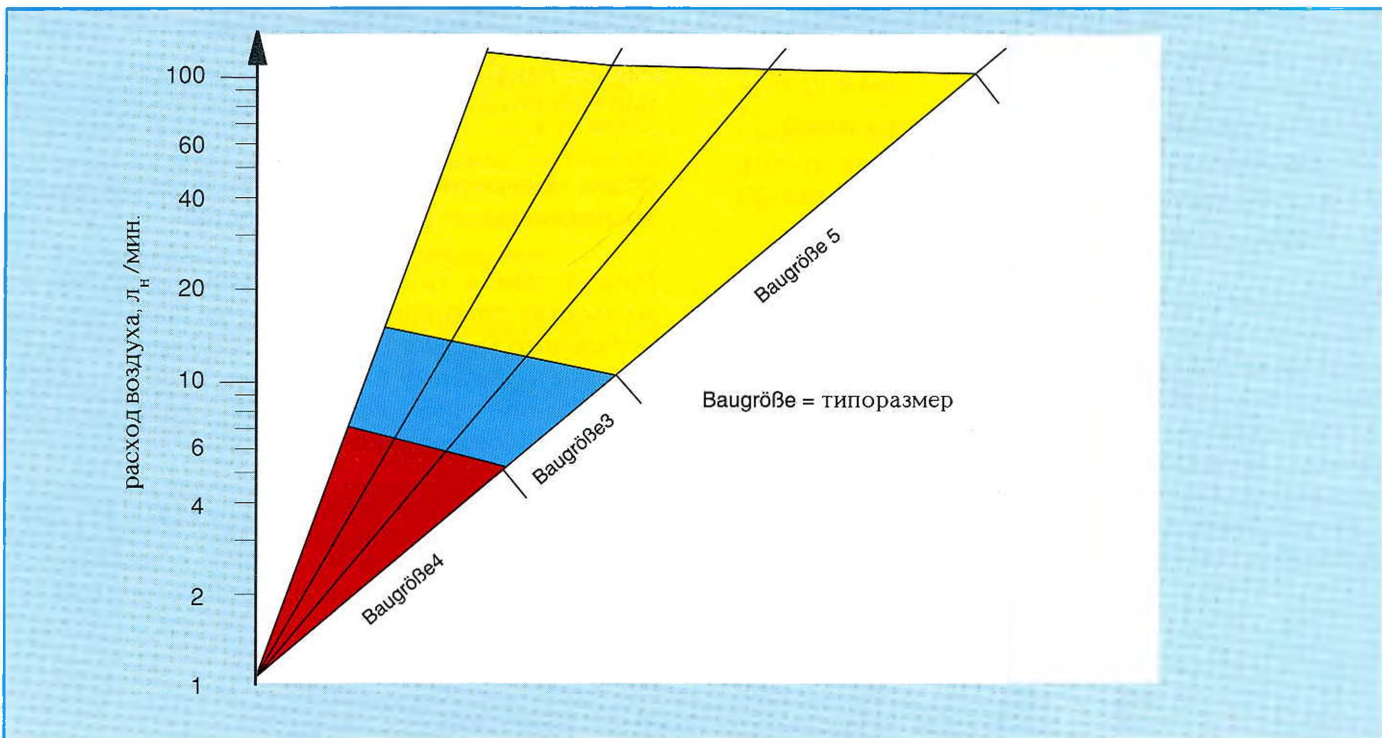
Тонкость фильтрации:  $\beta_x \geq 100$   
(должна соответствовать параметрам фильтров гидросистемы).

Расчетный расход для воздушного фильтра: в 5 - 10 раз выше максимальной производительности насоса.

Расчетный перепад давления: 0,01 бар (при использовании чистого фильтрующего элемента и расчетном расходе).

Типоразмер фильтра можно определить с помощью диаграммы 54.

Диаграмма 54. Определение типоразмера воздушных фильтров



## 5.7 Расчет параметров фильтров для очистки трудно воспламеняемых рабочих жидкостей

Фильтрация таких жидкостей требует особого внимания по отношению к проблеме совместимости с материалами для фильтрующих элементов и корпусов фильтра.

В настоящее время применяются следующие материалы:

- в качестве фильтровальных материалов: стекловата, металлический нетканый материал, металлическая ткань из нержавеющей стали;
- для изготовления корпуса фильтра: сталь, чугун с фосфатированным или никелевым защитным покрытием.

Для защиты корпуса фильтра он может также покрываться соответствующей краской.

Вследствие повышенного износа элементов гидросистемы, образования мылообразных осадков и микроорганизмов, а также специфической осаждающей способности трудно воспламеняемых рабочих жидкостей гидрофильтры должны иметь большую площадь фильтрующей поверхности, чем при фильтрации минеральных масел.

Расчет этой фильтрующей поверхности производится по формулам:

- для фильтров в напорной линии

$$A = 30 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot Q_w$$

- для фильтров в сливной линии

$$A = 60 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot Q_w$$

$A$  = требуемая фильтрующая поверхность,

$f_1$  = коэффициент повышения вязкости (для HFA и HFB:  $f_1 = 1$ )

$f_2$  = коэффициент учета влияния окружающей среды,

$f_3$  = коэффициент повышения плотности (табл. 35),

$Q_w$  = эффективный объемный расход.

Для определения необходимого типоразмера фильтра следует выбрать фильтр, фильтрующая поверхность которого равна или больше фильтрующей поверхности, вычисленной описанным выше способом. В сомнительном случае надо выбирать следующий по величине типоразмер фильтра.

Запрещается использование всасывающих фильтров и фильтрующих элементов из бумаги, пропитанной феноловой смолой.

Коэффициент повышения плотности жидкости  $f_3$

Тип жидкости	Коэффициент $f_3$
HFA	1,16
HFB	1,16
HFC	1,27
HFD	2,21

Таблица 35

### Определение тонкости фильтрации

Гидросистемы должны оснащаться фильтрами, обеспечивающими следующую тонкость фильтрации.

Стандартные гидросистемы:

абсолютная тонкость фильтрации - 10 или 20 мкм.

Гидросистемы с клапанами пропорционального регулирования

- 10 мкм.

Гидросистемы с серво- или регулирующими клапанами

- 5 мкм.

С целью экономической эксплуатации систем с серво- и регулирующими клапанами расчетный типоразмер фильтра должен быть увеличен в два раза.

### Расчет параметров фильтров в байпасной линии

Расчет параметров фильтров в байпасной линии производится аналогично описанию в разделе 5.6.2.

### Общие замечания по проблеме фильтрации трудно воспламеняемых рабочих жидкостей

Присутствие в трудно воспламеняемых рабочих жидкостях посторонних жидкостей (например, минерального масла в HFC) резко ухудшает их фильтруемость. Поэтому рекомендуется, особенно при абсолютной тонкости фильтрации 10 или 5 мкм, обращать особое внимание на состояние рабочей жидкости.

При необходимости следует применять фильтры, которые в состоянии очистить рабочую жидкость от посторонних примесей.

## 6. Практические примеры расчетов параметров фильтров

Ниже приводятся примеры выполнения расчетов параметров фильтров.

### Пример 1

Техническая характеристика гидросистемы

Используемый насос: 1 PV2 V5-3X/16 RE 01 ML 70 A1

Максимальное рабочее давление: 70 бар.

Объемная подача насоса:  $Q_p = 27,5$  л/мин.  
при скорости вращения двигателя  $1450$  мин.<sup>-1</sup>

Используемая рабочая жидкость: ISO VG 46

Рабочая температура:  $40$  °C.

Обеспечен постоянный контроль гидрофильтров.  
Средняя степень загрязненности окружающей среды.

В систему управления гидросистемы встроены сервоклапан модели 4 WS 2 EM 10/4X/5B...

Объемный расход жидкости, проходящей через сервоклапан:  $5$  л/мин.

Согласно проспекту с описанием сервоклапана требуемая чистота жидкости составляет NAS 7.

Кроме того, гидросистема приводит в действие гидроцилиндр с передаточным отношением  $2 : 1$ .

Перед сервоклапаном гидросистемы должны быть установлены рабочий и предохранительный фильтры.

### Порядок расчета параметров фильтров

#### 1. Определение требуемой тонкости фильтрации

Поскольку требуется класс чистоты жидкости NAS 7, тонкость фильтрации фильтров должна составлять  $\beta_s = 100$  (см. табл. 30).

#### 2. Определение коэффициента повышения вязкости $f_1$

Согласно диаграмме 44 рабочая вязкость рабочей жидкости при  $40$ °C составляет  $46$  мм<sup>2</sup>/сек.

Коэффициент повышения вязкости  $f_1 = 1,5$  может быть получен из диаграммы 49.

#### 3. Определение коэффициента учета влияния окружающей среды $f_2$

Согласно табл. 32 при среднем количестве оборудования и постоянном контроле фильтров  $f_2 = 1,0$ .

#### 4. Определение типоразмеров фильтров

В процессе проектирования гидросистемы было установлено, что для рабочей фильтрации должен быть предусмотрен сливной фильтр, а для предохранительной - напорный фильтр перед сервоклапаном.

##### 4.1 Определение типоразмера фильтра в сливной линии (рабочего фильтра)

В начале следует рассчитать эффективный объемный расход  $Q_w$ .

$$Q_w = Q_p \cdot \dot{U} = 27,5 \text{ л/мин.} \cdot 2 = 55 \text{ л/мин.}$$

##### Определение типоразмера фильтра с помощью отдельных диаграмм для корпуса и фильтрующего элемента

Вначале выбирают типоразмер, исходя из практического опыта. Если полученный перепад применительно к этому типоразмеру окажется выше максимального перепада, приведенного в табл. 33, расчеты надо выполнить повторно с учетом фильтра большего размера. Фильтр считается правильно выбранным, если полный расчетный перепад давления будет ниже максимального заданного. В этом случае можно планировать установку этого фильтра в гидросистему.

На нашем примере в сливной линии выбран фильтр типа RF BN/HC 110 G 005 C 1.X

Согласно диаграмме 50 потеря давления в корпусе фильтра типа RF 110 при  $Q_w = 55$  л/мин. составляет  $\Delta p_G = 0,18$  бар

Согласно диаграмме 51 потеря давления на чистом фильтрующем элементе типа RF 0110 R 005 BN/HC при  $Q_w = 55$  л/мин. составляет  $\Delta p_E = 0,7$  бар

Полный перепад давления равен

$$\Delta p_{Ges} = (\Delta p_G + f_1 \cdot \Delta p_E) \cdot f_2 = (0,18 + 1,5 \cdot 0,7) \cdot 1,0 = 1,23 \text{ бар}$$

Полученный полный перепад давления выше допустимого перепада, равного  $0,5$  бар. Из этого следует, что фильтр типа RF BN/HC 110 G 005 C 1.X имеет недостаточные размеры. Расчеты следует выполнить повторно, но применительно к фильтру с большими размерами.

**Определение типоразмера фильтра с помощью расчетной диаграммы**

В начале определяют объемный расход для расчета типоразмеров фильтра.

$$Q_A = Q_W \cdot f_1 \cdot f_2 = 55 \text{ л/мин} \cdot 1,5 \cdot 1,0 = 82,5 \text{ л/мин.}$$

Теперь можно определить типоразмер фильтра с помощью *диаграммы 52*. Точка пересечения  $Q_A = 82,5$  л/мин. с характеристической кривой 5мкм лежит в области типоразмера 240.

Таким образом, для рабочей фильтрации в качестве фильтра в сливной линии должен быть использован тип RF BN/HC 240 G 005 C 1.X.

**4.2 Определение типоразмера предохранительного фильтра**

Этот фильтра устанавливается непосредственно перед сервоклапаном. Фильтр не имеет байпасного клапана. С целью контроля за загрязнением фильтрующего элемента фильтр оснащается электрическим указателем загрязненности.

Тонкость фильтрации этого фильтра составляет  $\beta_5 \geq 100$ .

**Определение типоразмера фильтра с помощью расчетной диаграммы**

Вначале определяют объемный расход для расчета параметров фильтра

$$Q_A = Q_W \cdot f_1 \cdot f_2 = 5 \text{ л/мин.} \cdot 1,5 \cdot 1,0 = 7,5 \text{ л/мин.}$$

Точка пересечения  $Q_A = 7,5$  л/мин. с характеристической кривой 5мкм на *диаграмме 53* лежит в области типоразмера 30.

Таким образом, в качестве предохранительного фильтра перед сервоклапаном следует установить фильтр типа LF BN 30 G 005 C 1.X.

**Пример 2**

Ниже приводится пример расчета параметров фильтров в байпасной линии.

**Техническая характеристика гидросистемы**

Емкость бака: ок. 1000 л.

Используемая рабочая жидкость. ISO VG 46.

Рабочая температура:  $T = 50$  °C.

В системе установлены 2 насоса, объемная подача каждого из которых составляет 100 л/мин.

Система оснащена клапанами пропорционального регулирования.

Средняя степень загрязненности окружающей среды.

Обеспечен постоянный контроль фильтров.

Система работает 7 часов в день.

Количество рабочих дней в неделю: 5.

**Техническая характеристика фильтра в байпасной линии**

Фильтры в байпасной линии могут работать непрерывно, то есть 24 часа в день в течение 7 дней.

**Порядок расчета параметров фильтра**

**1. Определение объемного расхода**

$$Q_N = \frac{Q_A \cdot T_{TA} \cdot T_{WA} \cdot f_2}{T_{TN} \cdot T_{WN}} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 7 \cdot 5 \cdot 1}{24 \cdot 7} = 41,6 \text{ л/мин.}$$

Выбранный расход: 40 л/мин.

**2. Определение тонкости фильтрации**

Согласно *разделу 5.6.2* тонкость фильтрации фильтра в байпасной линии должна быть на 1 ступень выше приведенной в *табл. 30*.

Из этого следует, что абсолютная тонкость фильтрации составляет 5 мкм.

**3. Определение площади фильтрующей поверхности**

$$A = \frac{Q_N \cdot f_1}{q} = \frac{40 \cdot 1}{0,0035} = 11428 \text{ см}^2$$

**Результат**

Пропускная способность фильтра в байпасной линии должна составлять 40 л/мин. Минимальная площадь фильтрующей поверхности должна быть равна 11428 см<sup>2</sup>.

Фильтр должен обеспечивать абсолютную тонкость фильтрации 5 мкм.

### Пример 3

Техническую характеристику гидросистемы см. на примере 2.

#### Техническая характеристика фильтра в байпасной линии

В соответствии с инструкциями по технике безопасности фильтр в байпасной линии должен эксплуатироваться только во время работы гидросистемы.

#### Порядок расчета параметров фильтра

Полное перекачивание рабочей жидкости из бака в течение не меньше 30 мин. При емкости бака 1000 л пропускная способность фильтра в байпасной линии составляет

$$Q = \frac{1000}{30} = 33,3 \text{ л/мин.}$$

Выбранный расход: 40 л/мин.

#### Определение площади фильтрующей поверхности

$$A = \frac{Q_N \cdot f_1}{q} = \frac{40 \cdot 1}{0,0025} = 16000 \text{ см}^2$$

#### Результат

Пропускная способность фильтра в байпасной линии для данного примера равна пропускной способности, рассчитанной согласно примеру 2, и однако в данном случае улучшается поглощающая способность и увеличивается площадь фильтрующей поверхности.

### Пример 4

Ниже приводится пример расчета параметров фильтров для очистки трудно воспламеняемых рабочих жидкостей.

#### Техническая характеристика гидросистемы

Рабочая жидкость: HFC 46.

Гидросистема работает в комплекте с машиной для литья под давлением.

Высокая степень загрязненности окружающей среды.

Проводится нерегулярный контроль фильтров.

Емкость бака: ог. 1000 л.

Рабочая температура: 50 °С.

Эффективный объемный расход: 90 л/мин.

Система оснащена клапанами пропорционального регулирования.

Система должна быть оснащена фильтрами в байпасной линии.

#### Определение тонкости фильтрации

При использовании клапанов пропорционального регулирования требуется тонкость фильтрации  $\beta_{10} \geq 100$ .

#### Определение площади фильтрующей поверхности

$$A = 60 \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot Q_w$$

#### Коэффициент повышения вязкости $f_1$

При вязкости 46 мм<sup>2</sup>/сек.  $f_1 = 1,5$  (см. диаграмму 49)

#### Коэффициент учета влияния окружающей среды $f_2$

Согласно табл. 32 коэффициент  $f_2 = 1,7$

#### Коэффициент повышения плотности $f_3$

Согласно табл. 35 коэффициент  $f_3 = 1,27$

#### Требуемая площадь фильтрующей поверхности

$$A = 60 \cdot 1,5 \cdot 1,7 \cdot 1,27 \cdot 80$$

$$A = 15\,544 \text{ см}^2$$

#### Результат

Следует использовать фильтр  
RF BN/HC 1300 F 010 A1.1/SO 1057

## 7. Руководство по техническому обслуживанию и ремонту

### 7.1 Руководство по ремонту

#### Область температур эксплуатации гидрофильтров

Как правило, гидрофильтры разрешается применять в интервале рабочих температур от  $-10^{\circ}\text{C}$  до  $+100^{\circ}\text{C}$ . При кратковременном повышении температуры до  $120^{\circ}\text{C}$  фильтры еще работают нормально. Более высокая рабочая температура может вызвать повреждение фильтрующего элемента и материала уплотнения, что нарушает нормальную фильтрацию.

При низких температурах следует проверять состояние материала корпуса фильтра и уплотнения. Температура хранения фильтрующих элементов не должна быть ниже  $-50^{\circ}\text{C}$ .

#### Трудно воспламеняемые рабочие жидкости

При использовании таких жидкостей надо считаться с вероятностью повышенной концентрации загрязнителя. Кроме того, запрещается применение цинкования для защиты поверхности. Поэтому применительно к этим фильтрам следует принимать особые меры, например, выбирать больший типоразмер или другой способ защиты поверхности.

*См. также раздел 5.7.*

#### Изменение тонкости фильтрации или применение другого фильтрующего материала в действующих гидросистемах

При этом следует учитывать, что частицы загрязнений, которые циркулируют в системе вызывают быстрое загрязнение фильтрующих элементов, поэтому при использовании фильтров тонкой очистки надо рассчитывать на более короткий срок службы элемента. В процессе реализации этих мер по переоснащению рекомендуется применять передвижные агрегаты для фильтрования части потока в байпасной линии.

#### Предлагаемые интервалы смены фильтрующих элементов

Смена фильтрующих элементов, используемых в гидрофильтрах, должна производиться:

- в случае срабатывания установленного в фильтре указателя загрязненности;
- каждые 1000 рабочих часов или после годовичного срока эксплуатации;
- после полной смены рабочей жидкости в системе.

### 7.2 Рекомендации для производителей гидросистем

С целью обеспечения нормальной эксплуатации гидросистем необходимо соблюдать следующие правила монтажа фильтров.

- Выбор достаточного пространства для демонтажа фильтрующего элемента; это позволяет быстро и легко сменить элемент. Кроме того, предотвращается его повреждение.
- Прокладка трубопроводов гидросистемы не должна мешать смене фильтрующих элементов.
- Установка фильтров в легкодоступных местах гидросистемы. Правильное расположение гидрофильтров иногда имеет решающее значение с точки зрения возможности их нормального технического обслуживания. Следует обеспечить достаточную высоту пространства для демонтажа фильтра с целью замены.
- Соблюдение правильного направления потока в корпусе фильтра.
- Предпочтительное использование электрических указателей загрязненности нормальнозамкнутого типа. Это затрудняет выполнение таких операций, как отсоединение штекера или разъединение кабеля.
- Установка заправочных патрубков на баке или перед фильтром в байпасной линии, что облегчает заправку или доливку рабочей жидкости в бак.
- Установка контрольных выводов для взятия проб с целью контроля состояния гидросистемы. При резких повышениях давления или колебаниях объемного расхода рекомендуется дополнительная установка гасителя пульсации для защиты фильтрующего элемента.
- Ликвидация отрицательных импульсов давления на гидрофильтре. Эти импульсы разрушают фильтрующий элемент и могут быть предотвращены путем установки обратного клапана между фильтром и клапаном или гидроаккумулятором.

### 7.3 Техническое обслуживание гидрофильтров

Во избежание загрязнения фильтрующих элементов во время транспортировки или хранения на складе их следует герметично упаковывать с синтетическую пленку. Эту защитную пленку можно снимать непосредственно перед установкой элементов в корпус.

Только фильтрующие элементы из проволочной ткани, тканого кружева, шелевых трубок и металлического нетканого материала могут подвергаться очистке. Элементы из слоя бумажной массы или стекловолоконного холста очистке не подлежат.

### Процесс смены фильтрующего элемента

- При срабатывании указателя загрязненности произвести гидростатическое уравнивание гидрофильтра или секции фильтра с загрязненным фильтрующим элементом.
- Отвернуть корпус или открыть крышку фильтра. При этом не допускать загрязнения соединительной резьбы корпуса фильтра. Поворот крышки фильтра в сливной линии на 45° облегчает открытие крышки.
- Снять загрязненный фильтрующий элемент. Проверить, не отложились ли на поверхности элемента остатки загрязнений; они могут указывать на возможное повреждение гидравлических элементов. Кроме того, при снятии фильтрующего элемента фильтров в сливной линии его следует извлекать вместе со вставленным грязеуловителем.
- Остатки рабочей жидкости, находящейся в корпусе, слить в соответствующую емкость. Эта жидкость содержит очень высокий процент загрязнителя, поэтому ее нельзя повторно заливать в систему.
- Протереть корпус фильтра чистой мягкой тряпкой.
- Проверить и при необходимости заменить уплотнения корпуса или крышки фильтра.
- Смочить чистой рабочей жидкостью резьбу, уплотнительные поверхности фильтра и уплотнение фильтрующего элемента.
- Вставить новый фильтрующий элемент, соблюдая требуемую тонкость фильтрации.
- Привернуть корпус или крышку фильтра.
- Включить систему или залить в корпус фильтра рабочую жидкость и убедиться в отсутствии течи.

### Указания по техническому обслуживанию воздушных фильтров

При каждой смене рабочей жидкости рекомендуется производить замену воздушного фильтра. Следует различать фильтры, которые заменяются полностью, и фильтры, оснащенные сменным фильтрующим элементом или сменным фильтрующим патроном.

## 7.4 Полная промывка системы

Промывку системы рекомендуется производить в следующих случаях:

- при вводе в действие новой системы,
- после выполнения ремонтных работ,
- после вскрытия гидросистемы, например, с целью установки нового насоса или клапана.

### Порядок промывки системы

Заправить систему чистой рабочей жидкостью.

Для заправки рекомендуется использовать маслозаправочный агрегат с гидрофильтром. Это устройство позволяет залить в бак рабочую жидкость и осуществлять ее постоянное фильтрование в байпасной линии.

Заменит дорогостоящие клапаны, например, сервоклапаны и клапаны пропорционального регулирования, промывочными плитками или промывочными клапанами.

Применять системные фильтры, обеспечивающие тонкость фильтрации, предусмотренную для эксплуатации гидросистемы.

При необходимости использования фильтрующих элементов, рассчитанных на низкий перепад давления, их тонкость фильтрации должна соответствовать тонкости фильтрации системных фильтров.

После 150-300-кратного перекачивания всего объема рабочей жидкости проверить степень ее загрязненности твердыми загрязнителями и в зависимости от результата промывку закончить или продолжать.

В течение всего процесса промывки обращать особое внимание на показания указателей загрязненности, установленных на фильтрах. В случае срабатывания указателей немедленно сменить фильтрующие элементы. С этой целью предусмотреть наличие достаточного количества запасных элементов для замены в ходе промывки.



## 8. Перечень символов, безразмерных числовых показателей и индексов

### Символы

Символ	Единица измерения	Наименование
$Q$	л/мин, м <sup>3</sup> /с	Объемный расход
$A$	м <sup>2</sup> , см <sup>2</sup> , мм <sup>2</sup>	Поверхность, фильтрующая поверхность
$p$	бар, Н/м <sup>2</sup>	Давление
$\alpha$	г	Поглощающая способн.
$\rho$	кг/дм <sup>3</sup>	Плотность
$\tau$	ч	Рабочее время
$q$	л/мин, см <sup>2</sup>	Удельн. нагр. на поверх.
$n$	мин <sup>-1</sup>	Число оборотов
$\nu$	мм <sup>2</sup> /сек	Кинематич. вязкость

### Безразмерные числовые показатели

Символ	Наименование
$f$	Поправоч. коэффиц., повыш. коэфф.
%	Процент
$t$	Время, время промывки
$\beta$	Коэфф. "бэ́та", коэффиц. фильтрации
$n$	Количество
$M$	Миллион
$K$	Тысяча

### Индексы

Символ	Наименование
1, 2, 3	Номер элемента, номер коэффиц.
X	Размер частицы
GB	Корпус: при исполь. опред. рабоч. жидк.
GP	Корпус: данные, приведен. в проспекте
P	Проспект, насос
B	Условия эксплуатации
W	Эффективный, активный
Ü	Передаточное отношение
Ges	Полный, всего
E	Элемент
G	Корпус
A	Расчет, поверхн (площ.), устан. (система)
N	Номинальный ток, номинальный
TA	Колич. рабоч. часов гидросист. в день
WA	Колич. рабоч. дней гидросист. в неделю
TN	Колич. рабоч. часов фильт. в байп. линии
WN	Колич. рабоч. дней фильт. в байп. линии

### Знаки

Символ	Наименование
$\Delta$	Разность

## 9. Международные стандарты

ISO 228	Трубная резьба.
ISO 1000	Единицы измерения системы SI.
ISO 3722	Рабочая жидкость: "Пригодность и контроль способов очистки емкостей для проб".
ISO 4021	Рабочая жидкость: "Взятие проб для определения загрязненности из системы, находящейся в эксплуатации".
ISO 4402	Рабочая жидкость: Тарирование автоматических счетчиков с помощью контрольной пыли "AC-fine" для воздушных фильтров".
ISO 4405	Гравиметрический анализ.
ISO 6162	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, фланцевые соединения.
ISO DIS 4406	Рабочая жидкость: "Числовой код содержания твердых загрязнителей".
DIN ISO 2941	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, фильтрующие элементы, испытание на разрушающий перепад давления.
DIN ISO 2942	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, фильтрующие элементы, проверка качества изготовления.
DIN ISO 2943	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, фильтрующие элементы, проверка на совместимость с рабочей жидкостью.
DIN ISO 3723	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, способы проверки конечной нагрузки на диск фильтрующего элемента.
DIN ISO 3724	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, фильтрующие элементы, определение расходно-усталостной характеристики.
DIN ISO 3968	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, фильтры, определение и регистрация потери давления в зависимости от объемного расхода.
DIN ISO 4572	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, фильтры, многопроходное испытание для определения и регистрации эффективности фильтрации.
DIN ISO 5598	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлика, определение используемой терминологии.
DIN ISO 2909	Расчет индекса вязкости по кинематической вязкости масла.
DIN 24312	Технология использования рабочих жидкостей, давление, значения, термины.
DIN 24550	Технология использования рабочих жидкостей, гидравлические фильтры.
DIN 51519	Смазочные материалы; классификация вязкости по ISO для жидких промышленных смазочных материалов.
DIN 51562	Измерение кинематической вязкости вискозиметром Уббелоде.
DIN 51592	Определение содержания твердых загрязнителей в смазочных маслах.
DIN 51757	Определение плотности.
DIN 51777	Определение содержания воды в рабочей жидкости на масляной основе.
Cetop RP 91 H	Жидкости под давлением для гидроприводов, работающих на масле. Требования, предъявляемые к минеральным маслам.
Cetop RP 92 H	Перечень требований, предъявляемых к фильтрам в гидросистемах.
Cetop RP 94 H	Определение содержания твердых частиц в рабочих жидкостях с помощью автоматического счетчика частиц, действующего по принципу прерывания светового пучка

Сетор RP 95 Н	Рекомендуемые методы взятия проб рабочих жидкостей с помощью баллона для подсчета количества твердых частиц.
Сетор RP 118 Н	Рекомендации по контролю загрязнения жидкостей под давлением, используемых в гидросистемах.
NAS 1638	Американская ассоциация промышленной авиации.
SAE 749 D	Общество автотракторных инженеров

# Разработка металлоконструкций для гидроагрегатов

Ганс Х. Фаатц

## 1. Введение

Гидроагрегаты состоят из безнапорного гидробака, узла двигатель-насос, системы управления, принадлежностей и соединительных трубопроводов. Узлы гидроагрегата могут устанавливаться отдельно или вместе. Узел двигатель-насос, система управления и принадлежности (холодильник, фильтры, гидроаккумуляторы) часто устанавливают на гидробаке. Требующиеся для этого несущие элементы изготавливаются, как правило, из поддающихся сварке материалов - в основном из стали, реже из алюминия. Пластмассы в качестве несущих элементов гидроагрегатов пока не используются. Способ изготовления, при котором материал несущего элемента может свариваться, независимо от материала, называют строительством из металлоконструкций.

При разработке металлоконструкций для гидроагрегатов действуют те же принципы, которые обычно используются при изготовлении деталей из металлоконструкций, поэтому мы не будем касаться описания общеизвестных положений.

Поскольку конструкции, рациональные с точки зрения сварки, играют важную роль при проектировании металлоконструкций для гидроагрегатов, автор остановится на этой теме. Кроме того, будут рассмотрены особенности, которые следует принимать во внимание при создании металлоконструкций для гидроагрегатов, применительно к отдельным узлам.

## 2. Разработка металлоконструкций, рациональных с точки зрения сварки

Уже на стадии проектирования деталей надо обратить внимание на рациональность конструкции с точки зрения сварки. Это касается выбора сталей, которые должны быть пригодны к сварке соответствующим способом. При разработке конструкции также следует принимать во внимание форму, размеры, условия изготовления и эксплуатации деталей.

### 2.1 Указание параметров сварки на чертеже

На чертеже должна быть показана готовая деталь. Условные обозначения согласно стандартам DIN 1910-1912 позволяют конструктору быстро внести необходимые данные. На основании нагрузки на сварной шов конструктор задает формы соединения, способ сварки и (при необходимости) присадочный материал. Для угловых швов следует дополнительно указать толщину шва.

Условное обозначение сварного шва указывают для каждого шва. Это относится и к толщине углового шва. На чертеже могут иметься таблицы, в которых представлены способы сварки и качество сварных швов. Это касается также класса качества.

### 2.2 Пригодность к сварке

Предназначенные для сваривания материалы должны быть пригодны к сварке. Как правило, металлоконструкции для гидроагрегатов изготавливаются сваркой из сталей типа RST 37.2 согласно DIN 17100. Баки из нержавеющей стали изготавливают из материалов X5CRNI 189 или X10CRNITi 189, соответствующих номерам материала 1.4301 и 1.4541 согласно DIN 17440.

Особые условия приемки материалов должны согласовываться между заказчиком и исполнителем.

исполнение сварного шва	условные обозначения		исполнение сварного шва	условные обозначения	
	вид	сечение		вид	сечение
<p><b>угловые швы</b> монтажная сварка на деталях обозначаются треугольником</p>			<p><b>стыковые швы:</b> швы стыкового соединения с криволинейным скосом кромок и другие специальные формы изображаются в масштабе 1 : 1</p>		

Рис. 98. Условные обозначения основных форм сварных швов на рабочих чертежах (Дополнительные данные см. в спецификациях DIN 1912)

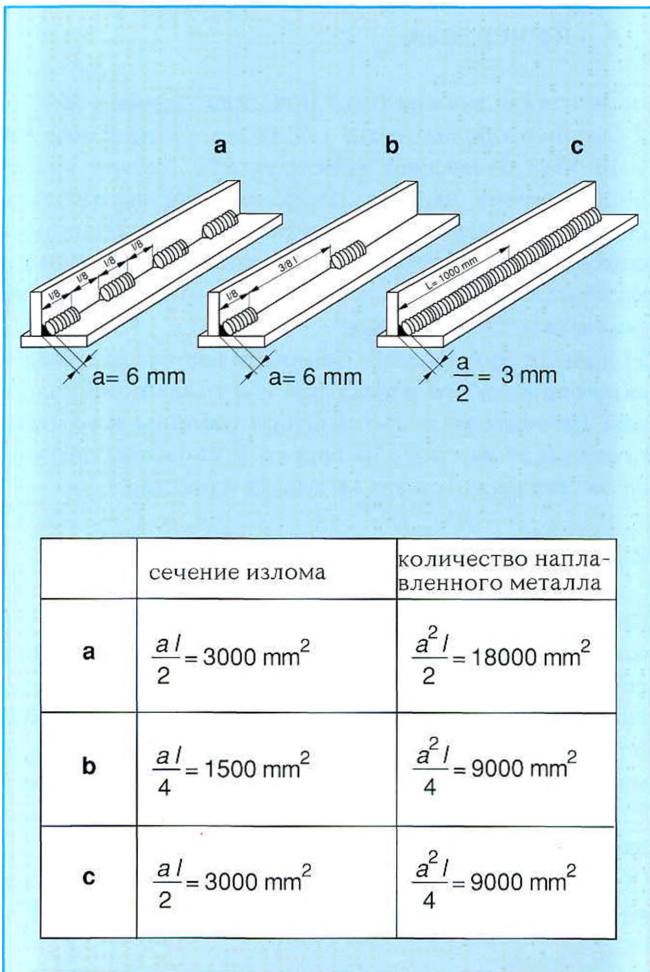


Рис. 99. Сравнение угловых швов, полученных сваркой прерывистым швом и сваркой напроход

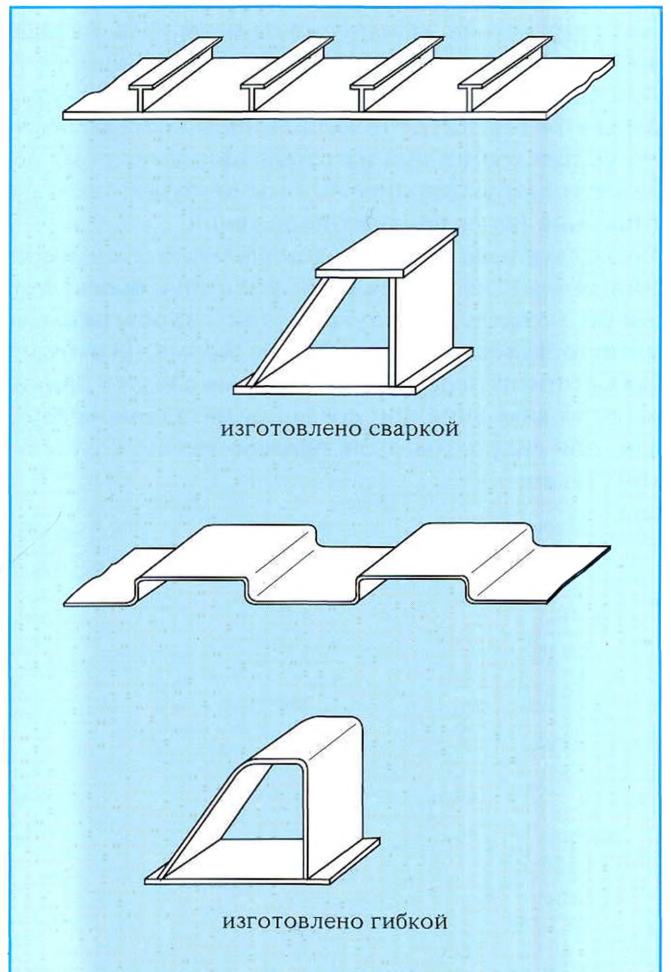
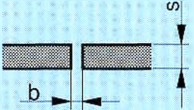
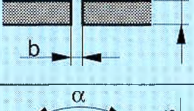
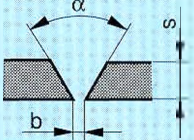
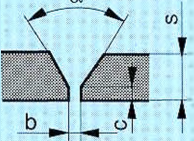
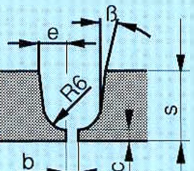
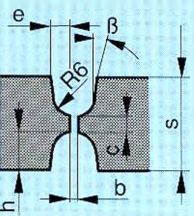


Рис. 100. Сокращение числа сварных швов за счет применения гибкости

Толщина изделия	Исполнение	Наименование	Условное обозн. <sup>1)</sup>	Форма разделки кромок Сечение	Размеры				Способ сварки <sup>4)</sup>	Примечания
					градусы <sup>2)</sup> $\alpha, \beta$	зазор <sup>3)</sup> b	высота притупл c	высота кромок h		
< 4  < 8	одностор.	Шов стыкового соединения			—	$\approx s$	—	—	G, E, WIG <sup>5)</sup>	—
					—	$0 < s$	—	—	MIG, MAG	
	двухстор. <sup>6)</sup>	без скоса кромок			—	$\approx s/2$	—	—	E, WIG <sup>5)</sup>	—
					—	$0 < s/2$	—	—	MIG, MAG	
3 < 10  3 < 40	одностор. или двухстор.	Шов стыкового соединения со скосом кромок	V		$\approx 60$	0 < 3	—	—	G	При необходимости с защитой ванны и увеличенным зазором между свариваемыми кромками
					$\approx 60$				E, WIG <sup>5)</sup>	
					40 < 60				MIG, MAG	
10 <	двухстор. <sup>6)</sup>	Стыков. шов со скосом двух кром. с увелич притуплением	Y		$\approx 60$	0 < 3	2 < 4	—	E, WIG <sup>5)</sup>	В особых случаях для меньшей толщины стенок и G
					40 < 60				MIG, MAG	
12 <	одностор. или двухстор. <sup>6)</sup>	Шов стыкового соединения с криволинейн. скосом кромок		$\approx 8$	0 < 3	$\approx 3$	—	E, WIG <sup>5)</sup>	Корень шва также с помощью G $e = 4,6 + 0,14 s$ , если $c = 4$ мм а $\beta = 8^\circ$ .	
								MIG, MAG		
30 <	двухстор. <sup>6)</sup>	Шов стыкового соединения с двумя симметричными криволинейн. скосами кромок		$\approx 8$	0 < 3	$\approx 3$	$\approx s/2$	E, WIG <sup>5)</sup> MIG, MAG	Эта форма раздела кромок может быть получена с различной высотой кромок аналогично 2/3 двустороннего стыкового шва со скосом кромок $e = 5 + 0,1 s$ , если $c = 3$ мм а $\beta = 8^\circ$ .	

1) Дополнительные условные обозначения см в DIN 1912, часть 5.

2) При сварке в положении q (горизонтально на вертикальной стенке) угол может быть больше и/или асимметричным.

3) Указан. размеры действ. в услов. прихватки. Оптим. велич. зазора между свариваем. кромками при стыков. сварке завис. от полож., при котор. произв. сварка, и от способа сварки.

4) E= дуговая сварка, G= газовая сварка, MIG= сварка металл. электр. в инертном газе, MAG= сварка металл. электр. в активн. газе, WIG= сварка вольфрам электр. в инерт. газе

5) При сварке вольфрамовым электродом в инертном газе может потребоваться защита от окисления и защита ванны с помощью защитного газа (см. проект стандарта DIN 32526), например, формиргаза.

6) При необходимости корень шва можно вырубить и подварить.

Таблица 36.: Формы раздела кромок стыковых швов на изделиях, изготовленных из металлоконструкций ( Выдержки из DIN 8551, часть 1)

### 2.3 Оптимальное расположение сварных швов

Конструктор обязан ограничивать количество, сечение и длину сварных швов, таким образом, чтобы максимально сократить объем сварочных работ.

Вырезка углов в тех местах, где отсутствует передача силы, также сокращает трудоемкость и соответствующие затраты.

На чертеже указывается форма разделки кромок для стыковой сварки. Форма разделки кромок зависит от размеров изделия, способа сварки, положения, при котором производится сварка, и производственного оборудования. При изготовлении металлоконструкций для гидроагрегатов обычно применяют сварку металлическим или вольфрамовым электродом в инертном газе, а также дуговую сварку.

При сварке угловых швов бывает целесообразным получение прерывистого шва. Однако при этом следует учитывать условия эксплуатации готовой детали. В гидроагрегатах для гидротехнических сооружений использование прерывистых угловых швов запрещено. Нельзя также применять сварку прерывистым швом внутренних стенок бака. Если сечение излома прерывистого углового шва должно быть таким же, как у непрерывного, толщину углового шва следует увеличить в 2 раза при условии, что непроваренные участки имеют точно такую же длину, что и валик шва. Такое решение нельзя считать экономичным. Следовательно, прерывистый шов надо выбирать в тех случаях, когда не требуется передавать значительные усилия, например, при наплавке усиливающих валиков. При этом преимущество прерывистого шва состоит в уменьшении усадки.

Поскольку при изготовлении гидроагрегатов из металлоконструкций редко требуется производить расчеты, конструктор должен выбирать минимально допустимую толщину углового шва, исходя из практического опыта.

Сварные швы должны находиться в хорошо доступных местах. Об этом следует помнить уже на стадии разработки конструкции, особенно при сваривании элементов, имеющих кромки.

Сварные швы должны располагаться на участках низких нагрузок. При этом надо избегать изменений сечения между деталями.

Коробчатые профили, обладающие повышенной статической и динамической прочностью, более предпочтительны по сравнению с гладкими профилями. Однако следует помнить, что применительно к гидроагрегатам короб должен оставаться закрытым во избежание коррозии внутренних элементов.

Конструктор обязан проверить, нельзя ли сократить количество сварных швов путем применения отбортовки или гибки (рис. 100). Как правило, отбортовка дешевле и проще сварки.

### 2.4 Обеспечение качества сварочных работ

Качество сварочных работ может быть оценено согласно стандарту DIN 1863, часть 3. В этом стандарте стыковые и угловые швы классифицируются по оценочным группам. Приводится подробная информация об анализе допустимых внешних и внутренних дефектов.

На металлоконструкции гидроагрегатов распространяется требования классов оценки DS и SK.

## 3. Конструкция гидроагрегатов

При разработке конструкции гидроагрегатов следует учитывать особенности технологии использования рабочих жидкостей. Надо следить за тем, чтобы расположение элементов гидрооборудования обеспечивало их нормальное техническое обслуживание, и был обеспечен доступ к резьбовым соединениям. Кроме того, в процессе конструирования необходимо соблюдать требования основных стандартов, таких как DIN 24346, специальных рабочих инструкций и руководств по техническому обслуживанию, составленных производителями элементов.

С целью организации экономичного производства узлы или отдельные детали должны соответствовать заводским стандартам. Основой разработки конструкции гидроагрегатов является гидросхема, составляемая согласно DIN 24347, и спецификация элементов.

На гидросхеме согласно DIN 24347 должно быть показано:

- поток энергии рабочей жидкости,
- устанавливаемые давления,
- размеры трубопроводов.

В спецификацию элементов должны быть включены все компоненты, показанные на гидросхеме, с точным указанием типа и поставщика или производителя.

### 3.1 Системный подход к разработке конструкции

Основные принципы конструирования следует соблюдать и при разработке конструкции гидроагрегатов. Можно, например, использовать методiku, описание которой дается в Рекомендации 221 Общества немецких инженеров (рис. 101).

Конструктор часто имеет в своем распоряжении такие вспомогательные средства, как наклеиваемые изображения насосов, двигателей и клапанов, чертежи баков и узлов двигатель-насос. Существенную помощь при разработке конструкции гидроагрегатов может оказать дальнейшее совершенствование систем проектирования с использованием CAD, которые могут реализовываться с помощью вычислительной техники среднего класса или персональных компьютеров.

### 3.2 Особенности разработки конструкции гидроагрегатов

Кроме стандартных правил конструирования, при разработке конструкции гидроагрегатов, следует учитывать некоторые особенности, которые зависят от области применения и узла. Эти особенности будут рассматриваться применительно к отдельным узлам.

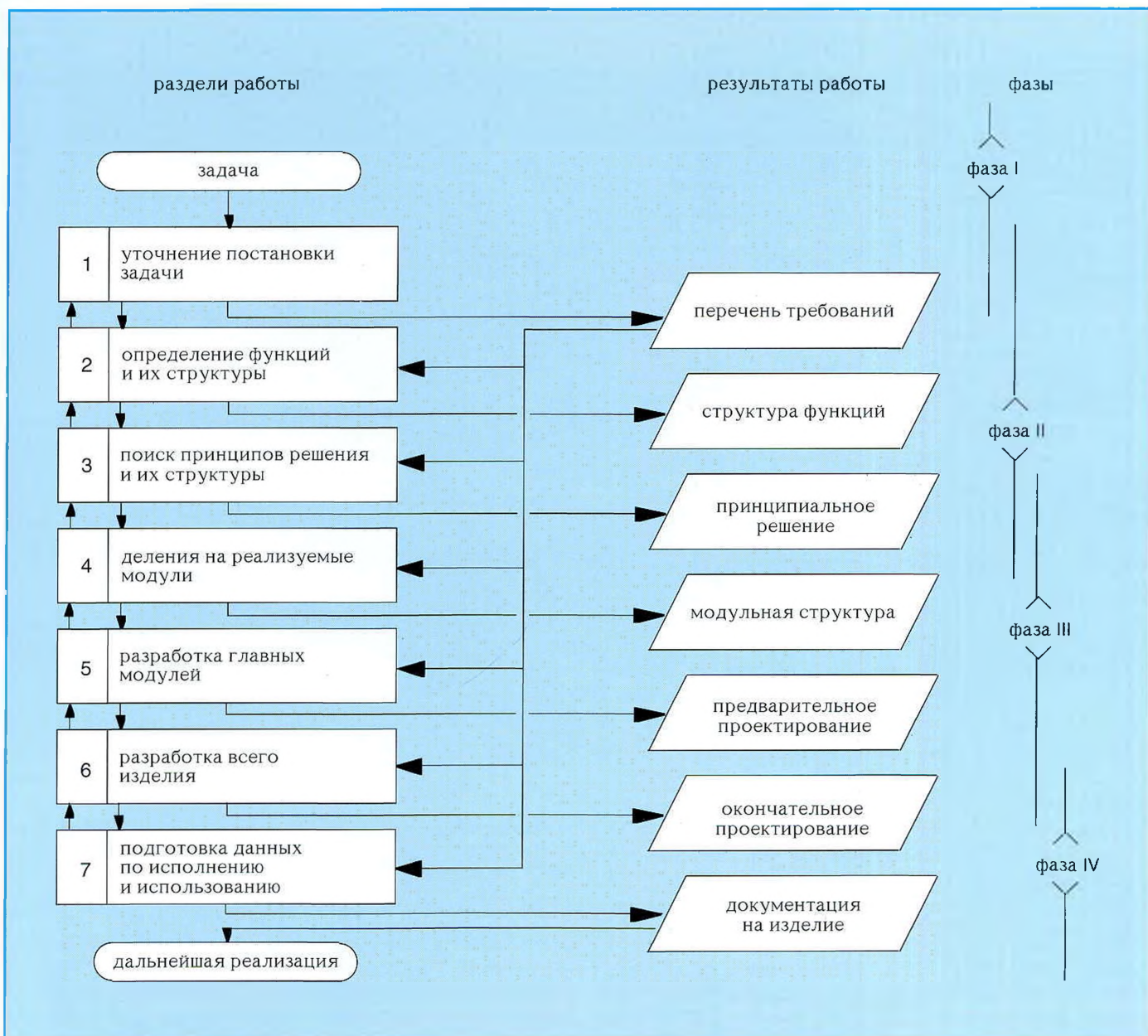


Рис. 101: Системный подход к проектированию и разработке конструкции



## 4. Узлы

### 4.1 Бак для рабочей жидкости

Как правило, в гидросистемах применяют баки, в которых рабочая жидкость не находится под давлением. Их размеры следует рассчитывать таким образом, чтобы баки могли вмещать весь объем жидкости, находящейся в системе, если установленные в циркуляционном контуре элементы, например, обратные клапаны, находящиеся под предварительным направлением, не перекрывают обратный поток жидкости по направлению к баку. Минимальная емкость бака при этом должна быть равна или больше, чем 3-кратная объемная подача насоса. Это относится к гидросистемам, работающим на минеральном масле. При использовании другой рабочей жидкости, например, трудно воспламеняемой, емкость бака (в зависимости от осаждающей способности

применяемой жидкости) должна быть увеличена до 5 - 8-кратной рабочей подачи гидронасоса.

Баки емкостью до 63 л и более, для его изготовления применяют листовую сталь. В станкостроении используют прямоугольные стальные баки согласно DIN 24339. Этот стандарт предусматривает также стандартизацию замков бака. На прессах и литейных машинах встречаются прямоугольные стальные баки с гладкими армированными или гофрированными стенками. В сталеплавильных и сталепрокатных цехах обычно устанавливают круглые масляные баки.

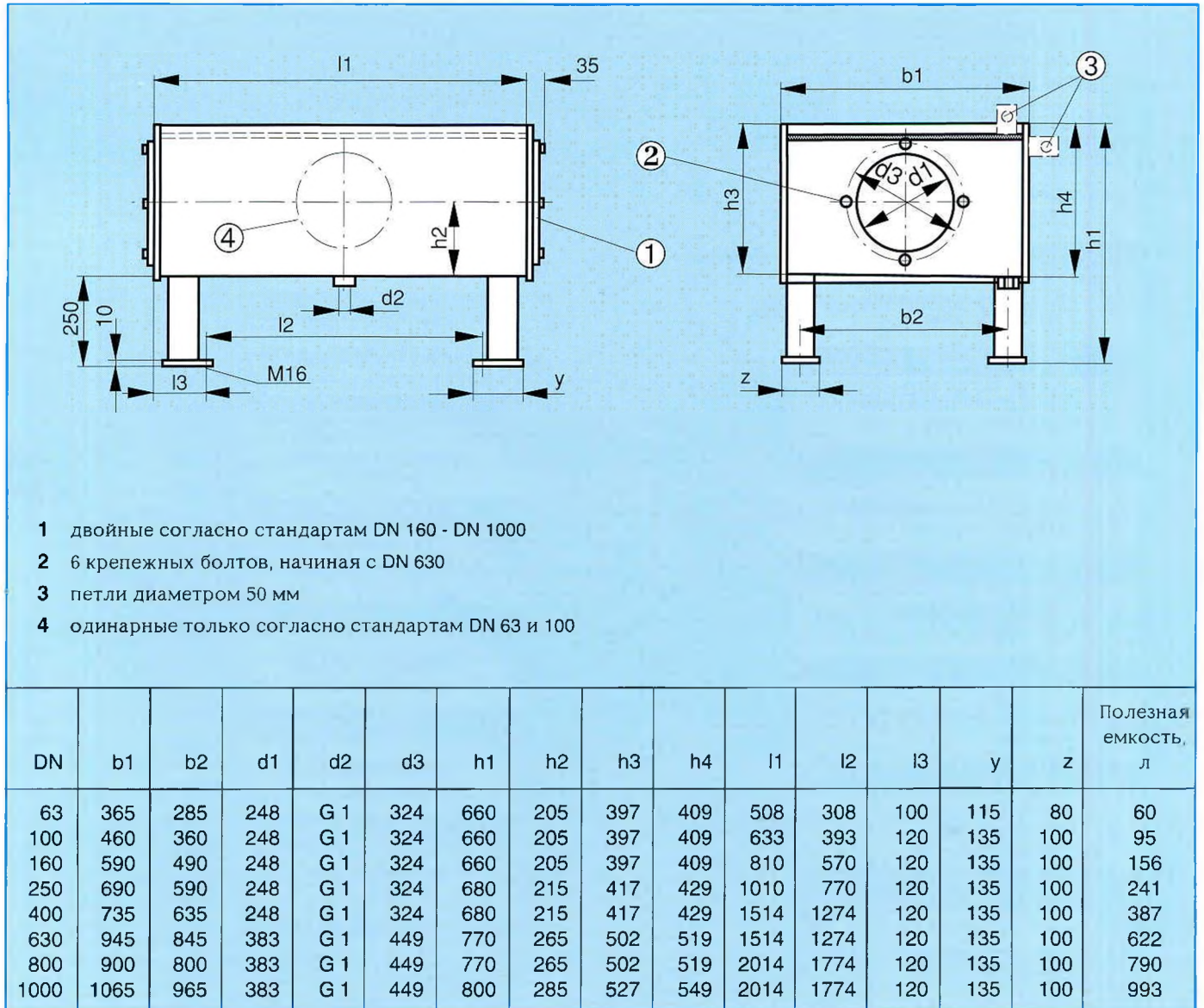


Рис. 102: Основные размеры прямоугольных масляных баков из стали аналогично стандарту DIN 24 339



Рис. 103: *Алюминиевый бак*

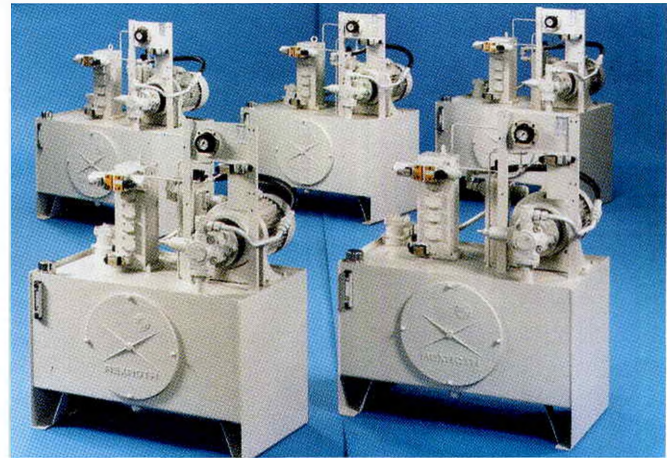


Рис. 104: *Стальной бак*

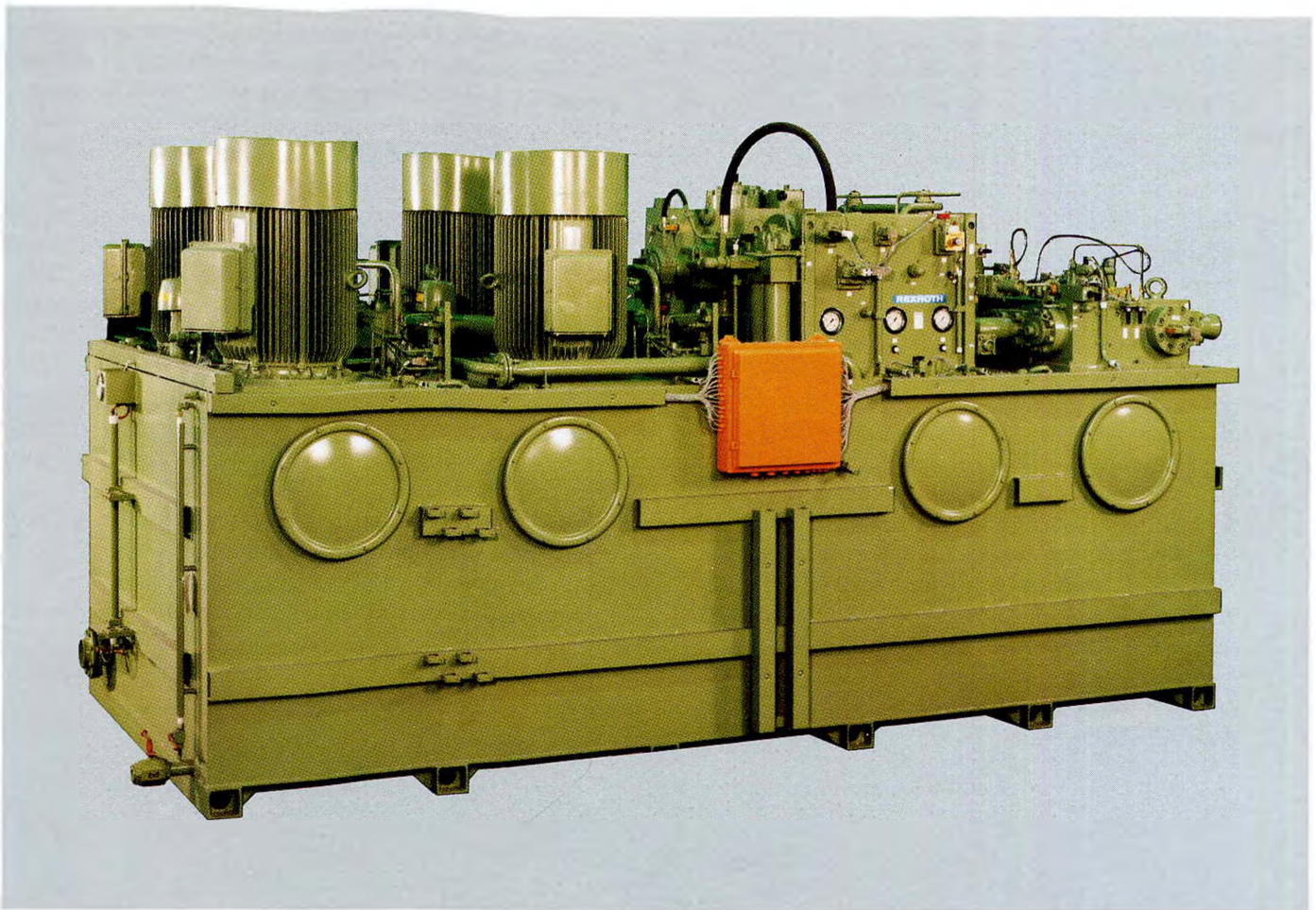


Рис. 105: *Бак емкостью 16000 л*

Рабочая жидкость, находящаяся в баке, должна освободиться от содержащегося в ней воздухе. Поэтому всасывающие и сливные линии следует располагать на значительном расстоянии друг от друга. Скорость течения в баке должна быть ограничена, чтобы обеспечить осаждение загрязнений, которые возможно, имеются в рабочей жидкости. С целью периодического осмотра и очистки внутренних стенок бака необходимо предусмотреть достаточно большие очистные отверстия.

Если емкость бака больше 1000 л, между камерой всасывания и сливной камерой рекомендуется устанавливать проваренную перегородку с перепускным клапаном. Разумеется, в этом случае обе камеры могут раздельно опорожняться и очищаться.

Вместо проваренной, оснащенной перепускным клапаном перегородки можно использовать проницаемую перегородку, например, из тянутого металла. Чтобы улучшить удаление воздуха, эту перегородку рекомендуется устанавливать наклонно. Однако и при такой конструкции по крайней мере в нижней части бака надо предусмотреть проваренную перегородку, которая предотвращает попадание загрязнений из сливной камеры в камеру всасывания.

Гидробаки часто служат несущей конструкцией для других элементов гидросистемы, например, для узла двигатель-насос и/или органов управления. Поэтому иногда приходится усиливать стенки бака. Простейшим способом усиления является гофрирование с помощью ротационного токарного выдавливания. Преимущество этого способа состоит в отсутствии сварочных работ.

Может потребоваться также приваривание элементов жесткости. В простейшем случае используют плоскую стальную пластину, которая с обеих сторон приваривается к стенке бака сквозными угловыми швами.

Если пластина не обеспечивает достаточной жесткости, обычно варивают U-образный профиль. При этом надо следить за тем, чтобы этот профиль был плотно приварен к баку с целью предотвращения попадания в рабочую жидкость загрязнений, которые могут находиться внутри профиля.

При вваривании ребер жесткости следует избегать близкого расположения сварных швов и угловых участков, где могут скапливаться загрязнения. В этом случае также должна быть обеспечена возможность очистки внутренних стенок бака.

При использовании баков, подвергнутых горячему цинкованию, надо обратить внимание на удобный доступ к внутренней части бака. Горячее цинкование предусматривает удаление воздуха из внутренней части бака, поэтому бак должен иметь вентиляционные и выпускные отверстия.

Цинкование гидробаков распылением используется в ограниченном масштабе. Преимущество этого способа заключается в том, что с его помощью можно цинковать баки, размеры которых не дают возможности погружать их в ванну для цинкования. Однако в этом случае цинк можно наносить только на блестящую металлическую поверхность. Труднодоступные участки недостаточно покрываются цинком, и при нанесении очень толстых покрытий цинк легко отслаивается.

Необходимо знать, что при горячем цинковании гидробаков температура ванны составляет ок. 480°C. Под действием такой температуры происходит высвобождение собственных напряжений металла, возникающих при сварке, которые могут привести к деформации бака. Иногда только по этой причине приходится усиливать стенки бака. Цинк, который находится в баке или в полостях, должен вытекать быстро и без значительного изменения температуры. При разработке конструкции следует учитывать размеры имеющейся ванны и способ погружения. Надо своевременно предусмотреть соответствующие возможности подвешивания бака.

Стальные гидробаки перед привариванием крышки подвергают пескоструйной обработке и грунтуют изнутри цинковой краской. Это покрытие обладает стойкостью к действию большинства рабочих жидкостей. Кроме того, оно обеспечивает достаточную защиту от коррозии.

Для систем, оснащенных сервоклапанами, часто требуются баки из нержавеющей стали. Принципы конструирования баков из нержавеющей и углеродистых сталей одинаковы. Следует тщательно изучить возможность сокращения толщины стенок бака. Надо избегать сварных соединений элементов из аустенитных и углеродистых сталей.

Гидробаки из нержавеющей сталей после изготовления подвергают травлению. Окраска не требуется.

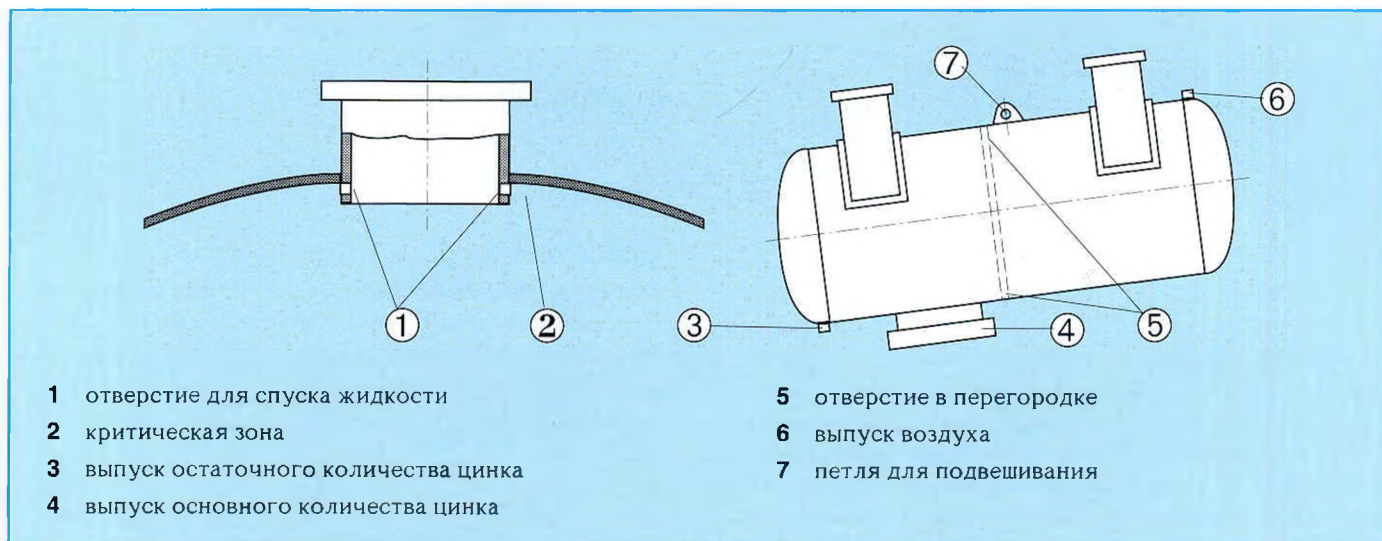


Рис. 106: Меры, необходимые для горячего цинкования круглых масляных баков

При разработке конструкции баков больших размеров следует учитывать, что разность температур может вызвать изменение длины бака. Поэтому круглый масляный бак имеет одну жесткую и одну регулируемую опору (рис. 107).

Гидробаки должны быть не только герметичными изнутри; следует позаботиться о том, чтобы в бак не попадали загрязнения из окружающей среды. Это особенно важно в том случае, когда верхняя часть прямоугольных баков выполнена как ванна для сбора утечек масла. Необходимо тщательно закрывать и герметизировать соответствующие отверстия, например, для прокладки трубопроводов, установки фильтров и узла двигатель-насос. В качестве уплотнительного материала можно использовать комбинацию резины с пробкой. Материал должен быть упругим и/или достаточно толстым, чтобы компенсировать небольшие неровности металлоконструкции, и стойким к действию соответствующей среды. Уплотнительные поверхности должны быть плоскими и чистыми. Расстоя-

Ем- кость л	d	l1	l2	b1	b2	a1	a2
1000	1000	1510	765	200	150	750	600
1500	1000	2050	1400	200	150	750	600
2000	1250	1830	1100	200	150	950	800
3000	1250	2740	1920	200	150	950	800
4000	1250	3490	2740	200	150	950	800
4000	1600	2230	1280	350	300	1200	1050
5000	1600	2820	1770	350	300	1200	1050
6000	1600	3260	2250	350	300	1200	1050
7000	1600	3740	2770	350	300	1200	1050
10000	1600	5350	4290	350	300	1200	1050
13000	1600	6960	5625	525	475	1150	1000
16000	2000	5550	4210	600	550	1750	1600
20000	2000	6960	5395	600	550	1750	1600

- 1) указатель уровня масла
- 2) заправочно-вентиляционный фильтр
- 3) перепускной клапан
- 4) петля для транспортировки

- 5) условный проход 500 мм
- 6) спускной кран G 2
- 7) жесткая опора
- 8) регулируемая опора

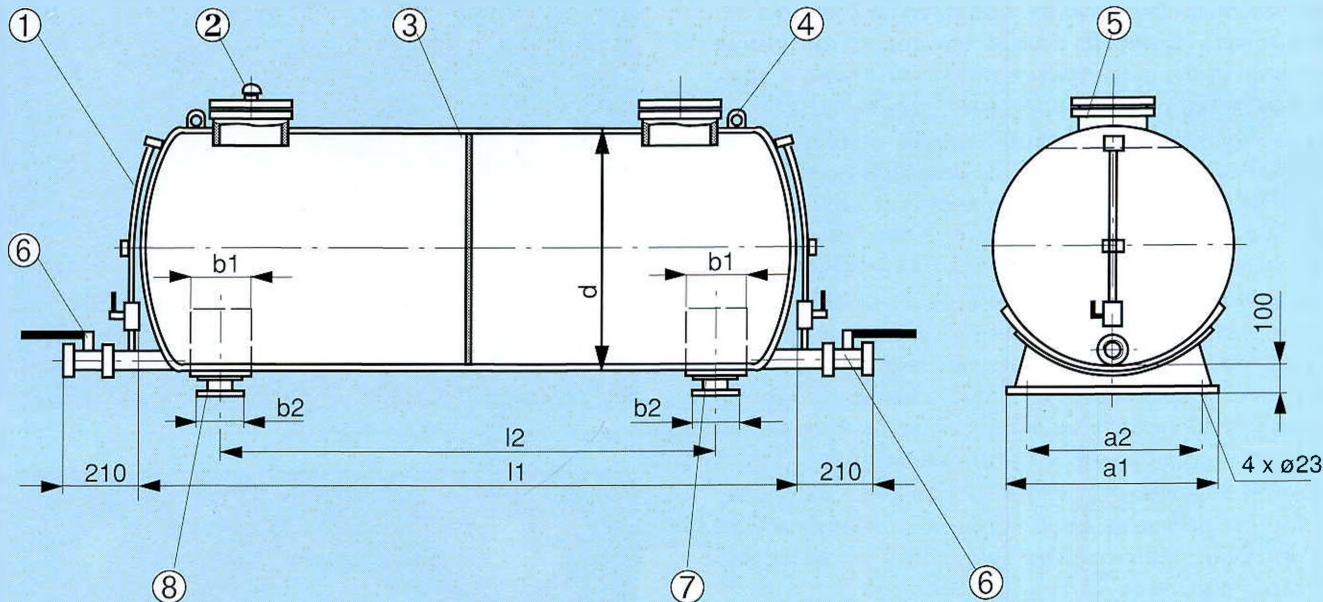


Рис. 107: Основные размеры круглых масляных баков из стали

ние между крепежными болтами следует выбирать таким образом, чтобы была обеспечена хорошая герметизация.

## 4.2 Узлы двигатель-насос

Узел двигатель-насос гидроагрегата преобразует электрическую энергию в гидравлическую. В специальной литературе встречаются также термины "приводной узел", "насосный агрегат", "блок двигатель-насос".

В зависимости от конструкции применяемого электродвигателя различают следующие типы узлов двигатель-насос: V1, B3, B5 или B3/B5.

В узлах типа V1, B5 или B3/B5 крутящий момент передается через опору насоса. Здесь имеет место наиболее короткий силовой поток для крутящего момента. Кроме того, корпусной шум гасится демпфирующими кольцами непосредственно позади насоса. Демпфирующее кольцо должно соответствовать конструкции насоса.

Применяемые элементы, такие как опора насоса с демпфирующим кольцом или без него, ножки опоры, муфты и монтажные плиты, имеют стандартное исполнение.

Узлы типа V1, B5 или B3/B5 предпочтительны, поскольку благодаря принудительной соосности насоса и вала двигателя предотвращается смещение муфты, и не требуется ее длительная регулировка.

Производители муфт предусматривают их фиксацию в заданном положении с помощью небольшого винта в призматической шпонке. Этого достаточно, если приводная мощность агрегата не превышает 15 кВт. В более мощных двигателях полумуфты следует зафиксировать шайбой. Такой способ стопорения муфт всегда рекомендуется применительно к типу V1, по крайней мере, для верхней полумуфты.

Во время сборки следует проверять, правильно ли выдержано расстояние между полумуфтами.

В узле типа B3 двигатель и насос установлены на общей раме. Как правило, насос крепится к угольнику. Общая рама передает крутящие моменты и усилия, поэтому ее конструкция должна предотвращать взаимное перемещение электродвигателя и насоса под действием передаваемых усилий.

Для электродвигателей до типоразмера 180 достаточно простая рама из полосовой стали. Крепежный угольник к такой раме можно приваривать.

В электродвигателях типоразмеров 200 - 315 вышеописанная простая конструкция усиливается за счет дополнительного приваривания плоских или угловых профилей.

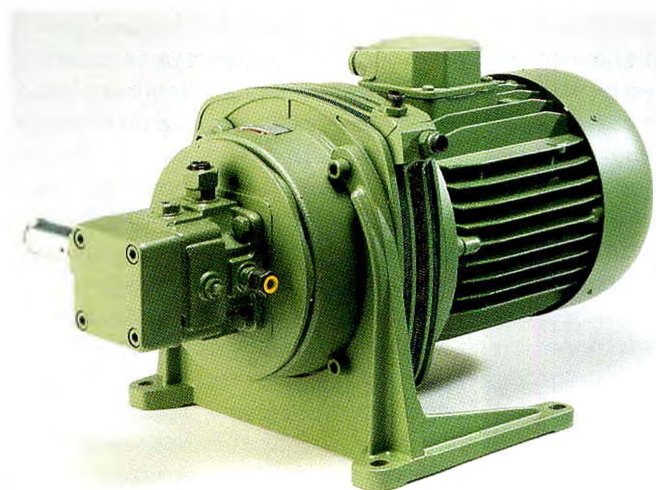


Рис. 108: Узел двигатель-насос

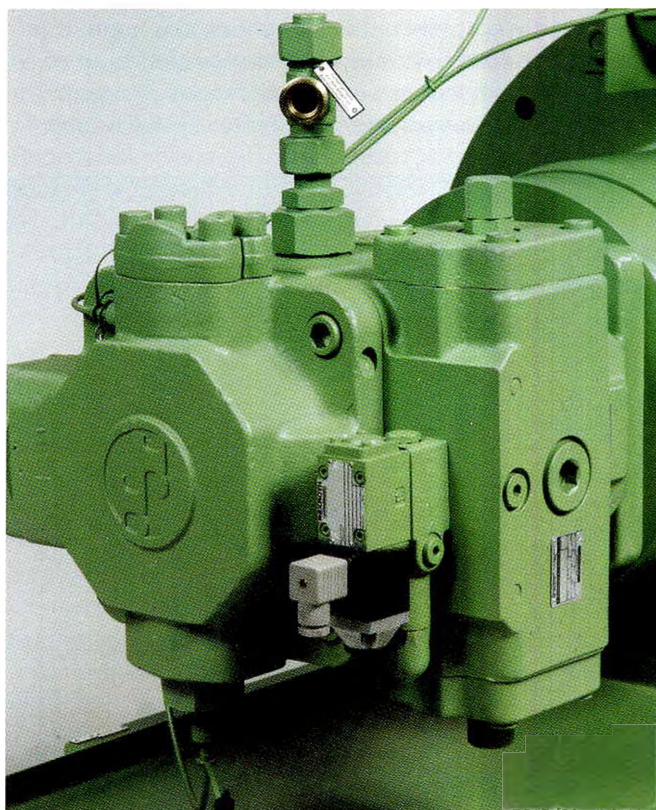


Рис. 109: Узел двигатель-насос

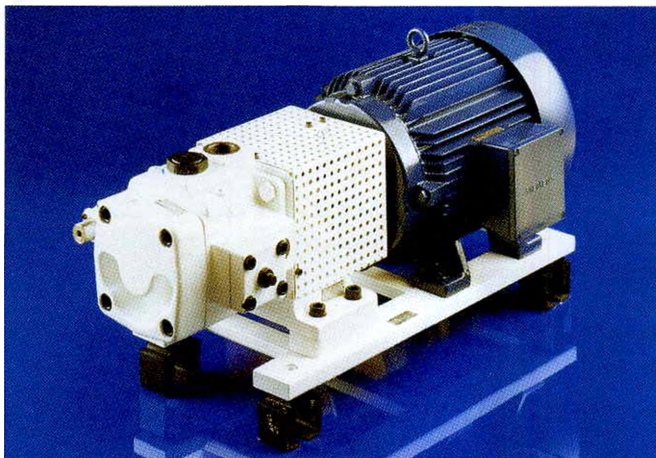


Рис. 110: Узел двигатель-насос

Двигатели типоразмера 355 и выше требуют применения стабильной опорной рамы, которая сваривается из полосовой стали и U-образных профилей. В данном случае опорные угольники целесообразно не приваривать, а крепить болтами. Высота двигателя регулируется прокладками. Во избежание бокового перемещения на элементах из полосовой стали следует предусмотреть соответствующие планки, по крайней мере, начиная с типоразмера 200.

На узлах двигатель-насос часто устанавливают приборы, относящиеся к системе управления насосом, и/или ограничительные клапаны. Применительно к узлам типа В5 и В3/В5 панель для монтажа соответствующих приборов может крепиться болтами для крепления двигателя.

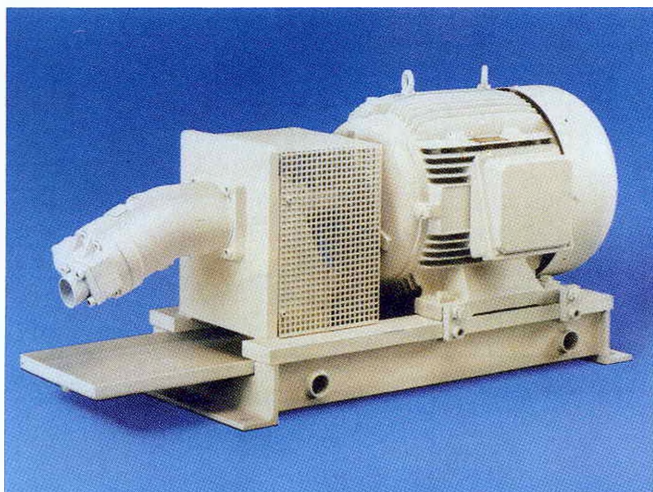


Рис. 111: Узел двигатель-насос



Рис. 112: Опора насоса

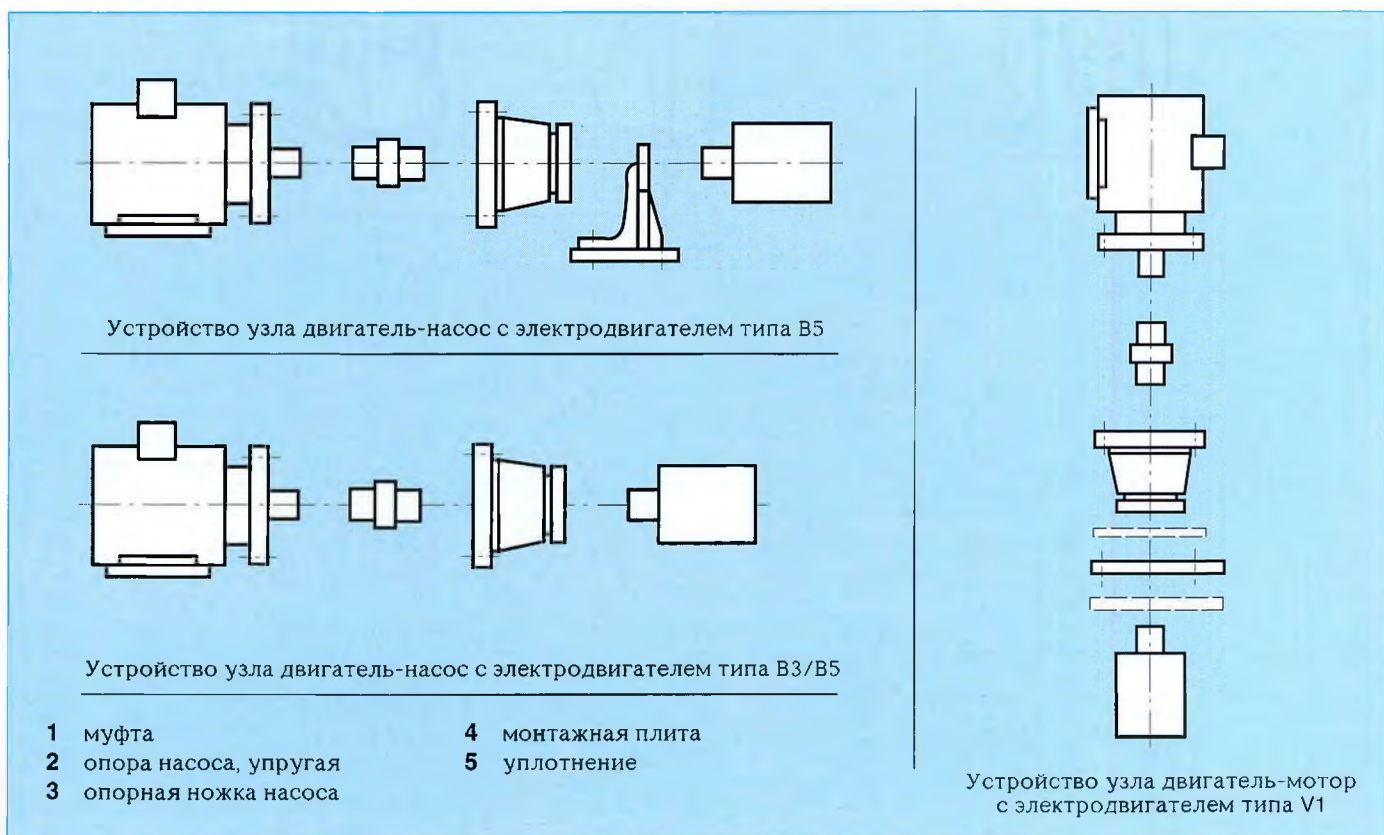


Рис. 113: Устройство узлов двигатель-насос

При использовании типа ВЗ клапанная стойка должна устанавливаться на раме. Время от времени следует проверять, требуется ли компенсация относительного перемещения насоса и системы трубопроводов применения шлангов в напорных и всасывающих линиях и компенсаторов во всасывающей линии.

Для устранения корпусного шума целесообразно использовать шланги в напорной линии и линии отвода утечек.

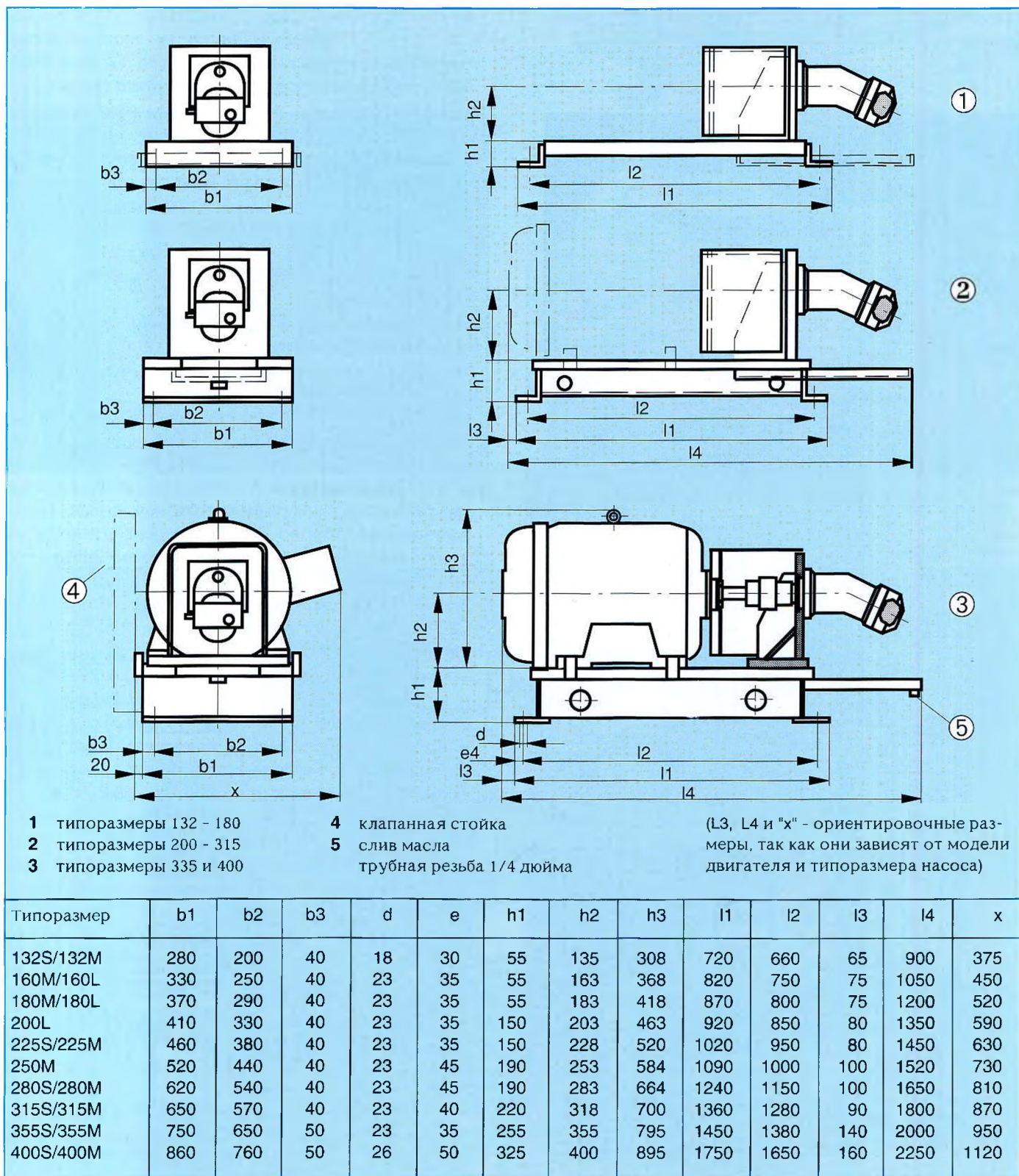


Рис. 114: Основные размеры узла двигатель-насос с электродвигателем типа ВЗ

### 4.3 Элементная рама

Приборы, блоки управления и клапаны гидравлической системы должны иметь надежное и стабильное крепление.

В гидросистемах металлообрабатывающих станков приборы, необходимые для осуществления функций управления, часто устанавливают на баке вместе с узлом двигатель-насос. Для того, чтобы ограничить шум, создаваемый агрегатами во время работы, поверхность звукоизлучения должна иметь минимальную площадь. Поэтому приборы системы управления рекомендуется устанавливать на блоке управления. Крепеж блока при этом следует предусмотреть непосредственно на баке, без монтажной стенки.

Часто из-за недостатка места выполнить это условие невозможно. Однако, чтобы, несмотря на это, обеспечить максимальное снижение уровня шума от излучающих поверхностей, была разработана так называемая элементная рама. В этом случае к стандартизированной раме из труб прямоугольного сечения приваривают стандартизированные элементы для крепления приборов.

Толщина трубы прямоугольного сечения зависит от размеров и веса устанавливаемых приборов:

- для крепления клапанов типоразмера 6 достаточную прочность гарантируют трубы размером 20 мм x 30 мм x 2 мм;
- для крепления клапанов типоразмеров 10 - 16 применяют трубы размером 30 мм x 6 мм x 3 мм;
- для крепления клапанов типоразмера 25 и более следует использовать трубу размером 60 мм x 60 мм x 4 мм.

В зависимости от веса целесообразно обеспечить крепление элементной рамы подкосами.

Для отвода корпусного шума с целью снижения звуковой эмиссии агрегата элементы могут крепиться к раме болтами. В этом случае между элементом и рамой могут быть установлены резинопровковые прокладки. Это относится также к креплению элементной рамы к баку.

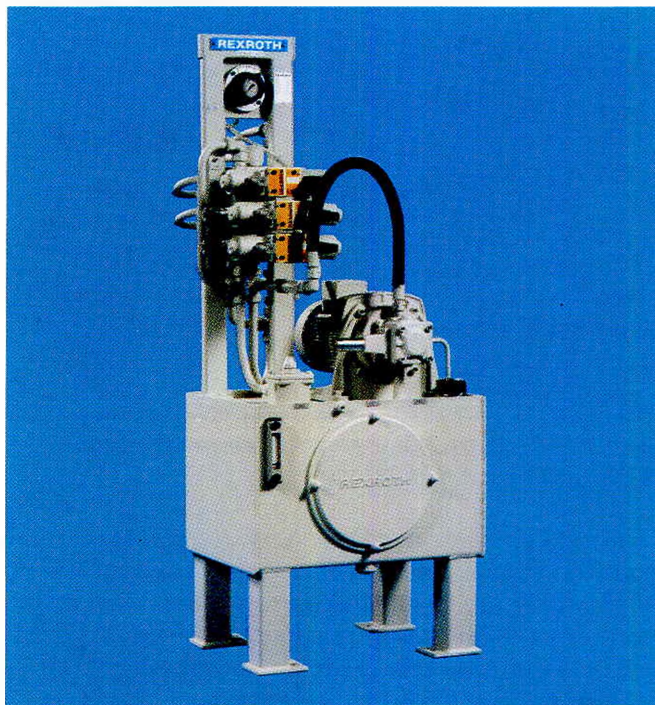


Рис. 115

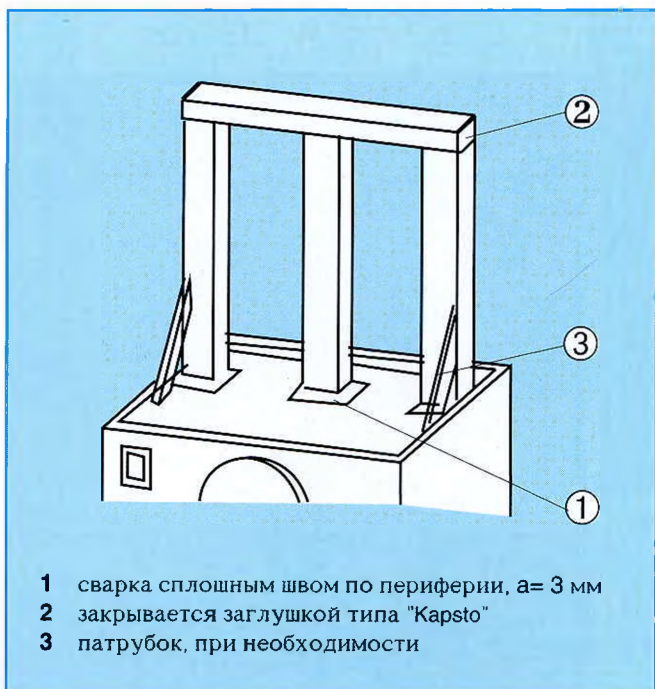


Рис. 116: Эскиз элементной рамы

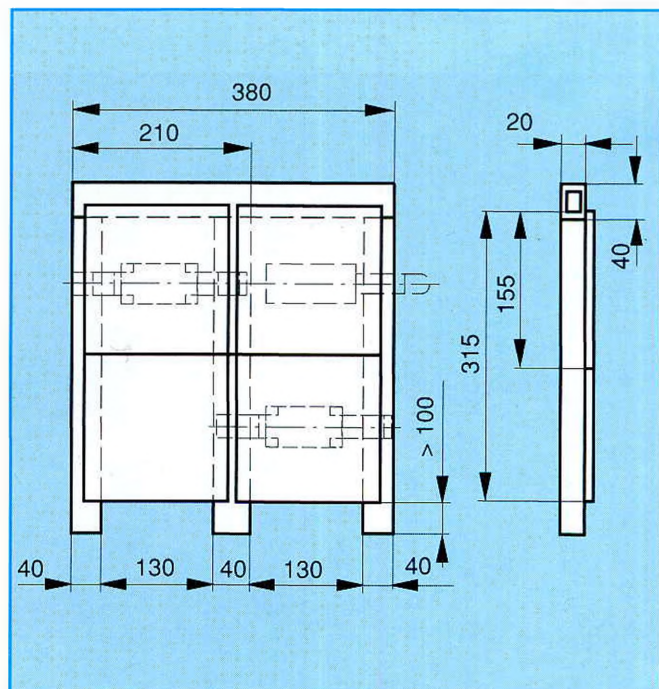


Рис. 117: Двухсекционная элементная рама для установки элементов типоразмера 6



При разработке конструкции гидроагрегатов с элементной рамой следует обращать особое внимание на обеспечение доступа к резьбовым соединениям. Поэтому элементы должны быть установлены позади рамы, так чтобы приборы находились между прямоугольными трубами. Однако это может затруднить доступ к регулирующим органам, поэтому положение элементов определяется в каждом конкретном случае.

Конструкция с использованием элементной рамы требует большей площади, чем применение передней панели. Если использование элементной рамы

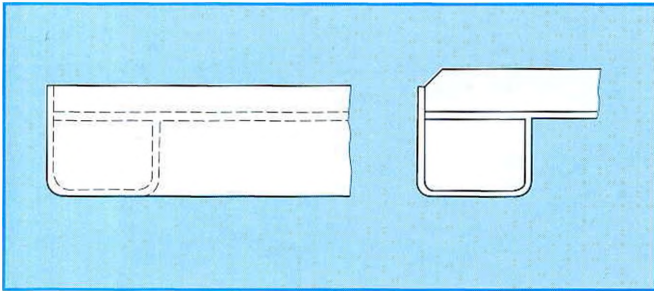


Рис. 118: С-образные профили и элементы жесткости на передних панелях

невозможно из-за недостатка места, приборы приходится устанавливать на передней панели.

Применительно к панелям, которые называют также монтажными стенками, разработаны заводские стандарты на отверстия, поэтому конструктору остается только выбрать длину и высоту панели, а также положение и направление отверстий.

Стандартизованы также несущие поперечины панели. Обычно используют гнутые С-образные профили, в которые вваривают панель.

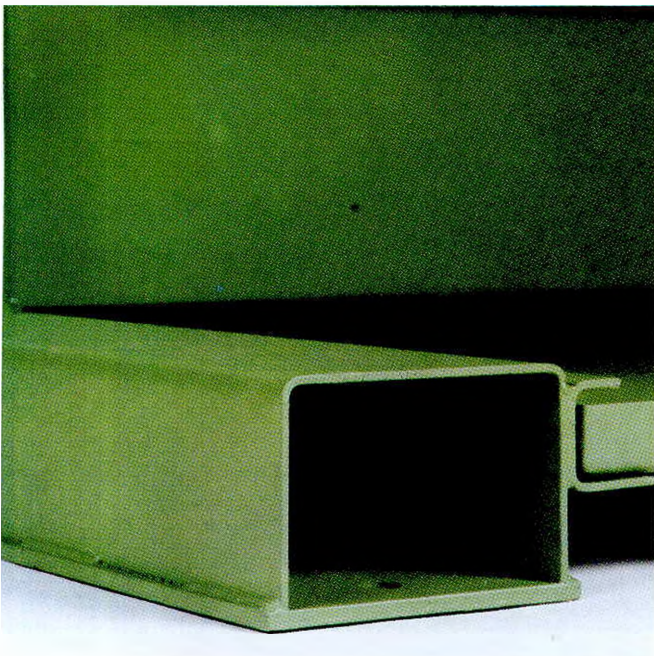


Рис. 119

В зависимости от размеров панели и веса устанавливаемых приборов в монтажной стенке могут потребоваться элементы жесткости и опоры для соединения с баком.

В верхней части С-образного профиля целесообразно предусматривать отверстия для транспортировки панели.

#### 4.4 Клапанные панели

В гидросистемах для крупных станков и сооружений баки, приводы и системы управления из-за больших размеров устанавливаются отдельно. Если баки и приборы, как правило, монтируются в специальных помещениях (часто подвальных), то система управления устанавливается как можно ближе к потребителям (гидродвигателю или гидроцилиндру). Во многих случаях система управления выполняется в виде клапанных панелей с соединительными трубами.

Размер клапанной панели зависит от конструкции и веса устанавливаемых приборов, поэтому стандартизованы могут быть только несущие элементы: опорные ножки, масляная ванна и поперечины.

Как и в передних панелях, здесь также в некоторых случаях требуются элементы жесткости и опоры.

В качестве средств транспортировки клапанных панелей используются трубы, ввариваемые в несущие поперечины, поскольку подъем снизу невозможен.

При разработке конструкции расстояние между приборами, которые устанавливаются и соединяются трубами на клапанной панели, должно быть рассчитано таким образом, чтобы трубам можно было придавать U-образную форму.

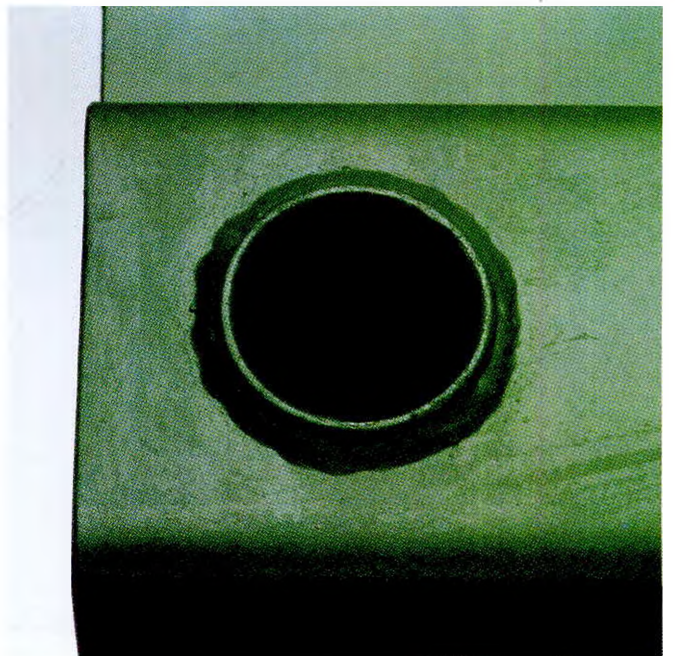


Рис. 120

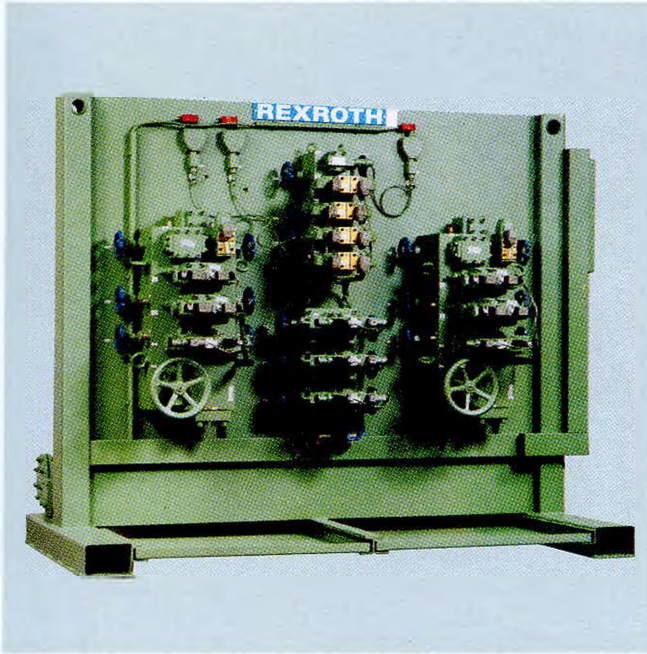


Рис. 121

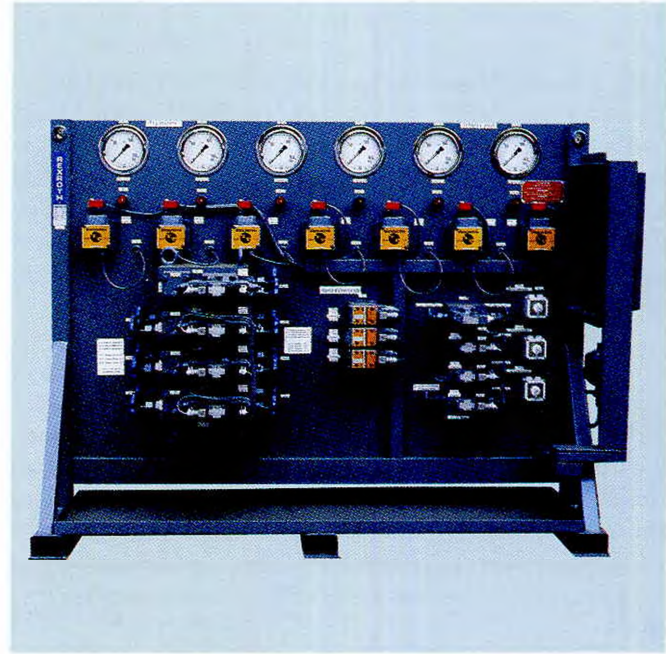


Рис. 122

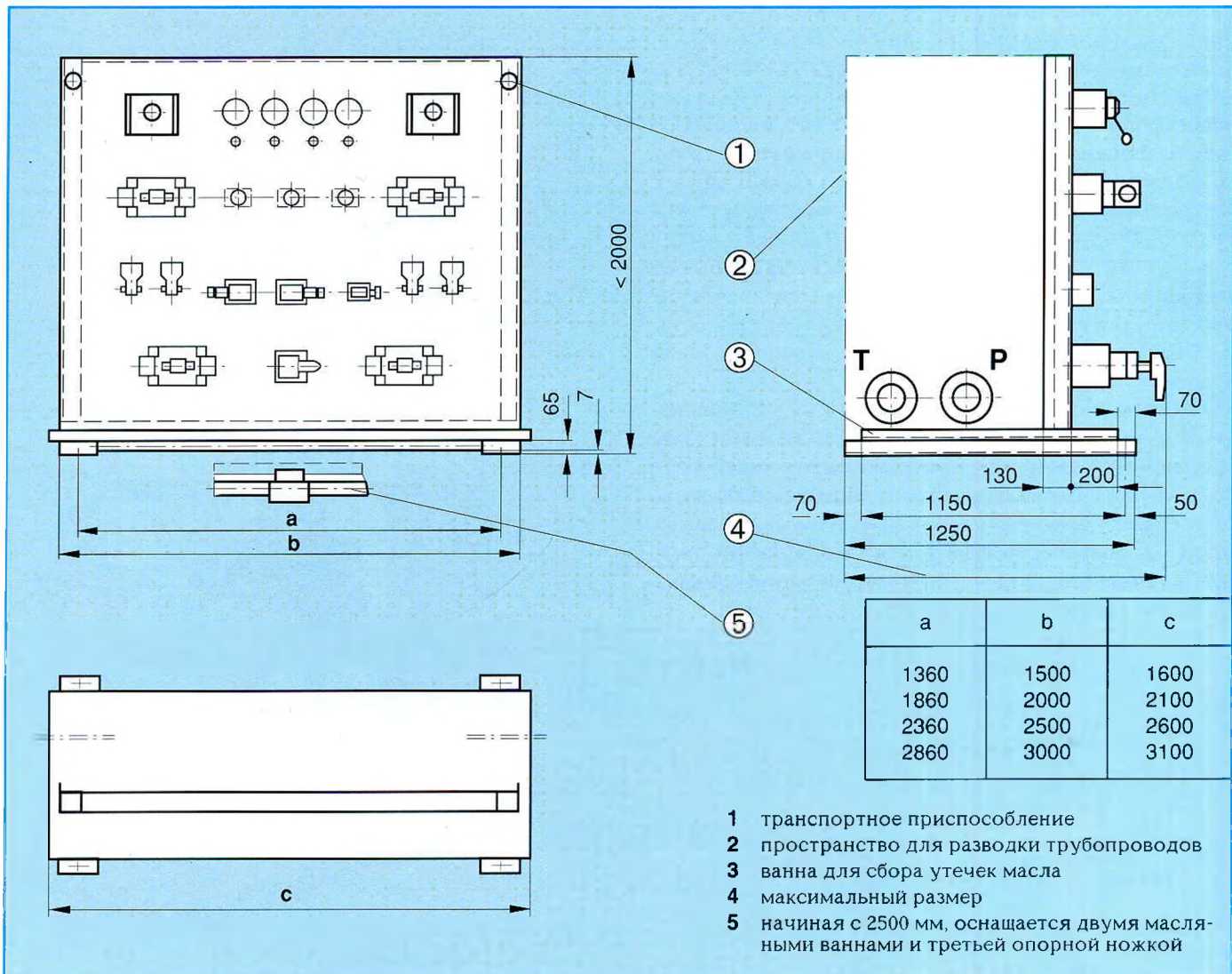


Рис. 123. Клапанная панель облегченного типа

#### 4.5 Клапанные столы

На клапанных панелях элементы обычно установлены таким образом, что плоскость разделяющая клапан и плиту, расположена вертикально. Это затрудняет ремонтные работы. Поэтому часто используют клапанные столы, в которых большинство плоскостей, разделяющих клапан и плиту, могут быть расположены горизонтально. Это облегчает выполнение ремонта.

В зависимости от веса элементов клапанные столы могут выпускаться в усиленном или облегченном исполнении. В наиболее простой конструкции, рассчитанной на блоки управления с клапанами типоразмера 16, используют угловые профили как для опорных ножек, так и для горизонтальных несущих элементов. Плита стола может быть сплошной и иметь соответствующие отверстия или выполняется в виде полок между горизонтальными поперечинами.

Для крепления крупных блоков управления с клапанами типоразмеров больше 16 клапанные столы должны иметь более стабильную конструкцию. При этом прямоугольные трубы могут применяться как для опор, так и для горизонтальных опорных балок.

Клапанные панели часто проектируются вместе с разводкой трубопроводов. На клапанных столах целесообразно, чтобы разводка шла от блока управления, благодаря чему в столе прокладываются, только коллекторные трубы для насоса, бака и утечек масла, которые затем соединяются с общей системой трубопроводов на месте монтажа гидросистемы.

За счет того, что на клапанных панелях приборы расположены друг над другом, создается впечатление, что для их установки требуется меньше места, чем на клапанных столах, где приборы расположены в линию.

Во многих случаях клапанные столы устанавливаются вдоль стены в подвальной помещении, где монтируется гидросистема, благодаря чему трубопровод от блока управления можно проложить непосредственно по стене. При этом занимаемая площадь также не больше той, которая необходима для клапанных панелей, при обеспечении лучших условий для ремонта.



Рис. 124. Клапанный стол

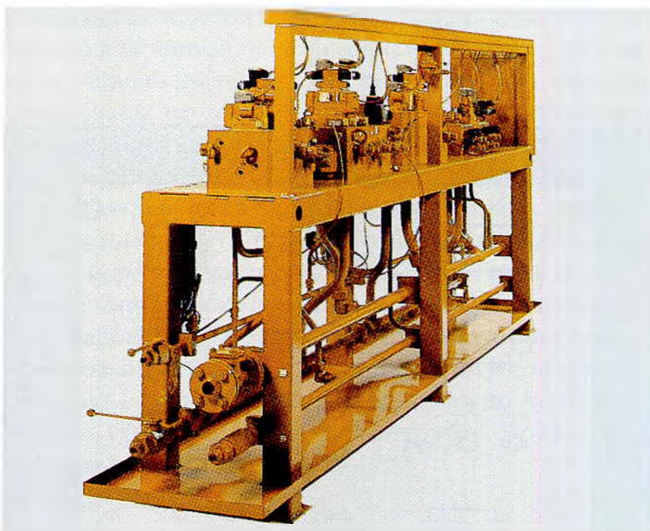


Рис. 125. Клапанный стол

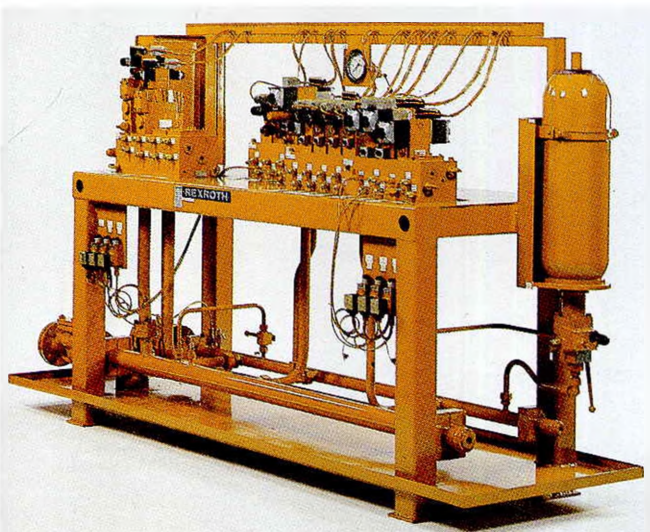


Рис. 126. Клапанный стол

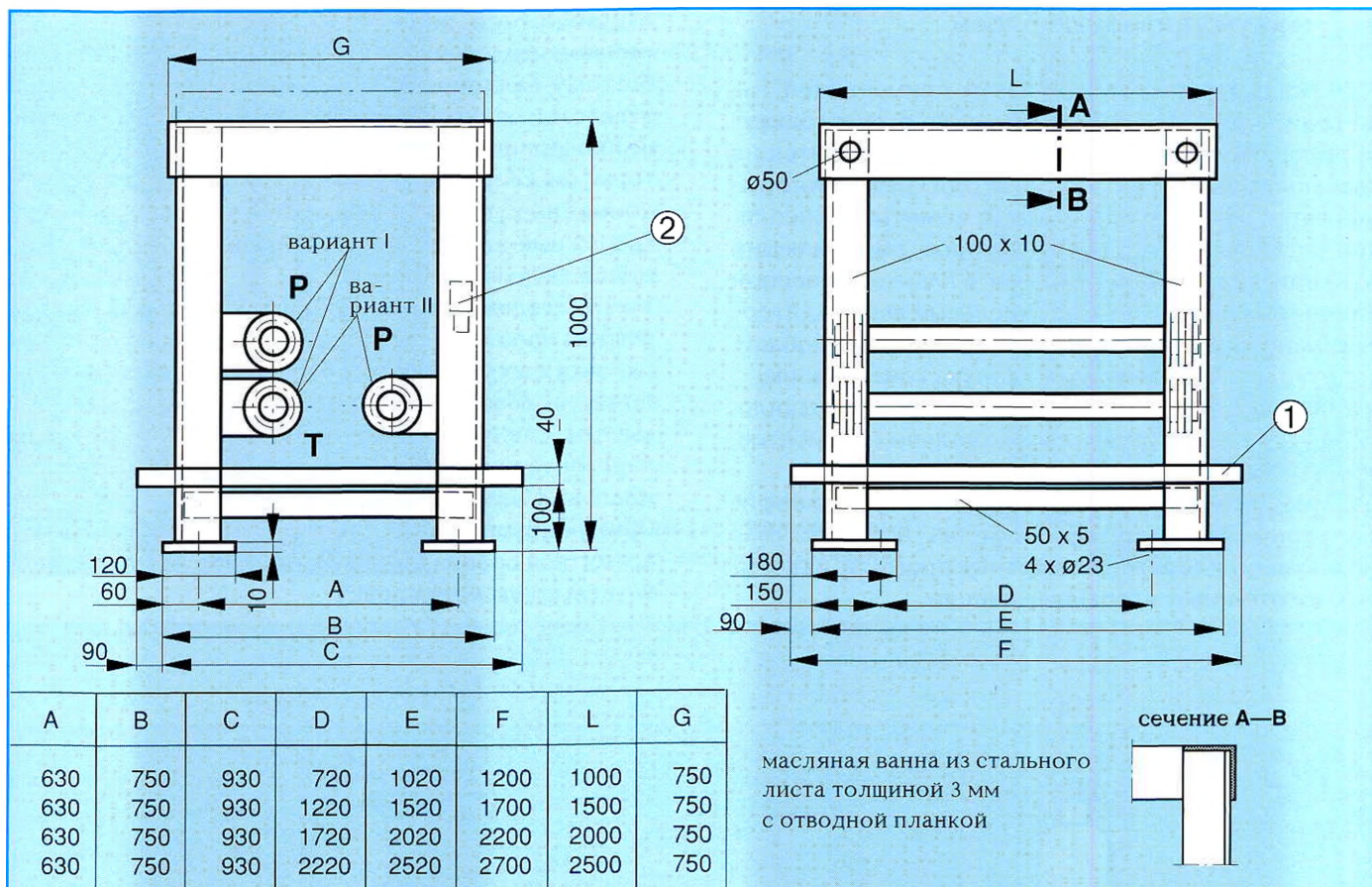


Рис. 127 Клапанный стол облегченного типа для установки отдельных клапанов до типоразмера 22 и блоков управления до типоразмера 16

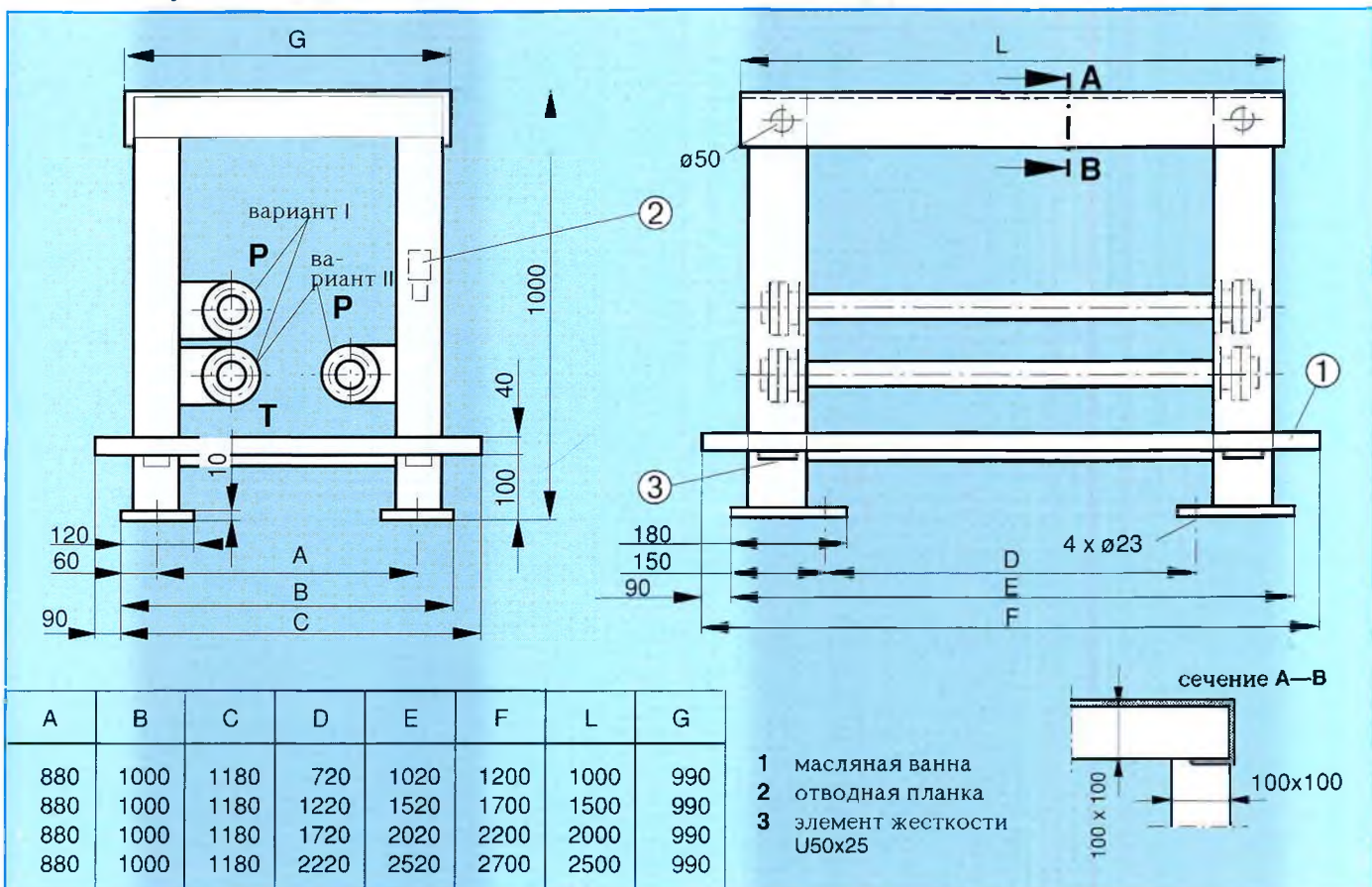


Рис. 128: Клапанный стол усиленного типа

### 4.6 Аккумуляторные блоки

В больших гидросистемах часто применяются гидроаккумуляторы. Если речь идет о энергоаккумуляторах в контуре управления, они крепятся на клапанных панелях или столах. Для крепления применяются стандартизированные хомуты и консоли. При установке гидроаккумуляторов, выполняющих функции энергоаккумуляторов, в главной насосной линии, их монтируют как отдельные аккумуляторные блоки. При этом различают однорядную (облегченную) и двухрядную (усиленную) конструкцию.

Однорядное, облегченное исполнение, как правило, создается на базе профильных стальных элементов, соединяемых сваркой.

Двухрядное, усиленное исполнение предусматривает применение гнутых профилей. В этом случае можно использовать стандартные профили, из которых изготавливают клапанные панели.

Аккумуляторы должны устанавливаться в вертикальном положении независимо от конструкции. Поэтому баллонные аккумуляторы монтируются в отверстиях горизонтальной стальной плиты на опоре из профилированной резины. Поршневые аккумуляторы также устанавливают на горизонтально расположенной плите. Приваренные кольца или другие крепежные элементы предотвращают боковые смещения аккумуляторов.

Уже на стадии разработки конструкции должны быть решены проблемы транспортировки. Если транспортировка аккумуляторных блоков в вертикальном положении невозможна из-за их большой монтажной высоты, следует с самого начала предусмотреть их горизонтальную транспортировку с помощью специальных опор, крепящихся болтами.

При транспортировке гидроаккумуляторы должны крепиться специальными средствами и иметь соответствующую маркировку.

См. также раздел "Упаковка и транспортировка".

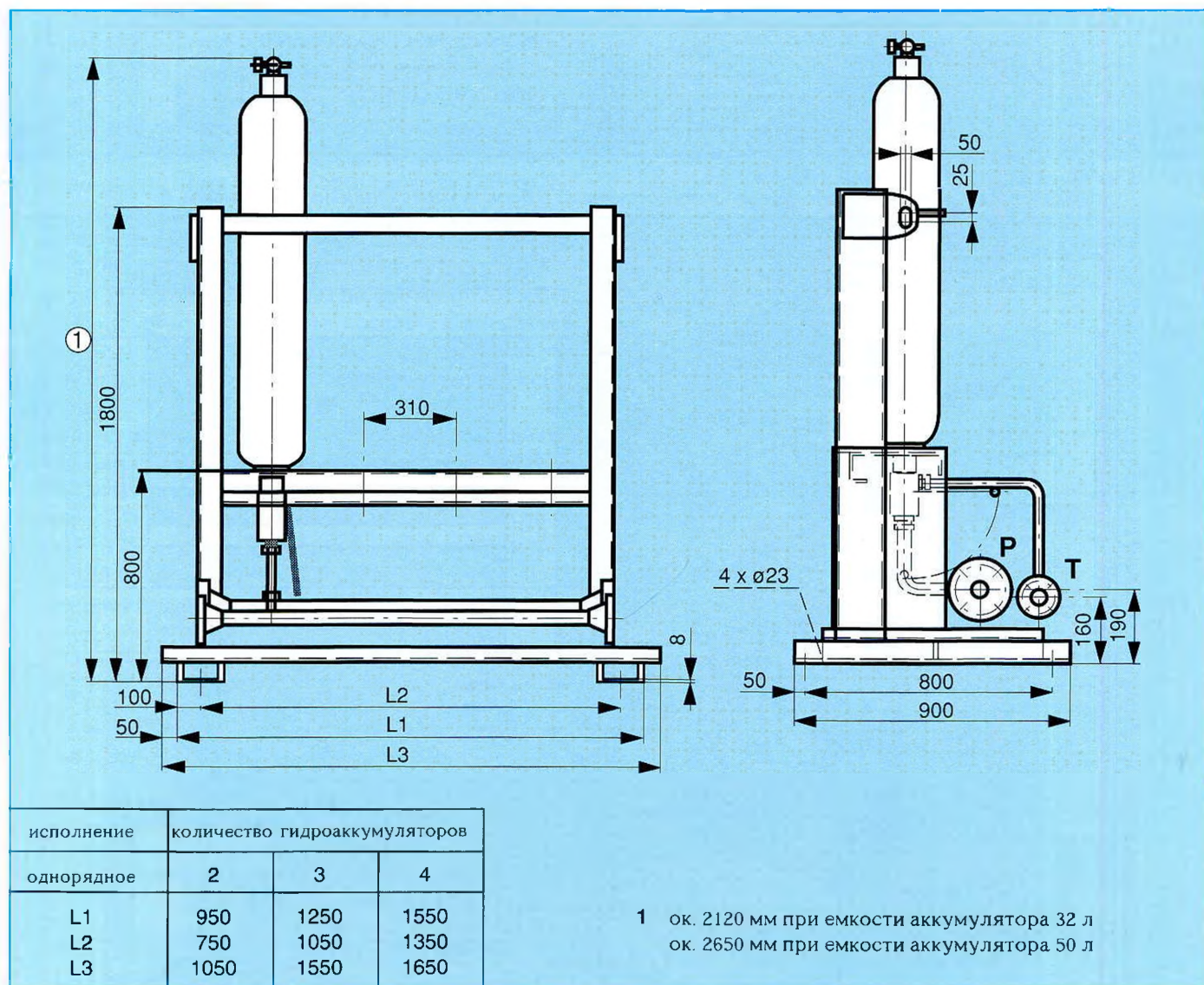


Рис. 129. Однорядный аккумуляторный блок

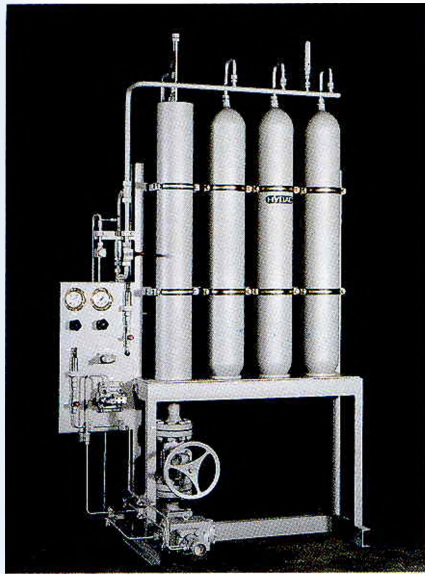


Рис. 130 (слева):  
Однорядный аккумуляторный блок



Рис. 130 (справа):  
Двухрядный аккумуляторный блок,  
усиленное исполнение

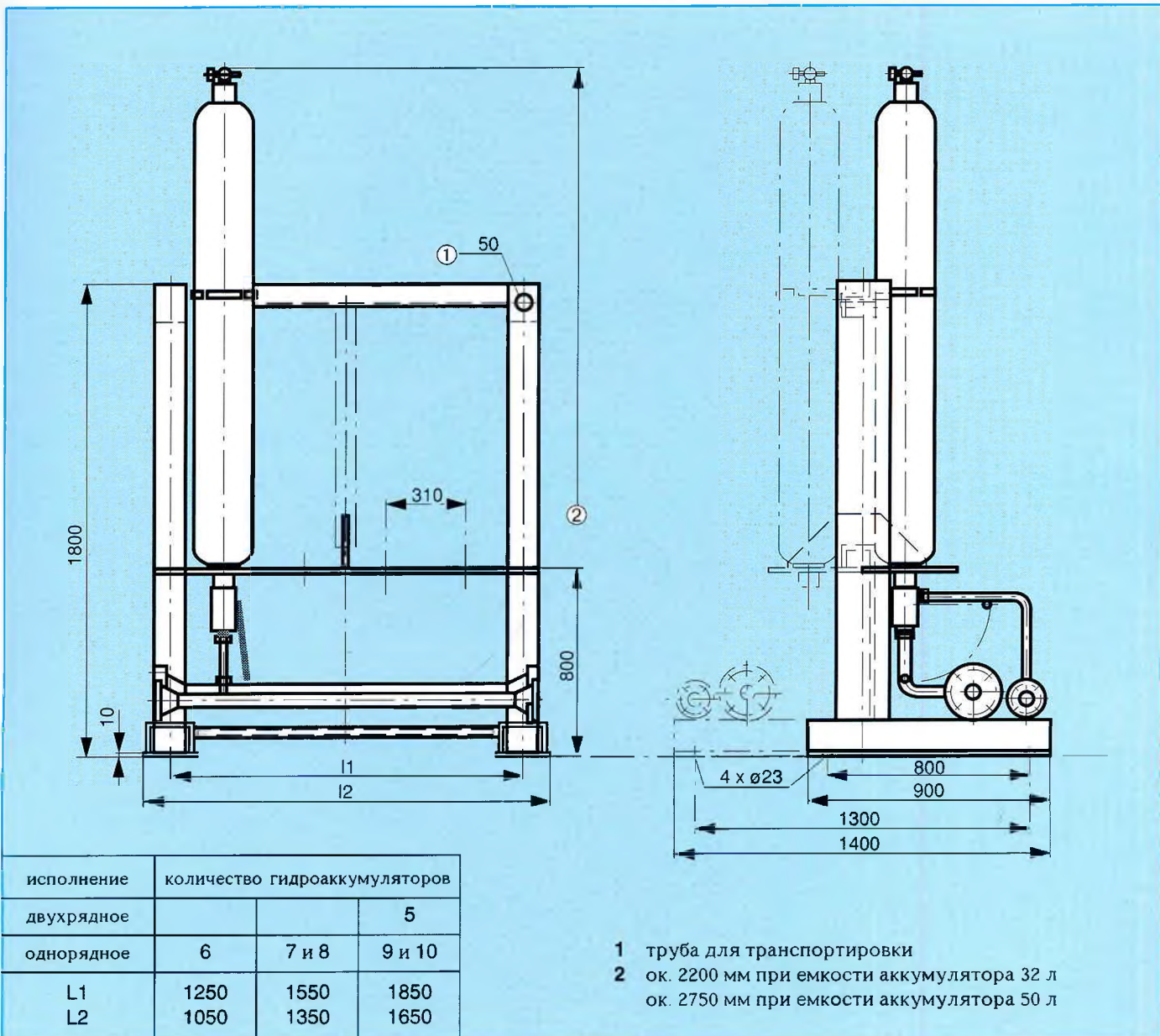


Рис. 132: Аккумуляторный блок усиленного исполнения, двухрядный

## 5. Литература

- [1] Ежегодник Немецкого общества сварки.  
"Сварочная техника"
- [2] Д-р-инж. Мализиус  
"Экономические аспекты практического  
использования сварочной техники".
- [3] Рекомендация VDI 2221  
Общества немецких инженеров.  
"Методика разработки конструкции  
технических систем и изделий".

Для заметок



Для заметок

# Меры по снижению шумности

Д-р инж. Иоахим Морлок

## 1. Постановка задачи

Гидравлические приводы и устройства управления отличаются чрезвычайно высокой плотностью энергии и силы относительно объема и веса конструктивных элементов. Однако там, где в малом пространстве происходит интенсивный обмен мощностью, одновременно возникают и высокие уровни шума.

Во многих индустриальных государствах издаются предписания по защите от шума. Они устанавливают, что (средний) уровень шума на рабочем месте не должен превышать 90 дБ(А), во многих случаях даже 85 дБ(А). Предельные значения исходят из того обстоятельства, что при постоянном воздействии шумов на уровне, превышающем 90 дБ(А), неизбежны повреждения слуха.

Основные из этих предписаний в Федеративной Республике Германии:

- предписание о рабочем месте, §15,
- предписание по технике безопасности, раздел "Шум".

Последнее предписание контролируется профессиональными объединениями. В нем подробно описаны предельные значения и - в случае их превышения - необходимые меры по защите работников.

Как правило, на каждом рабочем месте на слух работника одновременно воздействуют шумы нескольких станков и устройств, а также их отражения от стен, полов и потолков. По этой причине никого уже не удивляют требования по ограничению уровня шума на рабочем месте у одного станка до 80 дБ(А).

Поэтому изготовители оборудования вынуждены все больше учитывать требования к своей продукции с точки зрения фактора шума и соответственно ее оптимизировать.

Недоразумения неизбежно возникают, когда значений, замеренных изготовителем в нормативных условиях - т.е. без учета влияния окружающей среды - не удается достичь у потребителя. Это объясняется особенностями среды на месте применения. В таких случаях часто не принимается во внимание необходимость дополнительных мер, позволяющих снизить уровень шума. Поэтому необходимо рассмотреть не только происхождение и воздействие шумов

и меры по их уменьшению, но также сбор и предварительную обработку измерительной информации о шумах и ее анализ.

## 2. Немного о физике и измерительной технике

Шум возникает, когда в упругой среде возбуждаются колебания. В зависимости от характера этой среды мы говорим о воздушном, корпусном или жидкостном шуме. В гидроагрегатах мы можем констатировать все три эти разновидности. Насосы и моторы вибрируют и передают эту вибрацию в виде корпусного шума в крепежные места. Объемные насосы создают пульсации давления, которые поддаются измерению по всему контуру в виде жидкостного шума и генерируют механические колебания в любом месте контура. Воздушный шум возникает повсюду, где элемент конструкции, возбужденный корпусным или жидкостным шумом, передает свои колебания граничащей с ним воздушной массе.

### 2.1 Воздушный шум

Число колебаний в секунду, т.е. частоту, мы измеряем в герцах. Она определяет высоту звука. Человеческое ухо воспринимает звуки в диапазоне 16 Гц - 20000 Гц, причем верхняя граница слышимой частоты с возрастом понижается. Здоровый двадцатилетний человек должен услышать частоту 17000 Гц, у пенсионера граница звукового восприятия часто составляет 10000 Гц.

Кроме различий в высоте звука, наш слух воспринимает также различия в громкости, которые определяются звуковым давлением. Это - переменное давление атмосферного воздуха. Звуковое давление  $P_{\text{eff}} = 1 \text{ мкбар}$  (действующее значение) примерно соответствует нормальной громкости разговора, т.е. одной миллионной части атмосферного давления.

Чувствительность уха, нашего "измерительного прибора" - поразительна. Оно различает изменения давления порядка нескольких  $10^{-10}$  бар. Еще одно его достоинство - очень широкий динамический диапазон.

При частоте 1кГц предел слышимости составляет 0,0002мкбар. "Измерительный диапазон", не перегружающий ухо, достигает почти 200мкбар (болеей порог лежит в области 300 мкбар).

Таким образом, динамический диапазон человеческого уха имеет коэффициент 1 : 1000000.

Чтобы охватить этот чрезвычайно широкий диапазон и в то же время достичь высокой "разрешающей способности" при низких звуковых давлениях, наш слух воспринимает звуки согласно логарифмическому закону, который соответствует энергии (мощности) звуковой информации. Таким образом, увеличение звуковой энергии (звуковой мощности) в десять раз воспринимается как увеличение силы звука примерно вдвое.

## 2.2 Звуковая энергия, звуковая мощность

Приведенные выше разъяснения показывают, что звуковая мощность может быть использована для характеристики шума. Диапазон звуковых мощностей источников звука, излученных в воздух, распространяется на многие порядки величин. Звуковая мощность человеческой речи может исчисляться в микро- и милливаттах. Лишь реактивный самолет создает звуковые мощности, измеряемые киловаттами - см. таблицу 37.

Таким образом, акустические мощности  $P_{ac}$  станков в целом очень незначительны.

Звуковая мощность $P$ в Вт	Уровень звуковой мощности $L_w$ в дБ ( $10^{-12}$ Вт)	Источник шума
40000000	195	Ракета "Сатурн"
100000	170	Реактивный двигатель
10000	160	Турбореакт. двигатель
1000	150	Четырехмоторн. самолет
100	140	Болевой порог
10	130	Большой оркестр
1	120	Автомобильный сигнал
0,1	110	Громкое радио
0,01	100	Легковой автомобиль на автостраде
0,001	90	Шум метро (в вагоне)
0,0001	80	Громкий разговор
0,00001	70	Нормальный разговор
0,000001	60	Канцелярия
0,0000001	50	Тихий разговор
0,00000001	40	Шепот
0,000000001	30	Шелест листьев

Таблица 37: Взаимосвязь между звуковой мощностью и уровнем звуковой мощности

Существует следующая очень важная взаимосвязь:

$$P_{ac} \sim p_{eff}^2 \cdot S$$

где  $S$  - площадь воображаемой оболочки вокруг станка, а  $P_{eff}$  - звуковое давление, замеренное в отдельных точках этой оболочки, а затем усредненное (действующее значение).

Рис. 133 наглядно показывает, что величина звукового давления (или уровень звукового давления), регистрируемая измерительными приборами, зависит от места измерения. Если звуковое давление (уровень звукового давления) дается без указания на расстояние от источника звука, то этот показатель ни о чем не говорит.

Зато звуковая мощность объекта не зависит от расстояния до источника звука. С увеличением дистанции изменяется лишь распределение энергии. В этом случае мы говорим об уменьшении интенсивности звука (звуковой мощности на единицу площади).

Итак, звуковую мощность объекта можно однозначно определять путем создания мысленной огибающей поверхности вокруг источника звука и измерения звукового давления (уровня звукового давления) в нескольких местах этой поверхности. При выборе формы огибающей поверхности и ее удаления от источника звука следует учитывать два условия:

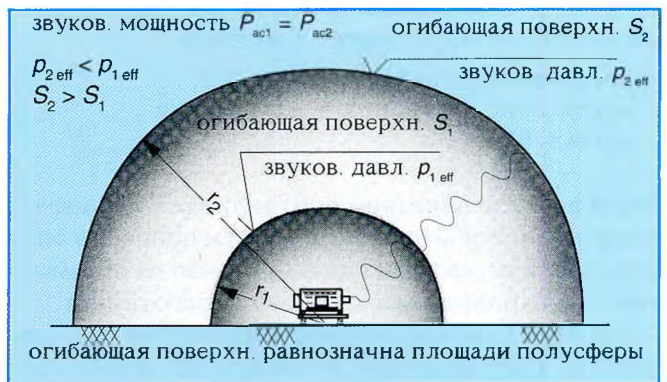


Рис. 133: Взаимосвязь между звуковым давлением, измеряемой поверхн. и звуковой мощностью

- Необходимо выдерживать минимальное расстояние от источника звука, для этого часто бывает достаточно  $d = 1$  м.
- Все звуковые волны, исходящие из источника звука, должны иметь возможность проникать сквозь огибающую поверхность (желательно под прямым углом). Лишь в этом случае переданная мощность полностью поддается учету.

В стандартах ФРГ в качестве огибающей поверхности часто (в том числе и для гидроагрегатов) применяется прямоугольный параллелепипед. Точки измерения располагаются, в числе прочего, в углах, в соответствующих центрах боковых поверхностей и верхней поверхности.

Звуконепроницаемая базовая поверхность во внимание не принимается (звуковые волны отражаются от нее и выходят через боковые поверхности). Заданное расстояние от внешних контуров станка часто составляет  $d = 1$  м.

### 2.3 Определение уровня звуковой мощности и уровня звукового давления

Как показывает табл. 37, в практической деятельности нецелесообразно применять ватт в качестве абсолютной меры звуковой мощности из-за слишком большого диапазона его числовых значений. Кроме того, как уже было сказано, чувствительность нашего уха к громкости находится не в линейной, а в логарифмической зависимости от звуковой мощности и звукового давления. По этим причинам была введена логарифмическая система отсчета, когда существующую звуковую мощность  $P_{ac}$  соотносят с заданным базовым значением  $P_{ac0}$ . Это отношение логарифмируется. Возникает уровень с обозначением  $L$  (от английского level - уровень). Таким образом, уровень - логарифмированное отношение двух энергетических величин:

$$L_w = \lg(P_{ac}/P_{ac0}) \text{ в белах (Б)}$$

Упоминание о белах дает понять, что здесь был применен десятичный логарифм. Однако бел здесь не является единицей в законном смысле.

И наконец, чтобы получить более удобные в обращении числовые значения, мы переходим к еще меньшей единице - децибелу (дБ).

$$\text{Уровень звуковой мощности } L_w = 10 \lg \frac{P_{ac}}{P_{ac0}}, \text{ дБ}$$

Если подставить зависимость

$$P_{ac0} \sim P_0^2 \cdot S_0 \text{ и } P_{ac} \sim P^2 \cdot S$$

получим следующую зависимость:

$$L_w = 10 \lg \frac{P^2}{P_0^2} + 10 \lg \frac{S}{S_0}, \text{ дБ}$$

Уровень звукового давления  $L_p$                       Мера измеряемой поверхности  $L_s$

Таким образом, уровень звуковой мощности  $L_w$  складывается из двух величин уровня звукового давления  $L_p$  и меры измеряемой поверхности  $L_s$ . Уровень звукового давления  $L_p$  считается с измерительных приборов прямо в дБ. В качестве опорного или базового значения  $P_0$  был избран порог слышимости для человеческого уха  $P_{0 \text{ eff}} = 2 \cdot 10^{-4}$  мкбар мы получаем уровень звукового давления  $L_p = 0$  дБ, исходную точку шкалы. Измерительные приборы замеряют фактическое звуковое давление и сами производят пересчет на децибелы в соответствии с отношениями, приведенными выше.

Уровень звукового давления указывается в дБ.

Мера измеряемой поверхности  $L_s$  вычисляется исходя из избранной огибающей поверхности (напр., площади прямоугольного параллелепипеда в м<sup>2</sup>) и базовой площади  $S_0 = 1$  м<sup>2</sup>.

### 2.4 Усреднение величины уровня

Для определения уровня звуковой мощности на огибающей (или контрольной) поверхности избирают различные точки измерения уровня звукового давления. По результатам измерений для определения уровня звуковой мощности вычисляют среднее значение, так называемый уровень звукового давления измеряемой поверхности. Если разница между максимальным и минимальным значением меньше трех дБ, допускается арифметическое усреднение. В остальных случаях для усреднения используется следующее уравнение (где  $n$  = число точек измерения):

$$\bar{L}_p = 10 \lg \left[ \frac{1}{n} (10^{0,1 \cdot L_{p1}} + 10^{0,1 \cdot L_{p2}} + \dots + 10^{0,1 \cdot L_{pn}}) \right]$$

В этом случае для уровня звуковой мощности действительно уравнение

$$L_w = \bar{L}_p + L_s, \text{ дБ}$$

### 2.5 Оценка с учетом особенностей человеческого слуха

Еще одна трудность при измерении акустических эмиссий - это свойство нашего слуха по-разному воспринимать звуки разной частоты: они могут казаться нам несоответственно громкими или даже неприятными.

Особенно чувствительны мы к звукам в диапазоне 500 - 5000 Гц. Например, свистящий звук частотой 3000 Гц по своей звуковой мощности может быть в 100 раз слабее гудящего звука частотой 20 Гц, но будет восприниматься нами, как не менее громкий.

Чтобы учесть эту особенность в измерительном приборе, физически точно замеренный уровень корректируется или оценивается в зависимости от частоты с помощью оценочной схемы с нормированными значениями.

Существуют различные методы или графики оценки. Чаще всего используют кривую по шкале А. В этом случае при включении оценочной системы индикатор измерительного прибора показывает уровень звукового давления с учетом особенностей человеческого восприятия в дБ(А).

Так как наше ухо особенно "чувствительно" в диапазоне частот 500 - 5000 Гц, часто бывает важным знать, где в этом частотном диапазоне возникают пиковые уровни. Тогда эти уровни можно целенаправленно подавлять - напр., с помощью шумоглушителей.

Для этого "частотного анализа" применяются электронные фильтрующие схемы. Мало информации предоставляют октавные фильтры, третьоктавные фильтры в этом отношении уже лучше. Наилучшие результаты обеспечивает узкополосный анализ.

## 2.6 Стандарты и методика измерений

Для определения эмиссии (звукового излучения) станков и агрегатов разработана обширная система стандартов.

Основу составляет DIN (промышленный стандарт ФРГ) 45635, часть 1; в этой инструкции по проведению измерений определяются самые общие условия измерения эмиссии.

В отдельных стандартах, напр., DIN 45635, часть 26, для гидронасосов, и DIN 45635, часть 41, для гидроагрегатов, установлены детали предписания об огибающих поверхностях, точках измерения и условиях эксплуатации.

Характерная особенность этих измерений заключается в том, что определению подлежат только акустические эмиссии машины. Влияние окружающей среды, например, ответная пространственная реакция, должны быть исключены.

## Методика

Гидроагрегат устанавливают в месте с низким исходным уровнем и незначительной или хорошо известной ответной пространственной реакцией (порядок действий описан в DIN 45635, часть 1).

В качестве огибающей поверхности предписан прямоугольный параллелепипед, построенный вокруг агрегата на расстоянии 1 м от его внешнего контура. В качестве точек измерения названы: угловые точки параллелепипеда, средние точки боковых сторон и верхней поверхности - см. рис. 134.

В этих точках при заданных эксплуатационных условиях уровень звукового давления оценивают по шкале А и измеряют в дБ(А). Затем данные усредняют согласно разделу 2.4.

В случае необходимости вычисляют ответную пространственную реакцию путем коррекции усредненного значения.

Уровень звуковой мощности определяют с привлечением меры измеряемой поверхности  $L_s$ , вычисленной исходя из огибающей поверхности - см. раздел 2.3.

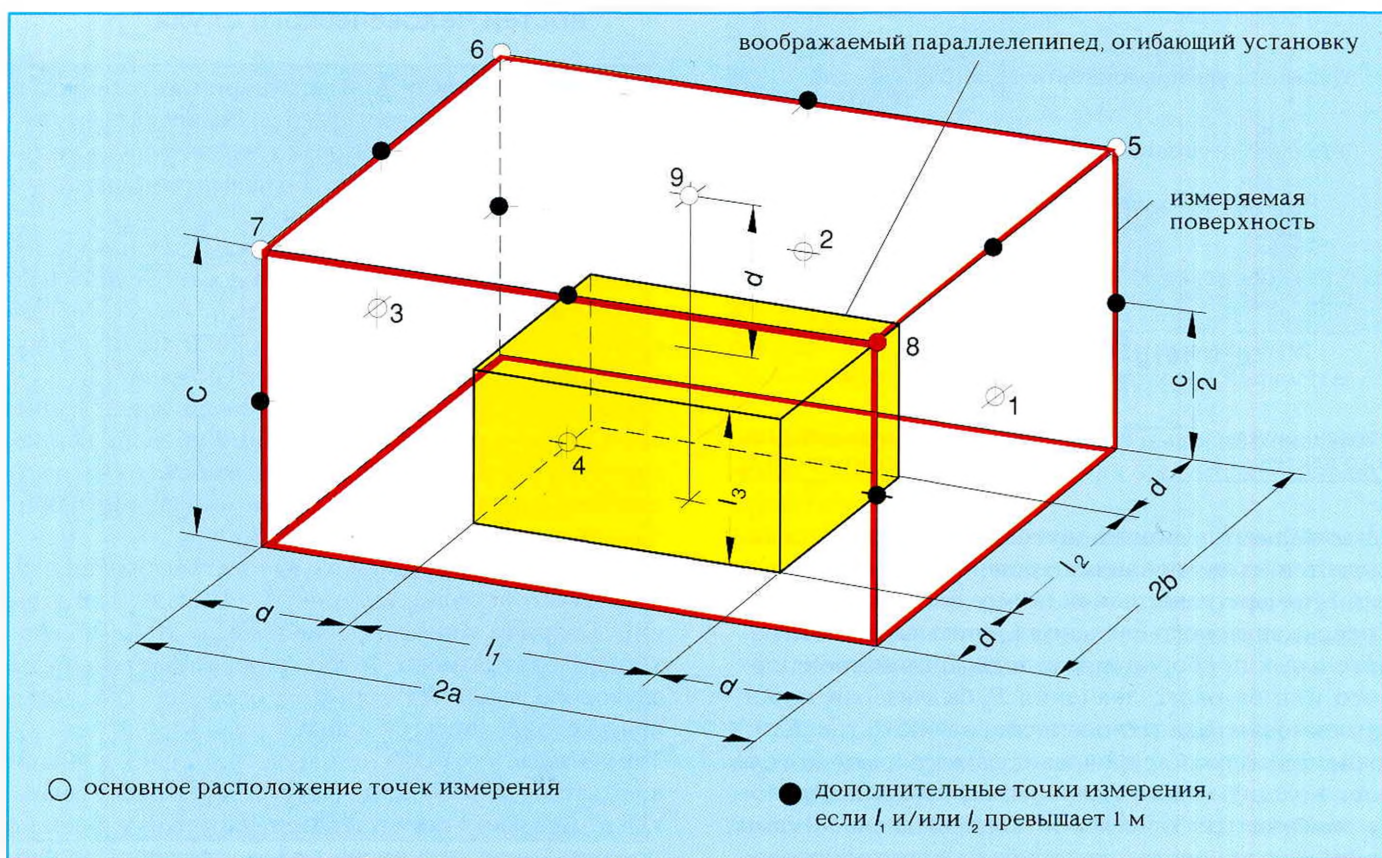


Рис. 134. Измеряемая поверхность и расположение точек измерения согласно DIN 45635, часть 1

## 2.7 Эмиссия и иммиссия

Эмиссия:	излучение звуковых волн источником шума
Иммиссия:	воздействие различных источников шума на определенное место (напр., на рабочее место оператора)

До сих пор речь шла о показателях и методах, применяемых при измерениях эмиссии. Этим было дано четкое основание для измерений на базе DIN 45635 "Измерение шумности станков" и информации об уровне звуковой мощности.

Определение этих показателей в соответствии с предписаниями стандартов - задача изготовителя станков. Он может улучшать эти показатели с помощью плановых и конструктивных мер. Еще одно преимущество заключается в том, что эти данные можно сопоставлять с показателями других изготовителей, полученными в таких же условиях.

Совсем другая ситуация складывается у потребителей станков

Предполагаемое иммиссионное значение на месте обслуживания станка складывается под влиянием нескольких факторов:

- эмиссии обслуживаемого станка;
- ответных пространственных реакций, таких как отражения от полов, стен, потолков;
- акустических эмиссий соседних установок;
- фоновых шумов на месте установки.

Факторы б) - г) известны изготовителю отдельной конкретной установки лишь в редчайших случаях. Поэтому требования в договорах о поставке относительно выдерживания "уровней шума", которые не были заранее уточнены, иногда приводят к недоразумениям и последующим рекламациям.

Чаще всего это происходит потому, что влияние окружающей среды на месте окончательной установки (напр., ответные пространственные реакции) превышает значение, замеренное изготовителем в условиях предусмотренных стандартом. Многократные отражения от ближайших стен и потолков вместе с отражениями от соседних машин могут привести к повышению уровня на 5 - 10 дБ(А).

В основном это происходит при установке в небольших помещениях, вдоль стен или при плотном расположении станков.

Для определения ответной пространственной реакции можно прибегнуть к расчетам на основе опытных значений (DIN 45635, часть 1) или к точным способам измерений, напр., с использованием сопоставимых источников шума.

В принципе любое соглашение о допустимом уровне шума должно базироваться на стандарте DIN 45635.

Изготовителям следует испытывать свои станки согласно стандарту.

Если соглашение отклоняется от нормативных условий, потребитель обязан предоставить очень подробные и, главное, очень точные данные об условиях окружающей среды (прежде всего, об ответной пространственной реакции).

## 2.8 Оценка уровня шума

Часто в одном месте измерения одновременно сказывается влияние нескольких источников шума. В этом случае при расчете иммиссии в данном месте действует правило:

При наложении звуковых полей нескольких источников звука звуковые мощности суммируются.

Выполняя это сложение, после различных преобразований и перестановок получаем следующую зависимость:

$$L_{\Sigma} = 10 \lg (10^{0,1 \cdot L_1} + 10^{0,1 \cdot L_2} + \dots + 10^{0,1 \cdot L_i}) \text{ , дБ} \quad (1)$$

где

$L_{\Sigma}$  = общий уровень,

$L_1 \dots L_i$  = уровень единичного источника (шума).

При этом неважно, что вычисляется как сумма: уровень звукового давления - из отдельных значений  $L_p$  или уровень звуковой мощности - из отдельных значений  $L_w$ .

В том случае, если несколько источников звука создают в одном месте измерения одинаковые звуковые давления или одинаковый уровень звукового давления  $L_p$ , мы получаем простое уравнение

$$L_{p\Sigma} = 10 \lg (k \cdot 10^{0,1 \cdot L_p}) = L_p + 10 \lg k \quad (2)$$

где  $k$  - число источников звука

Экстремальный пример:

Если каждый из двух источников звука создает в определенном месте измерения уровень звукового давления  $L_p = 0$  дБ, то, согласно уравнению (2), получаем:

$$L_{p\Sigma} = 0 \text{ дБ} + 10 \lg 2 = 3 \text{ дБ}$$

Это единственный случай, когда можно записать  $0 + 0 = 3$ !

Следует напомнить, что здесь суммируются звуковые мощности!

При 0 дБ существует звуковая мощность однако она так незначительна, что обычное человеческое ухо неспособно ее воспринимать.

Таблица 38 показывает, что происходит при увеличении числа источников шума, создающих один и тот же уровень шума.

И наоборот, с помощью таблицы нетрудно определить, сколько нужно удалить источников шума, чтобы добиться определенного уровня.

число источников $k$	повышения уровня Дл, дБ	фактор звуковой мощности	восприятие громкости
1	0	1	— — — — удвоение
2	3	2	
4	6	10	— — — — — — — — удвоение
10	10		
25	14		
50	17		
100	20	100	

Таблица 38. Взаимозависимость между уровнем шума, воспринимаемой громкостью и числом одинаковых источников шума

Так, например, чтобы понизить уровень шума на 10 дБ, необходимо удалить 90% имеющихся источников шума. В то же время уравнение (2) очень наглядно показывает, что для достижения такого же результата достаточно понизить громкость каждого источника шума (машины) на 10 дБ.

Эта взаимозависимость говорит о том, как важно понижать акустические эмиссии отдельных установок с помощью конструктивных мер, а также мер по изоляции и гашению вибраций.

### 3. Причина и действие

Меры по снижению шумности оказываются особенно успешными и экономичными, если удастся повлиять непосредственно на источники корпусного и жидкостного шума.

В этой связи целесообразно составлять так называемую "схему шумового потока".

В ней обозначают возможные места возникновения шума, пути передачи шума и вероятные места излучения воздушного шума.

#### 3.1 Шумовой поток

В гидравлических приводах шум (корпусной и жидкостный) создается разнообразными источниками, передается несколькими путями и в конце концов излучается разными поверхностями.

Отдельные элементы, такие как приводной двигатель с насосом, клапаны для управления или регулирования энергетического потока и т.п. часто объединяются в функциональные группы, расположенные на гидробаке.

Как правило, гидроагрегаты устанавливаются отдельно от рабочей машины. Для соединения с гидроцилиндрами или гидромоторами этих агрегатов служат трубо- и/или шлангопроводы - см. рис. 135. При составлении схемы шумового потока для этой приводной системы выясняется, что основным источником воздушного шума - это насос, который к тому же генерирует корпусный и жидкостный шум. Дальнейшей передаче и распространению корпусного шума содействует механическая связь между моторно-насосной группой и гидробаком. Еще один "мостик" для передачи корпусного шума возникает при непосредственной связи насоса с вентилями через трубопроводы.

Кроме того, сам принцип подачи жидкости насосом обуславливает постоянный жидкостный шум в виде периодических пульсаций давления. Жидкостный шум распространяется по всей системе труб. Эти колебания воспринимает сам насос, а также все последовательно включенные элементы, в том числе гидроагрегат и рабочая машина. Колебания передаются и примыкающим структурам, например, полам и стенам, вдоль которых проложены трубы. Все эти приемники колебаний излучают воздушный шум, непосредственной причиной которого является процесс подачи жидкости насосом.

Гидроклапаны также генерируют воздушный, корпусный и жидкостный шум. При переключении распределителей ходовых клапанов потоки жидкости затормаживаются или ускоряются. При этом возникают колебания давления, распространяющиеся в установке в виде жидкостного шума.

Ходовые, напорные и поточные клапаны могут генерировать высокочастотные шипящие шумы, обусловленные турбулентными и кавитационными явлениями в местах дросселирования.

Исходя из этих соображений, нужно в общем виде отобразить что на пути между генерированием и излучением необходимо принимать во внимание различные передаточные элементы. Это нужно для лучшего понимания, где можно принять меры по снижению шумности.

На рис. 136 схематически показана монтажная стенка одного из гидроагрегатов.

На стенке из листовой стали укреплен клапан, на вход которого воздействует периодически изменяющаяся сила  $F(t)$ . Эту силу вычисляют, например, исходя из колебаний (пульсаций) давления подаваемой среды, обусловленных работой насоса. На основе временной характеристики можно определить ее частотный спектр, который мы будем называть в дальнейшем спектром возбуждения.

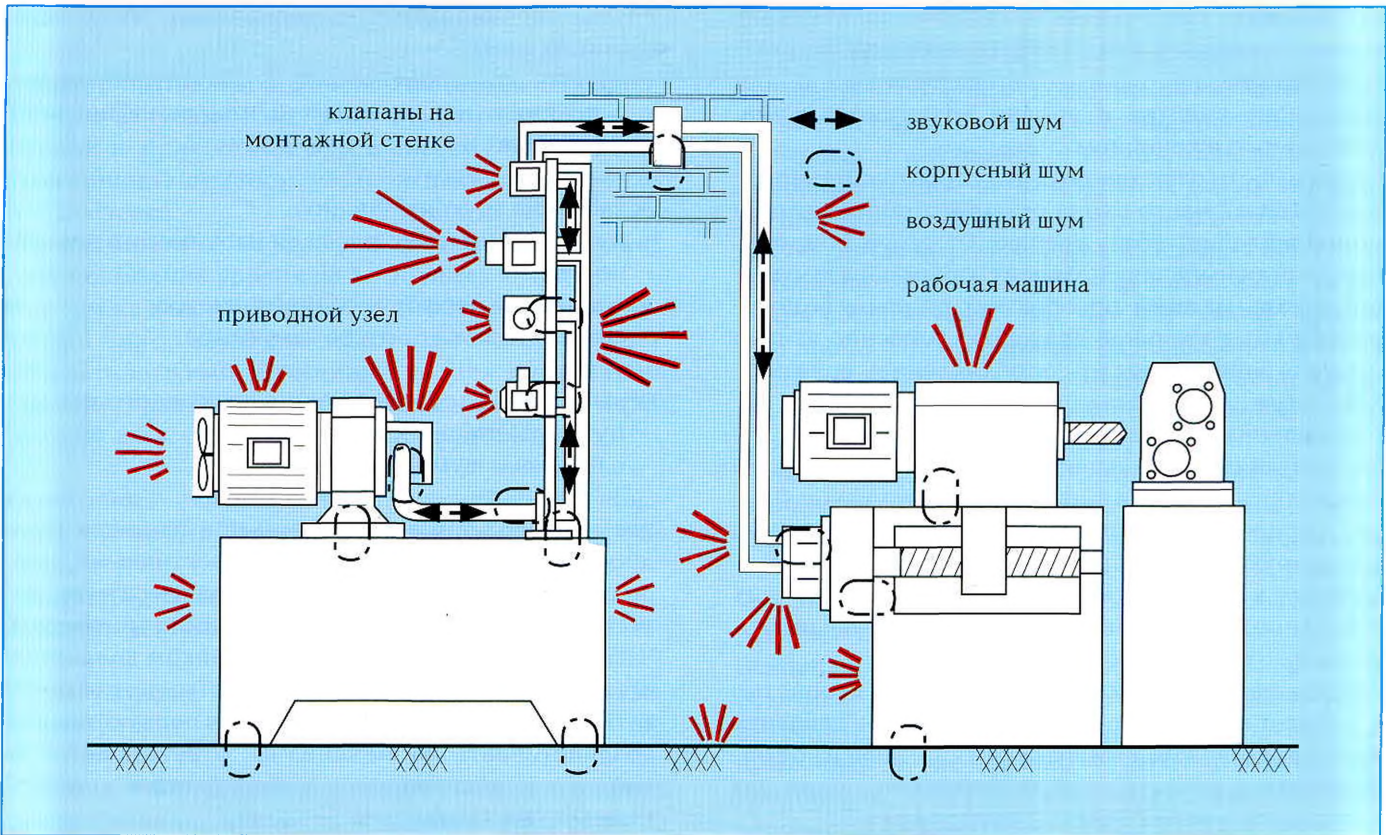


Рис. 135: Звуковой поток в гидравлических приводах и системах управления

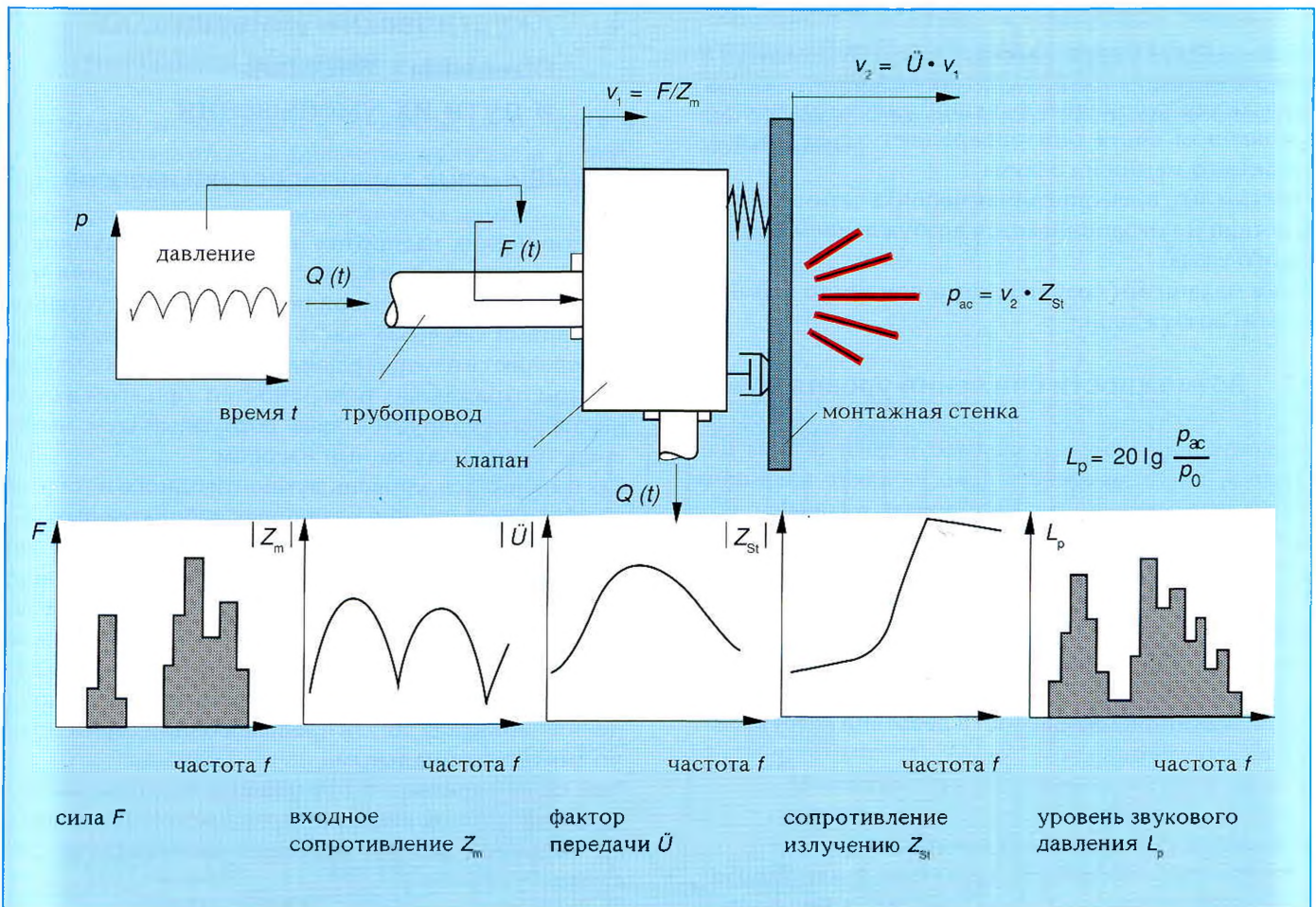


Рис. 136: Спектр возбуждения и характер поведения в зависимости от частоты



Это означает, что существуют определенные, поддающиеся измерению частоты, генерирующие шум. Характер места входа имеет большое значение для частотного спектра и уровня воздушного шума, излучаемого в конечном счете.

В зависимости от различных факторов (например, от своей массы), место входа оказывает определенное "сопротивление" возбуждению. От этого сопротивления (или импеданса) зависит, каким образом данная деталь машины преобразует силовое возбуждение в колебательное движение. Особенно велико это движение (т.е. мало сопротивление), если возбуждается резонансная частота детали.

Возбужденная в детали колебательная скорость, т.е. корпусный шум, в дальнейшем передается корпусом и распространяется в примыкающей структуре. Процесс распространения зависит от изолирующих или демпфирующих свойств структуры.

Поэтому, в зависимости от частоты, в излучающих поверхностях устанавливается колебательная скорость  $v_2$ , отличающаяся от скорости  $v_1$ .

Излучающая поверхность, колеблясь со скоростью  $v_2$ , создает в своем окружении переменное давление воздуха (т.е. воздушный шум), которое зависит от определенных свойств этой поверхности, таких как площадь, форма, материал и его толщина.

И этот процесс тоже зависит от частоты.

Итак, мы имеем дело с несколькими величинами или функциями, зависящими от частоты и определяющими, каким образом возбуждение преобразуется в воздушный шум. Эти функции можно также рассматривать как "оценочные функции" силового спектра. В конечном счете они определяют характер возникающего машинного шума.

Отметим, что вышеописанная цепочка взаимных воздействий не ограничивается возбуждением жидкостного шума.

Те же механизмы срабатывают и при чисто механическом возбуждении.

### 3.2 Возможности снижения уровня шума

Рассмотренные выше зависимости дают весьма наглядное представление о том, на какие величины или функции можно воздействовать в борьбе с шумом.

Отправные точки в этой борьбе выглядят следующим образом:

Воздействие на силы возбуждения  $F(f)$ :

- уменьшением амплитуды,
- увеличением длительности действия возбуждающих сил;
- выбором малозумных принципов работы.

Воздействие на входное сопротивление:

- путем применения изолирующих и демпфирующих элементов, например, дополнительных масс, резиновых элементов.

Воздействие на распространение корпусного и жидкостного шума:

- путем исключения "мостов" для корпусного шума,
- с помощью изолирующих и/или демпфирующих элементов.

Ослабление звукоизлучения:

- путем уменьшения площади излучающих поверхностей,
- с помощью перфорированных листов (акустическое короткое замыкание).

Ограничение распространения воздушного шума:

- путем заключения в кожух,
- с помощью шумоглушителей.

Все перечисленные выше меры применяются в гидросистемах. Однако наиболее эффективными, а нередко и наиболее экономичными являются меры, непосредственно воздействующие на источники шума. Чаще всего доминирующим источником шума в системе является насос. Поэтому, если мы хотим понизить шумность установки, следует в первую очередь воздействовать на механизмы, ответственные за эмиссию шумов (воздушный, корпусный и жидкостный шум) насосом.

## 4. Акустические эмиссии объемных насосов и пути их уменьшения

### 4.1 Шумовые характеристики насосов

В технических паспортах изготовителей шумность насосов указывается в зависимости от давления, числа оборотов и объемной подачи. В соответствии с условиями DIN 45635, часть 26, эти характеристики определяют в измерительных лабораториях с малым числом отражающих поверхностей. При этом в сущности регистрируется лишь воздушный шум, непосредственно излучаемый насосом.

Как выяснилось, уровень шумности одного и того же насоса, замеренный в различных лабораторных помещениях, может различаться на величину до 5дБ(А). Это объясняется различиями в закреплении, расположении и исполнении напорных и всасывающих трубопроводов и нагрузочных клапанов. Кроме того, производственные и установочные допуски также сказываются на шуме насосов. Расхождение порядка  $\pm 2$ дБ(А) в пределах одной серии можно считать нормальными.

При непосредственном сравнении однотипных насосов различных изготовителей следует принимать во внимание все эти довольно значительные допуски.

## 4.2 Действие насоса в установке

Следует учитывать, что насосы не только непосредственно излучают воздушный шум, но и вводят корпусный и жидкостный шум в систему (агрегат). По этой причине шумность установки всегда выше шумности насоса

В зависимости от параметров системы нужно ожидать повышение уровня на 5 - 10 дБ(А).

В целом же действует правило, что агрегат будет работать тихо, если уже насос сам по себе будет обладать низкими значениями уровня шума. Таким образом, правильный выбор насоса - первый и решающий шаг к снижению шумности системы.

Необходимо учитывать три принципиальных фактора шумности, зависящих от моторно-насосной группы:

- непосредственно излучаемый воздушный шум;
- возбуждение корпусного шума и ввод его в систему;
- возбуждение жидкостного шума и ввод его в систему.

Любой из этих трех факторов может оказать решающее влияние на шумность установки. Как правило, все они тесно взаимосвязаны.

## 4.3 Жидкостный шум - пульсации давления

Постоянно чередующиеся процессы вытеснения в насосах создают периодические пульсации давления. При этом следует обращать внимание на два процесса, накладывающиеся друг на друга.

### 4.3.1 Геометрически обусловленная пульсация объемного потока

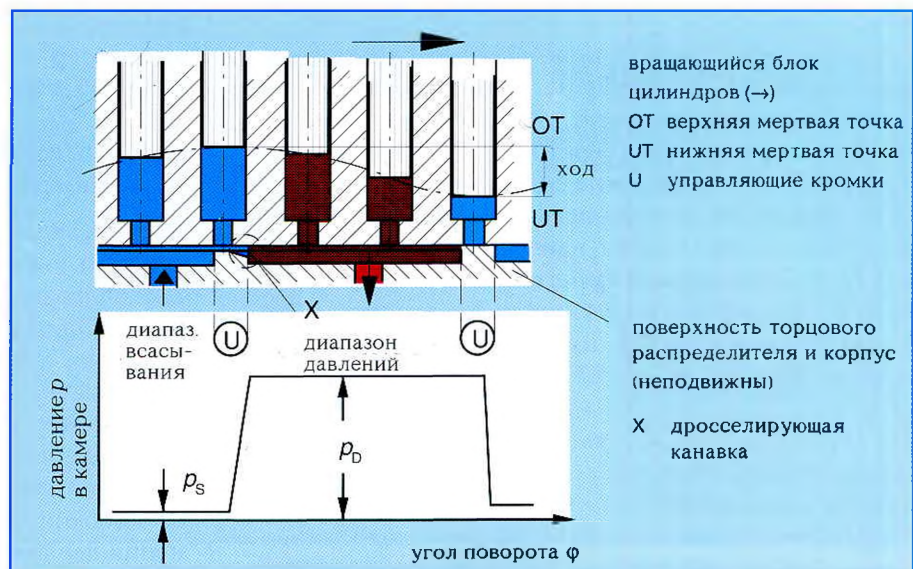
Все системы подачи, основанные на вытеснении, работают по одному и тому же принципу. Поршневые, роторные и шестеренные насосы оснащены ограниченным числом нагнетательных камер. Эти камеры циклично открываются для наполнения (всасывание), затем закрываются во избежание обратного потока, после чего опять открываются для вытеснения содержимого - см. рис. 137. Таким образом, этот процесс не непрерывен. Отдельные потоки жидкости накладываются и суммируются. Так возникает суммарный пульсирующий поток, схематически изображенный на рис. 138.

Однако пульсирующий объемный поток является причиной непрерывных пульсаций давления, которые распространяются по всей системе в качестве жидкостного шума. В результате во всех подключенных элементах агрегата и рабочей машины возбуждаются колебания.

Основная частота  $f_0$  пульсации давления вычисляется исходя из числа оборотов привода и числа вытеснительных элементов. В пластинчатых насосах применяются, как правило, 11 вытеснительных элементов ( $f_0 = 275$  Гц при  $n = 1500$  об/мин), в шестеренных насосах с внешним зацеплением - 12 ( $f_0 = 300$  Гц), а в поршневых насосах - 7 ( $f_0 = 175$  Гц) или 9 ( $f_0 = 225$  Гц) вытеснительных элементов.

Кратные  $f_0$  создают гармонические составляющие высшего порядка; они определяют характер воздушного шума установки и имеют, как правило, очень высокие уровни.

Рис. 137:  
Процесс объемной подачи  
и характер давления



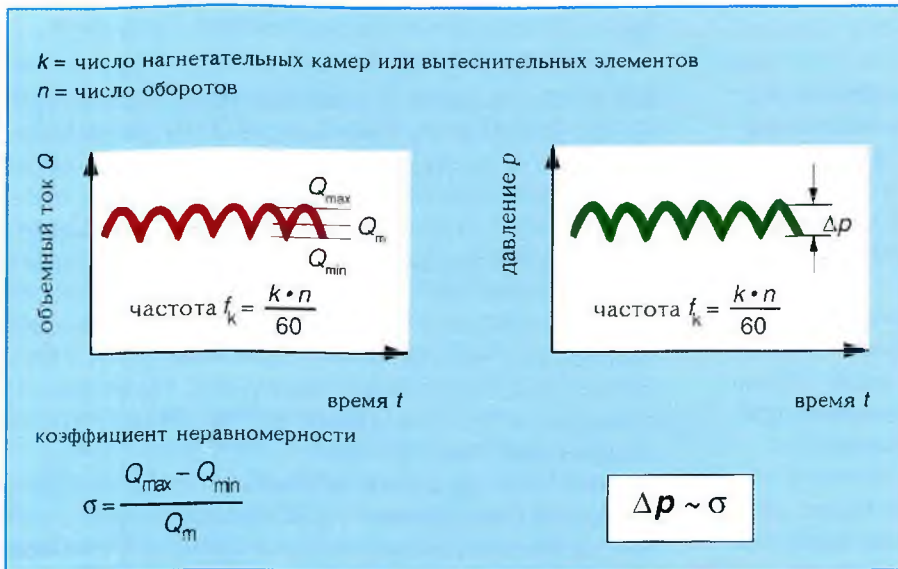


Рис. 138:  
Пulsация подачи и давления  
в объемных насосах  
(изображены схематически)

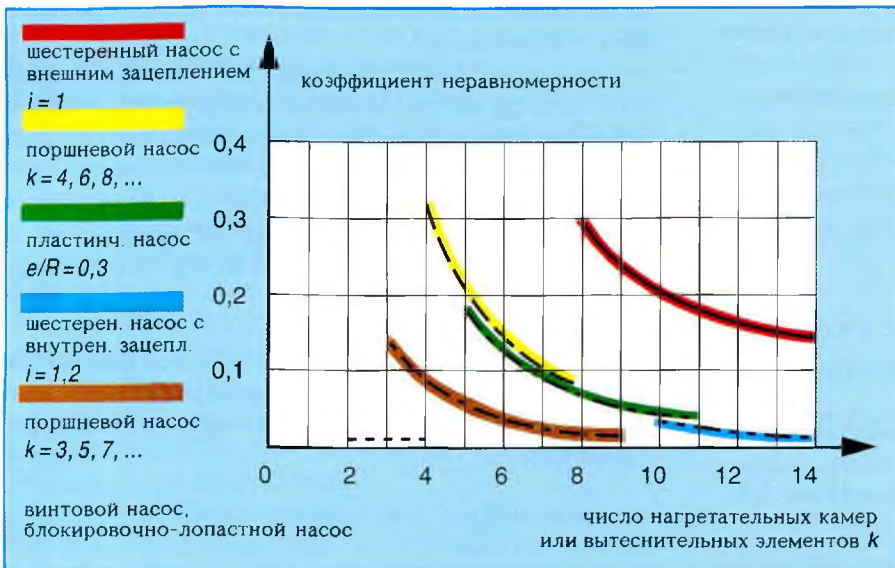


Рис. 139:  
Неравномерность подачи - сопоставление различных конструкций насосов

Эти частоты проявляются особенно отчетливо, если они совпадают с областью резонанса столба жидкости, заключенного между насосом и ближайшим дросселем.

С точки зрения пульсации подачи и соответствующей пульсации давлений различные конструкции насосов отличаются друг от друга. В качестве параметрического значения берется коэффициент неравномерности - определение см. на рис. 138.

Этот показатель непосредственно зависит от конструкции и исполнения насоса, через которые и можно воздействовать на него.

На рис. 139 приведен коэффициент неравномерности для различных конструкций в зависимости от числа вытеснительных элементов (или нагнетательных камер).

Как явствует из рис. 139, увеличение числа вытеснительных элементов выше обычного (см. выше) не позволяет существенно понизить неравномерность.

У шестеренных насосов с внутренним зацеплением пульсация подачи незначительна, что обусловлено

их конструкцией. По этой причине они работают тише, чем насосы с внешним зацеплением. Особенно благоприятно выглядит ситуация у винтовых насосов. Благодаря своей конструкции они практически не генерируют геометрически обусловленные пульсации объемного потока.

#### 4.3.2 Согласование давлений в нагнетательной камере. Пульсация давления

В зоне всасывания объем нагнетательной камеры постоянно увеличивается ("всасывание"), в переходной области стабилизируется а в области нагнетания уменьшается ("подача") - см. рис. 137.

Решающее значение имеет при этом временная характеристика согласования давления (от давления всасывания до давления нагрузки) в камере. Если камера без всякого перехода открывается в сторону давления, то давление в ней нарастает с чрезвычайно высокой скоростью: замеренные скорости изменения давления могут достигать до  $10^8$  бар/сек.

Вытекающие из этого периодические изменения сил внутри насоса позволяют ожидать значительного влияния на шумность. Эпюра сил имеет ударный характер. В спектре возбуждения деформирующих сил наблюдаются многочисленные компоненты очень высокой частоты с высокой интенсивностью возбуждения. Так как силовой поток насоса ограничен кожухом, эти частоты возбуждают в кожухе изгибные колебания.

Кроме того, нельзя забывать, что при сжатии масла в нагнетательной камере происходит уменьшение объема. "Недостаточный объем" вынужденно компенсируется обратными потоками из области нагнетания. Если давление нарастает очень быстро, возникают кратковременные обратные потоки с высокой скоростью, которые приводят к кратковременной декомпрессии, т.е. к падению давления на выходе из насоса.

На рис. 140 показано, как согласование давления может повлиять на эмиссию шума насосом. Возникают внутренние (деформирующие) силы, но в то же время возникают и внешние силы, генерирующие колебания корпуса насоса как компактной массы. Этот процесс приводит к самостоятельному излучению воздуш-

ного шума насосом, возбуждает корпусный шум в кронштейне и периодические колебания давления в подключенных трубопроводах, которые распространяются по всей системе в виде жидкостного шума. Эти колебания давления называют "пульсацией сжатия". Она накладывается на геометрически обусловленную пульсацию объемного потока, описанную в разделе 4.1.

Простое конструктивное средство воздействия на данный процесс - так называемое "предварительное управление": с помощью пазов, канавок или отверстий создается связь между зоной нагнетания и камерой еще до того, как откроется прямой путь к напорной полости - см. рис. 137 и 140. При вращающейся камере эта канавка играет роль постепенно открывающегося дросселя. В этом случае сжатие объема камеры определяется жидкостью, которая поступает под повышенным давлением в соответствии с законом изменения параметра во времени. Нарастание давления (и силы) значительно замедляется во времени по сравнению с вариантом без канавки - см. рис. 140 (В).

Значительно уменьшается и шумность.

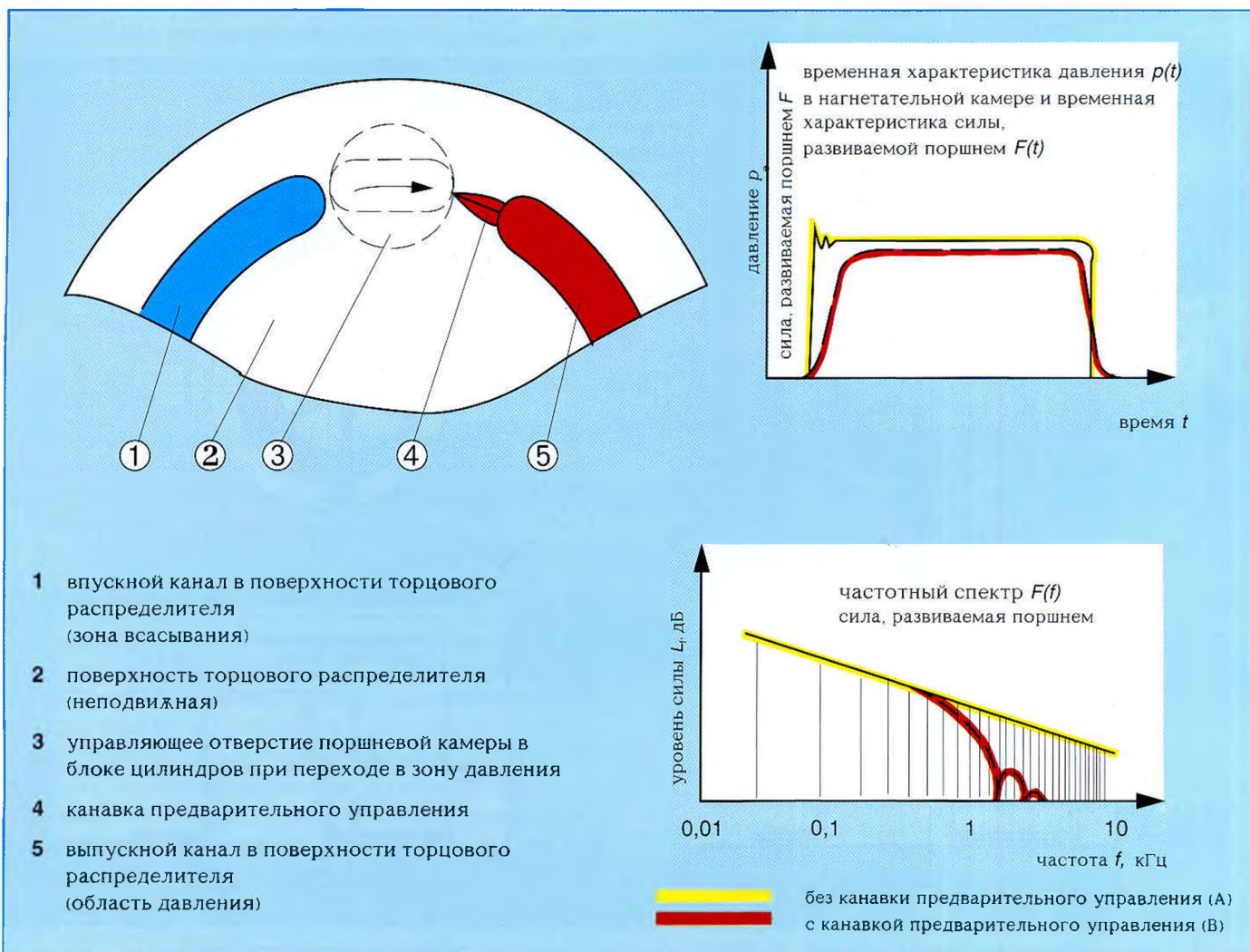


Рис. 140: Влияние канавки предварительного управления на характеристику внутренних сил в поршневом насосе

Все конструкции тщательно оптимизируются с точки зрения характеристики структуры давления. Правда, недостаток этого "жесткого" предварительного управления заключается в том, что его можно оптимально решать только исходя из одного значения рабочего давления - см. также *рис. 141*.

Поэтому в пластинчатых насосах применяется другой способ.

В них существует возможность начать процесс сжатия уже тогда, когда нагнетательная камера еще не связана с зоной давления. В этом случае вытеснительные элементы "предварительно сжимают" содержимое камер. Трудность заключается в том, чтобы открыть доступ в зону давления точно в тот момент, когда предварительное сжатие достигает уровня рабочего давления. Если пропустить эту "точку реверсирования", происходят рассогласования.

Этот метод позволяет оптимизировать характеристику давления и, соответственно, шумность таких насосов в избранном режиме. Оптимизацию можно осуществить заранее - в этом большое преимущество данного метода.

На *рис. 141* показана возможность регулирования предварительного сжатия в пластинчатом насосе путем установки статорного кольца перпендикулярно направлению хода.

#### 4.4 Влияние процесса всасывания

Следует подчеркнуть, что характеристика согласования давления в значительной степени зависит также от степени наполнения и от содержания воздуха в нагнетательной камере. Если камеры наполнены не полностью, засасывается воздух. В результате возникают пульсации сжатия с большой амплитудой колебаний и кавитационными ударами.

Чтобы жидкость засасывалась без завихрений и пузырьков, гидроагрегат должен обладать следующими признаками:

- большой емкостью бака;
- сливная линия должна находиться как можно дальше от линии всасывания, в баке должны иметься разделители из листовой стали для образования успокоительных участков;
- линия всасывания должна быть абсолютно герметичной.

Во избежание гидравлических сопротивлений в зоне всасывания следует применять короткие всасывающие трубопроводы большого номинального диаметра, а также избегать сужений и перегибов этой линии. Если значительные гидравлические сопротивления во всасывающем трубопроводе неизбежны, необходимо применять подпиточные насосы.

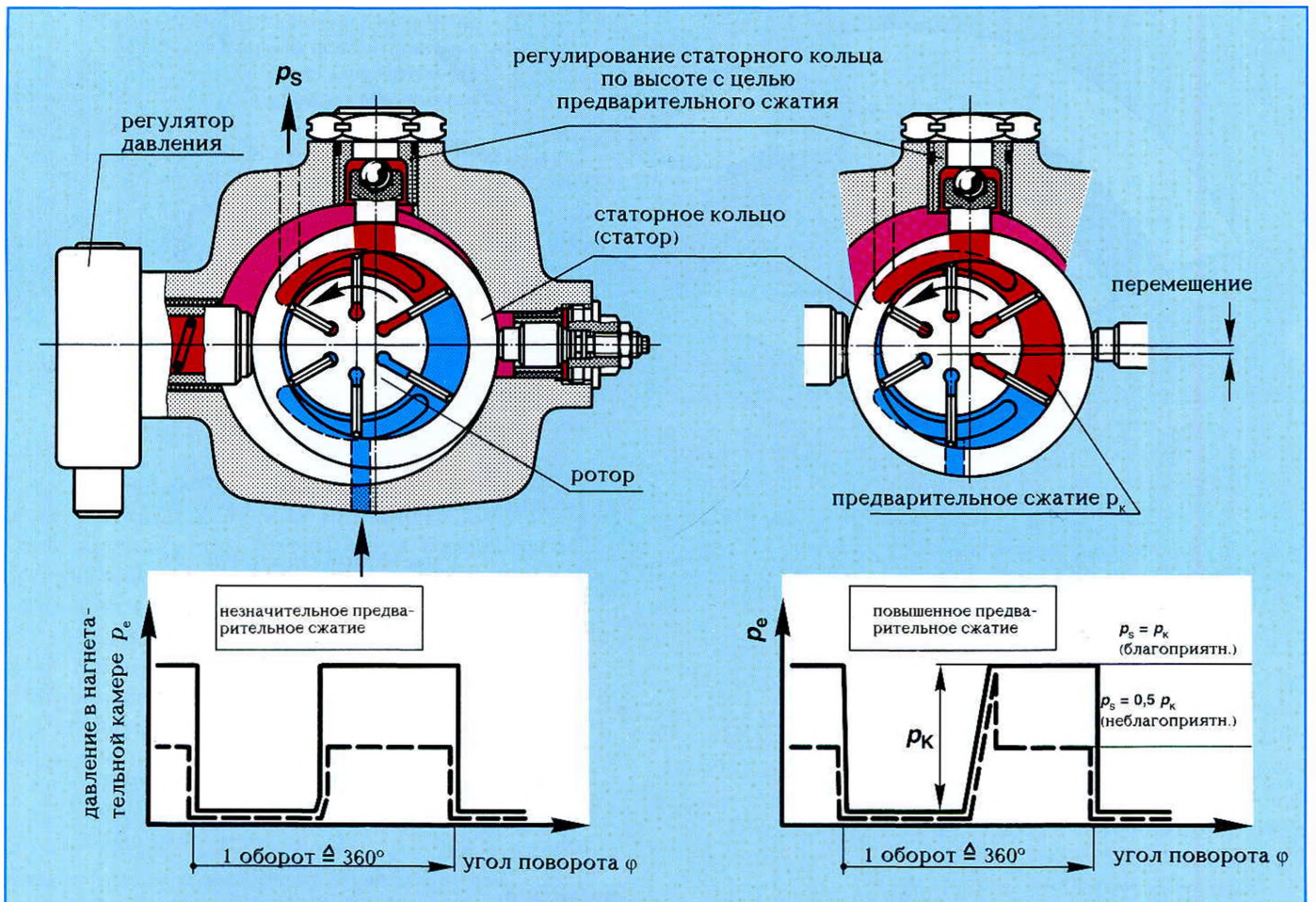


Рис. 141: Согласование давления путем регулируемого предварительного сжатия в пластинчатых насосах (чисто схематически, для большей наглядности, число камер "к" было сокращено с 11 до 6)

Следует принимать во внимание допустимые значения давления на всасывающей трубке, приведенные изготовителем. Линии всасывания и слива не должны располагаться слишком близко к стенке бака, во всяком случае - не ближе 10 см.

#### 4.5 Расположение насоса и электродвигателя в баке

Для уменьшения непосредственно излучаемого воздушного шума полезно бывает размещать насос в баке. Для этого имеются две возможности.

##### 4.5.1 Погружное расположение приводной группы

Приводная группа, т.е. насос с электродвигателем в погружном исполнении находится внутри закрытого бака. Чаще всего виброизолированный узел "мотор-насос" подвешивается к крышке и полностью погружается в жидкость - см. рис. 152.

##### Преимущества

- В первую очередь, не возникает непосредственно излучаемый воздушный шум. Правда, вибрация насоса и электродвигателя передается окружающей жидкости и распространяется ею в виде жидкостного шума, однако стенки бака при достаточном расстоянии до них приглушают шум.
- Насос может всасывать жидкость прямым путем при  $p_s = 1$  бар.
- Отпадает проблема пропускания всасывающей трубы сквозь крышку.

##### Недостатки

Возможности ремонта и обслуживания насоса сильно ограничиваются. При техническом обслуживании приходится приподнимать всю крышку бака.

##### Предпосылка максимальной эффективности

Виброизолированную насосно-моторную группу подвешивают к крышке (не жестко) при минимальном расстоянии от стенок бака 0,5 м.

##### 4.5.2 Погружное расположение насоса

При таком расположении приводной электродвигатель вертикально располагают на крышке гидробака. Для пропускания прифланцеванного вытеснительного насоса в крышке выполняется отверстие. Благодаря этому насос всасывает жидкость непосредственно из ванны. Это обеспечительные преимущества с точки зрения наполнения нагнетательных камер - см. разделы 4.4 и 4.5.1.

##### Предпосылка максимальной эффективности

Расстояние до стенок бака >0,5м. Исполнение крепежных фланцев, изолирующее и снижающее корпусный шум - см. рис. 142 и 146.

Эти меры особенно эффективны, если определяющим фактором шумности является воздушный шум, прямо излучаемый приводной группой.

Недостаток все тот же: насос недоступен снаружи, что ограничивает возможности ухода и обслуживания.

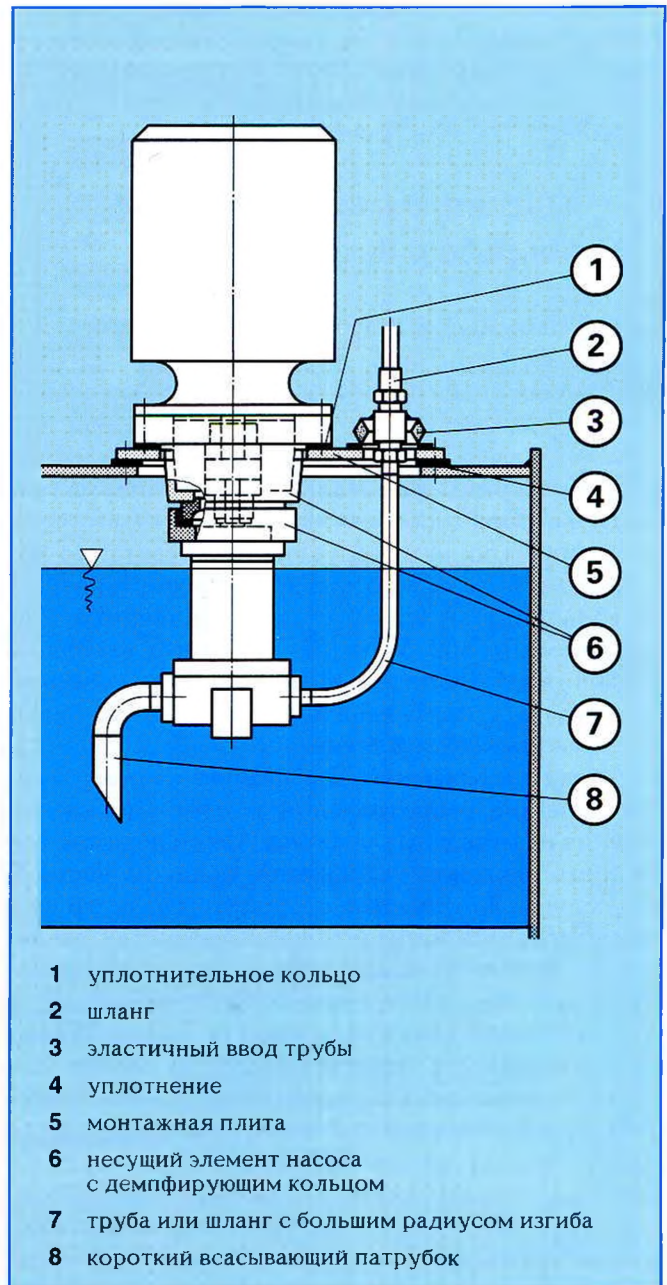


Рис. 142: Насосный агрегат типа "V1" - малозумное исполнение

## 4.6 Электромоторы

При погружном расположении насоса непосредственно излучаемый воздушный шум электромотора по-прежнему может распространяться беспрепятственно. При этом следует учитывать, что по шумности эти моторы практически не уступают насосам, которые они приводят в действие - правда, с тем преимуществом, что их широкополосный частотный диапазон слабее ощущается человеческим ухом.

С точки зрения снижения шумности это означает, что нельзя забывать и об электромоторах. В продаже имеются отдельные экземпляры с оптимизированными показателями шума подшипников и вентиляторов. Если этого окажется недостаточно, следует подумать о частичном заключении мотора в кожух.

## 5. Эмиссия шумов клапанами и борьба с нею

### 5.1 Поточные и напорные клапаны

Неустановившиеся поток в местах дросселирования генерируют высокочастотные шумы в клапанах. При этом возникают переменные силы, обусловленные вихревыми срывами и локальными колебаниями скорости и напора турбулентного потока.

Еще одной из причин следует назвать кавитацию. Кавитация возникает в потоке при падении давления. Поскольку в турбулентном, завихренном потоке, обладающем высокой скоростью, возникают колебания давления со значительными его понижениями, явления такого рода явно инициируют друг друга и оказывают взаимное влияние.

В стандартных клапанах, как правило, создаются гидравлические сопротивления за счет уменьшения сечения на отдельных участках. Таким образом, вся разность давлений устраняется в одном месте. В этом случае критические скорости чаще всего возникают уже при незначительных разностях давлений. При этом было обнаружено влияние геометрической формы сопротивления.

Если мы хотим понизить шумность, нельзя превышать критические значения скорости потока или разности давлений. Это требование можно соблюдать, параллельно или последовательно располагая несколько мест дросселирования.

При параллельном использовании мест сопротивлений поперечное сечение протока разделяют на множество участков - см. рис. 143. Общая площадь и, соответственно, скорость потока остаются примерно неизменными. Однако критическое число Рейнольдса, т.е. переход в турбулентный кавитирующий поток, при наличии нескольких мест сопротивления достигается лишь при намного больших разностях давлений. И в результате при повышенных разностях давлений или объемных потоках тоже возникают

неустановившиеся потока. На рис. 143 показано, как смещается критическая в акустическом отношении разность давлений, если в одном дроссельном цилиндре увеличивается число мест сопротивления при неизменной площади поперечного сечения.

Эффективного сокращения шумности можно добиться также путем поэтапного уменьшения общей разности давлений с помощью ряда последовательных мест сопротивления. Была опробована комбинация, состоящая из трех ступеней давления (дифференциальный манометр клапана регулирования потока) - см. рис. 144. Шумность при этой комбинации уменьшается по мере уменьшения давления на входе и разности давлений (скорость потока) на последней ступени давления. На рис. 144 схематически показаны клапан постоянной разности давлений в таком клапане регулирования потока, особенности схемы и достигнутое снижение шумности.

Такие конструкции трудоемки, технологически сложены и поэтому дороги. Поэтому пока их используют лишь в специальных системах для специфических областей применения.

### 5.2 Ходовые клапаны (процессы переключения)

В ходе управления или регулирования с помощью клапанов токи жидкости внезапно тормозятся или ускоряются. Возникают колебания давления, распространяющиеся по системе в виде жидкостного шума. Кроме того, если подвижные элементы клапанов ускоряются или тормозятся, это приводит к колебаниям их корпусов.

Когда на стационарный шум гидросистемы накладываются импульсные шумы, она ведет себя совершенно специфически. При частых переключениях импульсные шумы могут определять всю шумность системы.

Гидравлических ударов при переключении можно избежать, увеличивая время регулирования клапанов. Этим же путем можно существенно замедлять скорости снижения или повышения давления в камерах клапанов, трубопроводах или гидроцилиндрах. В этом случае резкие нагрузки или разгрузки преобразуются в более медленно протекающий процесс.

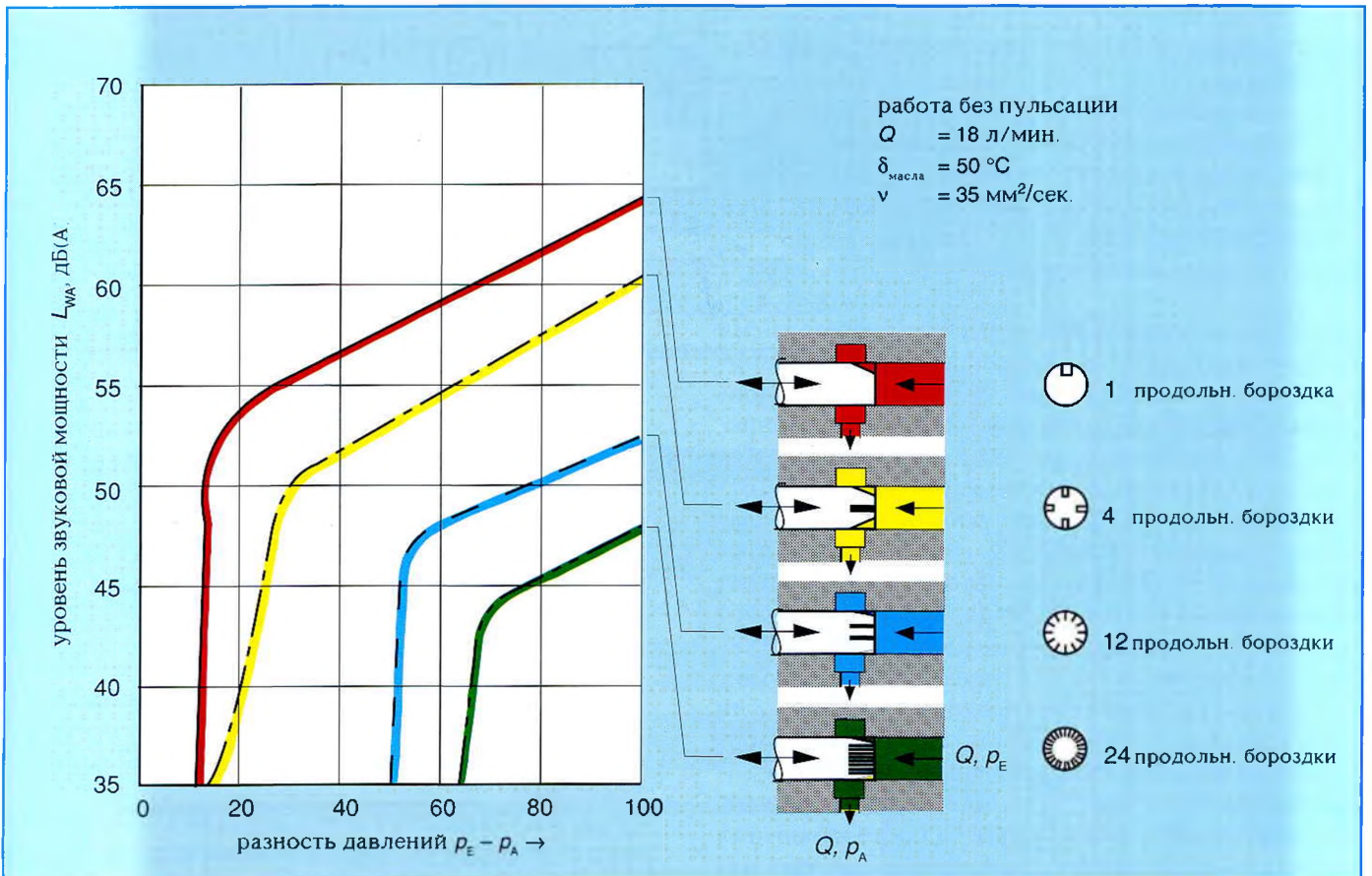


Рис. 143. Снижение шумности клапанов путем использования параллельных мест сопротивления (по Г. Шмиду)

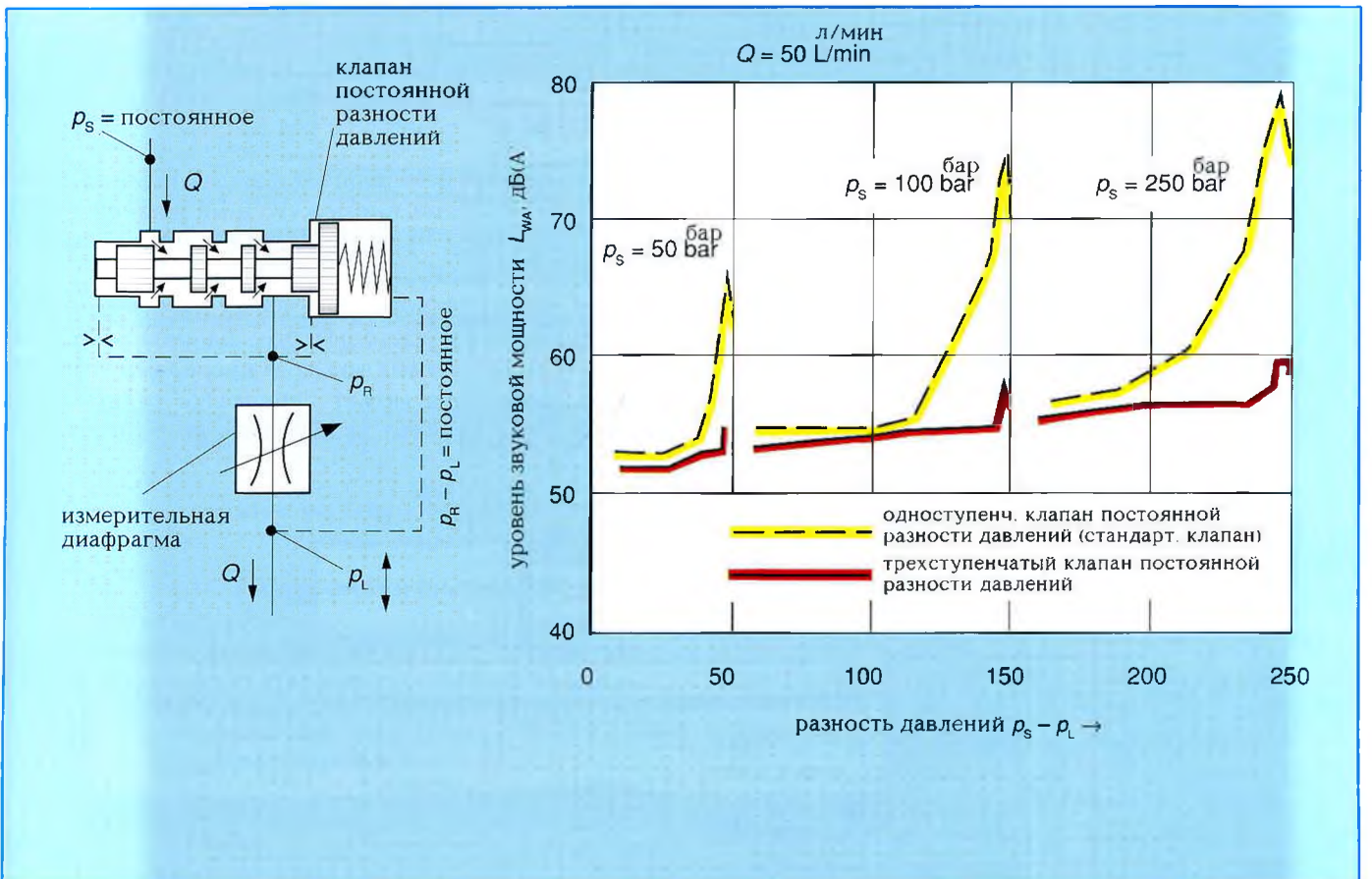


Рис. 144. Снижение шумности клапанов путем использования последовательных мест сопротивления (по О. Айху)



Известны различные конструктивные меры:

- применение золотников вместо седельных клапанов,
- регулируемые коммутационные дроссели как дополнительные элементы при пользовании клапанов с предельным управлением,
- дроссели, встроенные в клапаны для амортизации движений поршня,
- специально управляемые магниты.

Весьма эффективная возможность регулировать время установки открывается при применении пропорционального регулирования. В этом случае, например, ходовые клапаны выполняются в виде распределительных клапанов, но также в виде дросселей с линейной или прогрессивной характеристикой открывания. Ходовые, нагнетательные и поточные клапаны с пропорциональными магнитами можно плавно регулировать с помощью электрических сигналов малой мощности. Управление электрическими сигналами малой мощности управление электрическими сигналами позволяет по своему усмотрению регулировать процессы установки по времени. Для этой цели управляющим усилителям можно задавать быстроизменяющиеся линейные функции, которые позволяют осуществлять чрезвычайно "мягкие" процессы пуска и торможения, а также изменения давления или скорости. Дополнительное преимущество заключается в том, что путем несложных регулировок управляющих усилителей эти процессы можно оптимизировать уже заранее. Все перечисленные меры продлевают периоды цикла процессов. При этом нужно добиваться компромисса между быстрым циклом и низким уровнем эмиссии шумов.

## 6. Снижение шумности системы

### 6.1 Снижение распространения корпусного шума

В системах привода и управления отдельные элементы часто объединяют в функциональные группы и располагают на гидробаке. Для связи между ними и с рабочим агрегатом служат трубопроводы и шланги.

В этом случае моторно-насосная группа, состоящая из электромотора, насоса и кронштейна, привинчивается к крышке гидробака. Вибрации этого узла передаются большим поверхностям крышки и стенок гидробака в виде корпусного шума.

Еще одна цепь передачи корпусного шума возникает при жесткой связи моторно-насосной группы с клапанной группой посредством трубопроводов. Особенно неблагоприятна в акустическом отношении конструкция, в которой клапаны закреплены на монтажной стенке из стального листа. Для снижения

шумности следует размыкать следующие цепи передачи корпусного шума:

- насос — кронштейн — электромотор
- приводная группа — гидробак
- приводная группа — клапанная группа.

#### 6.1.1 Цепи передачи корпусного шума "насос - электромотор - кронштейн" и " приводной блок - гидробак"

На *рис. 145* показаны различные возможности связи между электромотором и насосом.

В варианте на *рис. 145А* силовой поток крутящего момента между насосом и мотором ограничивается пространством над общей рамой. Колебания насоса и мотора через раму и ее жесткое соединение передаются гидробаку в виде корпусного шума. Из-за большой площади излучения и жесткости источника возбуждения гидробак становится доминирующим источником шума.

На *рис. 145В* показан способ разрыва жесткого соединения. Резиновые опорные элементы под рамой существенно снижают возбуждение корпусного шума в гидробаке.

Здесь заслуживает особого внимания, что упругая опора обладает свободой движения по всем трем осям. Если же, скажем, эту раму стягивают с крышкой бака винтами, пропущенными сквозь резиновые элементы, предусмотренная эффективность разрыва соединения бует в значительной мере утрачена. Далее, необходимо следить за тем, чтобы корпусный шум не доходил до гидробака другими путями - см. *раздел 6.1.2*.

На *рис. 145С* показан вариант с измененным силовым потоком. Жесткий промежуточный фланец соединяет насос с электромотором, который крепится на раме угольником.

Поток моментов вращения между насосом и мотором проходит здесь только по ограниченному и жесткому участку. Рама лежит за пределами этого потока. Теперь она может передавать только колебания, исходящие от всей приводной группы в целом.

В конструктивных мерах по снижению шумности необходимо следовать основному правилу:

**Силы обязательно нужно направлять!**

Вариант *рис. 145С* удачнее варианта на *рис. 145А*. Тем не менее, есть смысл разорвать связь между рамой и гидробаком, этот мост для корпусного шума.

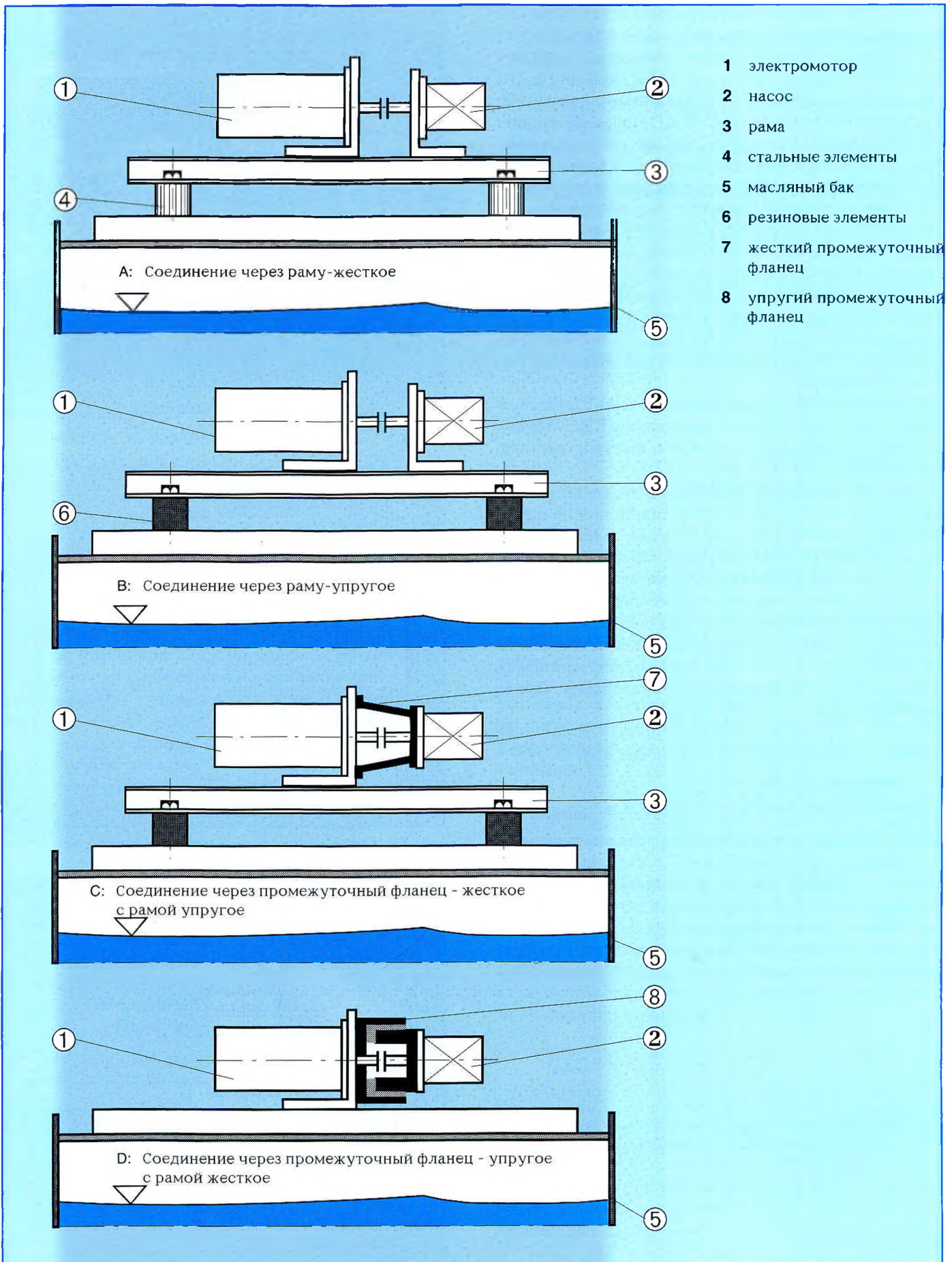


Рис. 145: Разрыв пути корпусного шума в направлении "насос - электромотор - крепежный уголок - гидробак"

В качестве альтернативы существуют так называемые амортизирующие фланцы. В этом случае жесткий промежуточный фланец заменяют упругим фланцем - см. рис. 145D и рис. 146. В частности, эта мера рекомендуется, если разъединение кронштейна насосно-моторной группы и, например, гидробака не удастся осуществить так, как показано выше. При этом изолирующий фланец и муфта вала должны быть кинематически согласованы друг с другом. При слишком "мягкой" подвеске под действием собственного веса насос смещается относительно оси муфты, в результате происходит натяг и генерируется шум. Муфта с упругим промежуточным элементом представляет собой очередную меру по размыканию путей распространения корпусного шума. Как показывает рис. 146, такие меры позволяют применять даже погружные насосы с креплением на боковой стенке бака.

Выгодным является такое расположение приводной группы, ее опоры удастся расположить на элементах бака с увеличенной массой и жесткостью - см. рис. 147.

Но обычно кронштейн привода приходится располагать там, где еще есть место. Если влияние цепей распространения корпусного шума доминирует в общей шумности, дополнительно предусмотренные массы в точках опоры (блокирующие массы) могут ослаблять распространение корпусного шума.

Однако эффективность всех этих мер резко падает, если существуют другие возможности передачи корпусного шума от насоса к гидробаку, например, через напорные, всасывающие, дренажные и сливные трубопроводы.

Любые отверстия в крышке гидробака для

- всасывающих трубопроводов,
- дренажных и сливных трубопроводов

должны иметь, по-возможности, большие размеры.

Уплотнительные манжеты должны всегда быть очень мягкими. Нельзя допускать, чтобы трубы передавали свои колебания на крышку бака. Необходимо соблюдать достаточное расстояние между отверстиями и стенками бака (>10 см) - см. рис. 142 и 148.

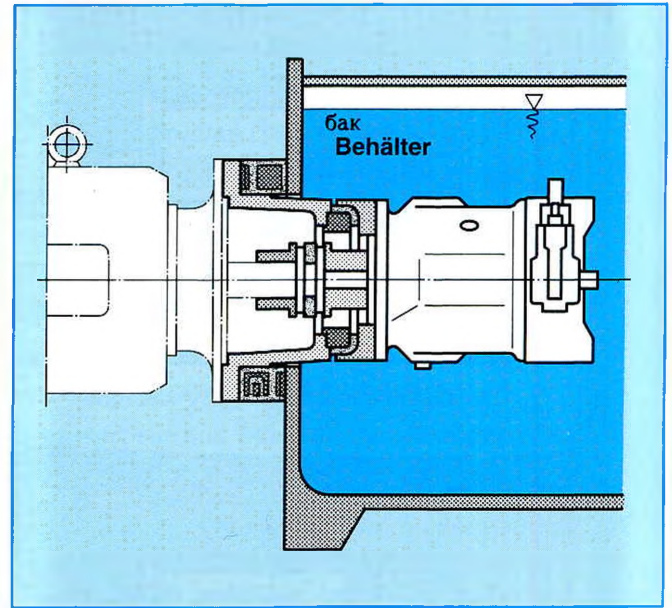


Рис. 146: Амортизирующий фланец

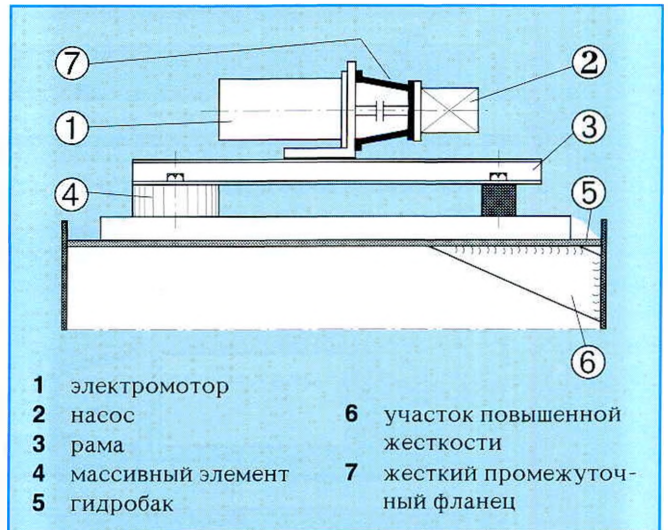


Рис. 147: Соединение с участками повышенной жесткости и дополнительными массами

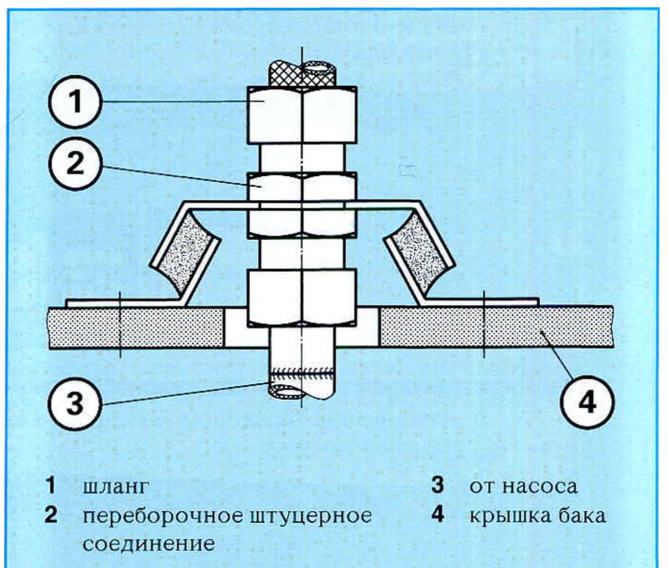


Рис. 148: Эластичный ввод трубы в крышку бака

### 6.1.2 Цепи передачи корпусного шума "приводной блок - клапанная группа"

Соединения между насосами и клапанами или потребителем заслуживают особого внимания как цепи передачи корпусного шума. В частности, присоединение к монтажным стенкам (когда клапаны располагаются на стенке из листовой стали) создает прямой путь для распространения корпусного шума. При непосредственном механическом соединении возникает к тому же эффект натяга, ограничивающий необходимую свободу движения приводного блока (см. раздел 6.1.1). Шланги оказываются полезными прежде всего в нижнем и среднем диапазоне давлений. Их следует прокладывать таким образом, чтобы упругая опора приводного блока обладала свободной движением по всем осям. Необходимо следить за тем, чтобы скорость потока в шланговой арматуре не превышала 4 м/сек.

Шланги высокого давления из-за многослойного армирования и нагрузки становятся довольно жесткими. Поэтому при высоких давлениях эффект снижения корпусного шума ослабевает. Здесь необходимо варьировать прокладку шлангов, чтобы обеспечить необходимую свободу относительного перемещения приводного блока и клапанной группы.

У жестких линий (трубы, шланги высокого давления) для ослабления корпусного шума также можно думать о так называемых блокирующих массах.

Блокирующие массы - это элементы большого веса, которые благодаря инерции массы ослабляют распространение колебаний в местах их ввода.

В отдельных случаях может оказаться полезным присоединение трубы или шланга, идущего от насоса, к блоку с большой массой. Этот блок лишь пропускает линию сквозь себя и работает только инерцией своей массы. Те же функции идеально выполняют все конструкции со сборными плитами (блоками) и сопряжения клапанов по высоте.

## 6.2 Излучение шумов трубами и шлангами, предотвращение резонанса в трубопроводах

Если трубопроводы производят явственно слышимый и поддающийся измерению шум, необходимо исследовать следующие механизмы возбуждения:

- А Кавитационные шумы, завихрения вследствие высоких скоростей тока
- Б Передача корпусного шума в первую очередь по трубам
- В Высокочастотные и высокоамплитудные пульсации давления, в первую очередь при резонансе в трубопроводах.

### Меры по устранению фактора по пункту А

- Скорости потока в напорных линиях установить не выше 4 м/сек., в сливных линиях - не выше 2 м/сек.
- Избегать поворотов потока и изменений сечения трубопроводов.
- Выбирать максимальные радиусы изгиба.

### Меры по устранению фактора по пункту Б

- Заменить трубы шлангами.
- Использовать блокирующие массы - см. раздел 6.1.2.
- Изменить компоновку трубопроводов.

### Меры по устранению фактора по пункту В

- Варьирование длины линии. Сочетание материалов (трубы-шланги).
- Использовать устройства для снижения жидкостного шума.

За счет тщательного выбора длины напорной линии можно предотвратить резонанс и пульсацию давления. Пульсация давления действует на приводной узел как внешняя пульсирующая сила, оказывающая отрицательное воздействие и возбуждающая колебания всего узла (при жесткой связи между электродвигателем и насосом).

Из-за сложности расчетов (трубопроводы имеют разные запорные элементы, ответвления и т.д.) практикам остается только прибегать к экспериментам. Проверка различной длины линии рекомендуется в тех случаях, когда имеет место заметная вибрация линий или отчетливый воздушный шум, частотная характеристика которого содержит звуковые составляющие.

### Внимание!

Если с целью ликвидации корпусного шума трубы заменяют шлангами, следует обращать внимание на резонанс линии. Вследствие малой жесткости шлангов резонансные частоты смещаются в сторону более низких значений. Именно в этих случаях имеет смысл экспериментировать со шлангами разной длины. Резонанс столба жидкости между насосом и ближайшим местом дросселирования (например, клапаном) появляется при условии

$$l_{\text{линия}} = \frac{1}{4} \lambda, \frac{3}{4} \lambda, \frac{5}{4} \lambda \dots$$

Длина волны  $\lambda = c/f$  при скорости распространения звука  $c = 1300$  м/сек. для стальных труб и  $c = 400 - 700$  м/сек. для шлангов (в зависимости от жесткости).

Основная частота возбуждения  $f_0$  в зависимости от числа оборотов двигателя  $n$  и числа вытесняющих элементов в насосе  $k$  определяется по уравнению

$$f_0 = \frac{n \cdot k}{60}, \text{ Гц.}$$

### 6.3 Снижение распространения жидкостного шума с помощью звукоглушителей

$$D_d = 10 \lg \frac{\Delta p_{\text{еeff}}^2}{\Delta p_{\text{аeff}}^2}, \text{ дБ}$$

Как уже многократно подчеркивалось, шум гидростатического привода определяют в основном три механизма:

- воздушный шум, непосредственно излучаемый насосом, электродвигателем и линиями,
- корпусный шум, генерируемый насосом и электродвигателем и передаваемый через участки цепи,
- пульсации давления периодически передаваемые насосом на систему, т.е. жидкостный шум.

Какой из трех механизмов вызывает шум, зависит от конструкции, мощности и многих других параметров гидросистемы.

Импульсы давления действуют на узел двигатель-насос как внешняя сила и создают вибрацию, которая передается системе в форме корпусного шума. Пульсация давления достигает всех элементов установки и может везде возбуждать корпусный и воздушный шум.

Следовательно, одним из средств снижения шумности гидроагрегатов является разрыв цепи передачи корпусного шума. Однако иногда также важно ослабление жидкостного шума.

В разделе 4.3 уже рассматривались возможности воздействия на пульсацию потока или давления путем выбора модели или изменения устройства объемных насосов.

В наиболее распространенных моделях всегда создается пульсирующий поток, а следовательно, пульсирующее давление. С целью ослабления или замедления распространения жидкостного шума можно применять глушители жидкостного шума. К таким элементам предъявляются следующие требования:

- снижение пульсации давления в максимально широком частотном диапазоне при низких потерях давления,
- простота конструкции, отсутствие ухода и технического обслуживания, ликвидация воздушных пузырей, сохранение чистоты рабочей жидкости.

Для оценки эффективности глушителей используют различные понятия или параметры.

Степень вносимого звукопоглощения - это снижение уровня звукового давления, которое определяется в процессе сравнительного измерения с глушителем и без него. Эту величину можно определить только дополнительно.

Степень прямого звукопоглощения представляет собой отношение начальной звуковой энергии к пропускаемой. При этом аналогично воздушному шуму используют способ записи уровня.

где

e = на входе,

a = на выходе.

Этот параметр зависит от частоты, входит в техническую характеристику глушителя, не зависит от всей системы и показывает, при какой частоте глушитель снижает пульсацию давлений.

Однако он не дает возможности рассчитывать фактическое достигаемое снижение уровня воздушного шума установки.

#### 6.3.1 Глушители поглощающего типа

"Поглощение" - это "уничтожение" звуковой энергии путем ее преобразования в тепловую. Эта цель может быть достигнута за счет трения между передающей средой и поглощающим слоем (например, при использовании слоя минерального волокна в глушителях воздушного шума) и/или в результате сжатия и расширения определенного объема газа.

#### 6.3.2 Глушители отражающего типа

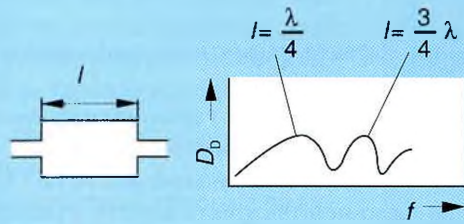
Поскольку в жидкостях очень трудно обеспечить шумоглушение с помощью поглощения, используют глушители отражающего типа с интерференционным действием. Реже встречаются глушители комбинированного типа, то есть отражающие но с повышенной поглощающей способностью.

В глушителях интерференционного или отражающего типа "помеха" в виде первичной звуковой волны устраняется за счет наложения на вторую волну той же амплитуды и частоты. Вторая волна возникает в результате отражения первичной волны от участков сопротивления (места изменения сечения, ответвления и т.д.) и имеет сдвиг по фазе на 180°.

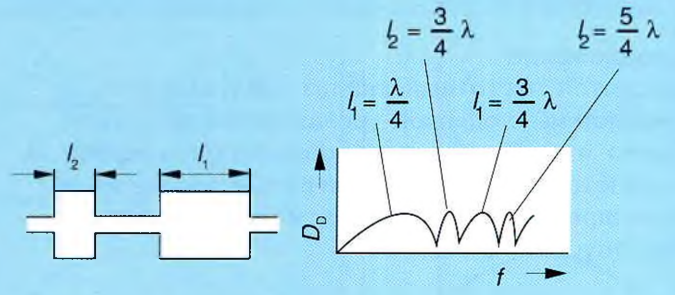
Примеры глушителей отражающего и комбинированного типов и соответствующие характеристики затухания показаны на рис. 149.

Преимущество глушителей отражающего типа перед глушителями поглощающего и комбинированного типов состоит в том, что в них не используются материалы, которые со временем могут подвергаться загрязнению и/или разрушению.

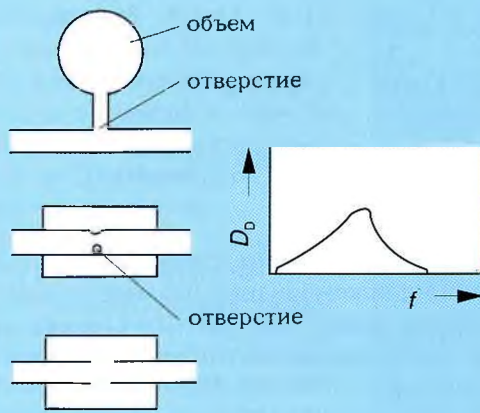
Размеры глушителей зависят от различных параметров, в частности, от монтажного положения (длина линии перед и позади глушителя), способа герметизации подсоединенного участка дросселирования и др. Следует учитывать частоту собственных колебаний глушителя вместе со столбом жидкости. В первом приближении действует правило: объем глушителя должен быть больше 1500 см<sup>3</sup>. В этом случае будет обеспечен достаточный интервал между частотой собственных колебаний глушителя и нормальной основной частотой пульсации насоса.



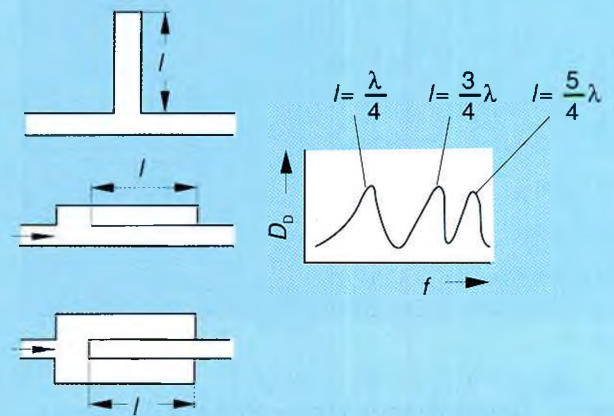
А: объемный резонатор



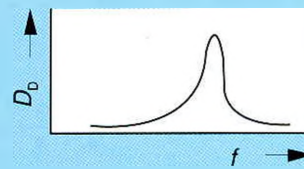
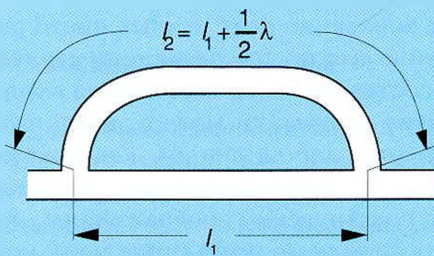
В: прямолинейный резонатор



С: разветвленный резонатор



Д: резонатор свиста



Е: интерференционная линия

Рис. 149. Глушители

Ниже приводится пример расчета параметров объемного резонатора.

**Предположение**

Проводится частотный анализ воздушного шума гидросистемы с оценкой уровня по шкале А. Установлено, что воздушный шум определяется первой, второй и третьей гармониками пульсации давления насоса (предварительно приняты меры по ликвидации корпусного шума).

Частоты возбуждения:

$$f_0 = \frac{k \cdot n}{60}, \text{ Гц.}$$

Поршневой насос с  $k = 9$  поршнями,  
 $n = 1450 \text{ мин.}^{-1}$

Длина волны  $\lambda = c/f$ , где  $c = 1300 \text{ м/сек.}$  (стальная труба)

		Длина волны $\lambda$
$f_0$	218 Гц	6 м
$f_1 = 2 \cdot f_0$	= 435 Гц	3 м
$f_2 = 3 \cdot f_0$	= 652 Гц	2 м
$f_3 = 4 \cdot f_0$	= 870 Гц	1,5 м
$f_4 = 5 \cdot f_0$	= 1088 Гц	1,2 м
$f_5 = 6 \cdot f_0$	= 1305 Гц	1 м

Таблица 39

Глушитель рассчитывают таким образом, чтобы охватить диапазон - от  $f_1$  до  $f_3$ .

Степень прямого поглощения для простого **объемного резонатора** (камера расширения):

$$D_d = 10 \lg \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( q - \frac{1}{q} \right)^2 \sin^2 \left( \frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \cdot l \right) \right], \text{ дБ}$$

где  $q = \frac{A_2}{A_1} = \frac{\text{сечение глушителя}}{\text{сечение трубы}} = \frac{D^2}{d^2}$

$l =$  длина глушителя

Оптимальный эффект для  $\sin \left( \frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \cdot l \right) = 1$  т.е. при  $l = \frac{1}{4} \lambda, \frac{3}{4} \lambda, \dots$

Отсутств. эффекта для  $\sin \left( \frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \cdot l \right) = 0$  т.е. при  $l = \frac{1}{2} \lambda, \frac{3}{2} \lambda, \dots$

На конкретном примере следует обеспечить надежное затухание первой гармоники пульсации насоса при  $f_1 = 425 \text{ Гц}$  и  $\lambda_1 = 3 \text{ м.}$

Оптимальный эффект от использования глушителя при

$$l_{\text{Da}} = \frac{1}{4} \lambda_1 = 0,75 \text{ м}$$

Ослабление эффекта схематично показано на *рис. 150*.

Видно, что определенные гармоники пульсации не охвачены, или их затухание недостаточно.

Чтобы охватить дополнительные частоты, объемный резонатор надо использовать вместе с резонатором свиста (*см. рис. 150B*) или соединить в линию объемные резонаторы (*рис. 149B*).

**Резонатор свиста**

$$D_d = 10 \lg \left[ 1 + \frac{1}{4} (q - 1)^2 \cdot \tan^2 \left( \frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \cdot l \right) \right]$$

Оптимальный эффект при  $\tan \left( \frac{2 \cdot \pi}{\lambda} \cdot l \right) \rightarrow \infty$

т.е. при  $l = \frac{1}{4} \lambda_x$

Для  $f_3 = 840 \text{ Гц}$  с  $\lambda_3 = 1,5 \text{ м}$

$$l_{\text{Pfeife}} = \frac{1}{4} \lambda_3 = 0,375 = \frac{1}{2} l_{\text{Dämpfer}}$$

На *рис. 150B* схематично показана степень звукопоглощения для комбинации объемного резонатора и резонатора свиста. Абсолютная степень звукопоглощения определяется отношением сечений трубы и глушителя.

Цель: степень звукопоглощения  $D_d \approx 20$

**Предложение**

$q = 25$  с  $D_{\text{Da}} = \sqrt{q} \cdot d_{\text{Rdr}} = 5 \cdot d_{\text{Rdr}}$  (внутренний диаметр)

Получаем  $D_d = 22$ .

На основании этих данных чисто расчетное уменьшение амплитуды пульсации давления для частоты  $f_1$  составляет 1/12 значения на входе.

Такие глушители можно легко изготовить из элементов гидроцилиндра. Как показано на *рис. 150B*, глушители обычно оснащаются резонатором свиста. По практическим соображениям - прочность трубы глушителя и дополнительно устанавливаемый объем в системе циркуляции - не следует превышать значение  $q = 25$ .

Формула для расчета степени прямого звукопоглощения  $D_d$  показывает, что незначительные изменения длины и диаметра глушителя оказывают существенное влияние на результат. Поэтому требуется строго вычисленную длину и диаметр.

Важно также, чтобы в жидкости содержалось небольшое количество воздуха и в глушителе не мог образовываться воздушный пузырь. Кроме того, глушитель должен устанавливаться непосредственно на выходе насоса.

На рис. 151 представлены значения, относящиеся к глушителям отражающего типа, которые получены в результате точных измерений. Дополнительно приводятся данные для глушителя комбинированного типа, с помощью которого посредством газовой подушки достигается определенное дополнительное звукопоглощение.

Интересным решением, которое можно быстро использовать в отдельных случаях, является интерференционная линия. Речь идет о специальном устройстве байпасного типа в системе трубопроводов, с помощью которого можно глушить звук одной определенной частоты спектра возбуждения - см. рис. 149E. Единственное условие: разность хода волн между байпасным устройством и линией должна составлять  $\lambda/2$ .

Такое же простое решение, дающее аналогичный эффект, представляет собой резонатор свиста - см. рис. 149D. Труба того же диаметра устанавливается как "глухое" ответвление. Длина составляет  $\lambda/4$  затухающей волны. И в этом случае важную роль играет проблема удаления воздуха.

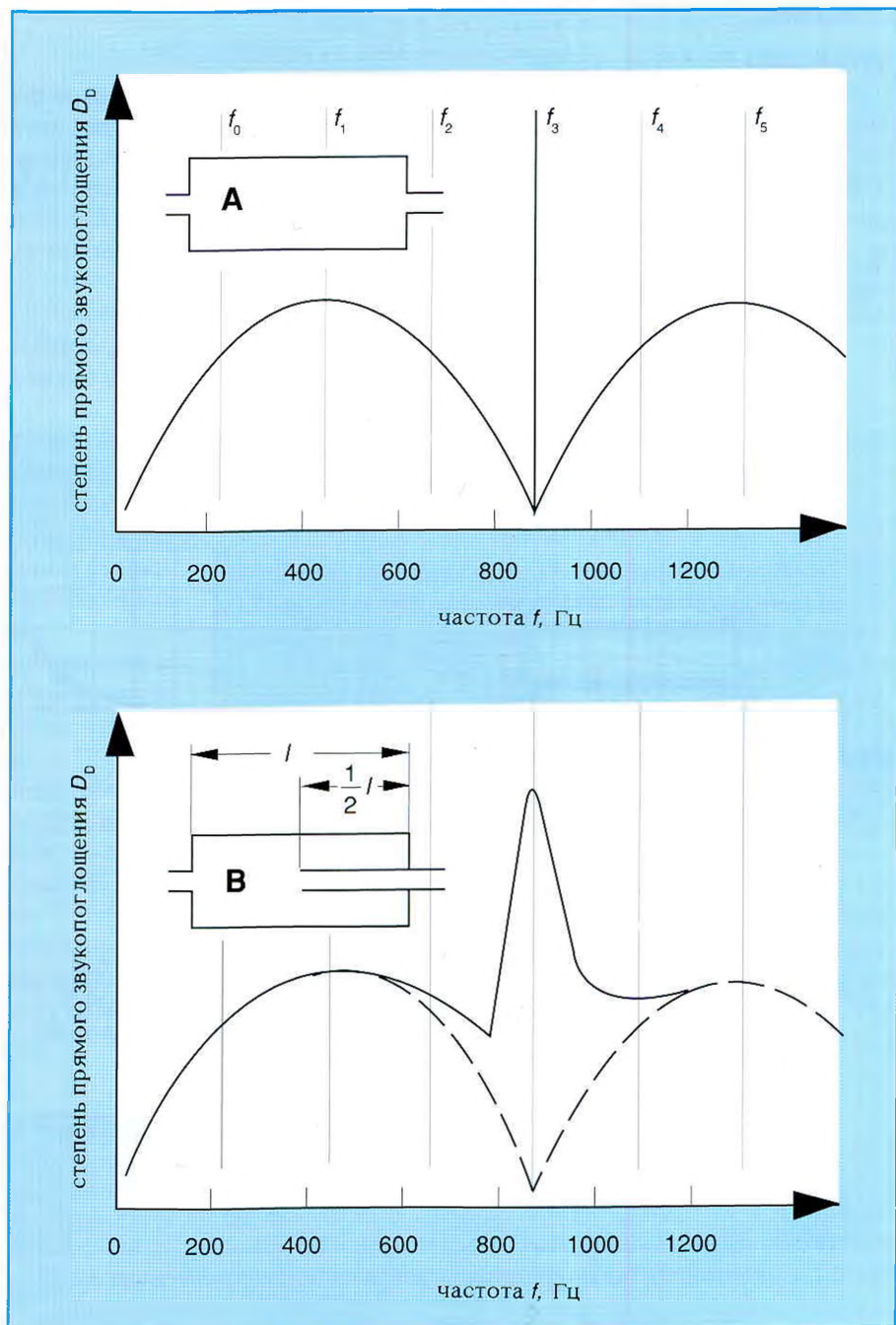


Рис. 150: Степень прямого звукопоглощения, обеспечиваемого резонаторами, в зависимости от частоты (в схематичном виде согласно примеру расчетов)

### 6.3.3 Глушители комбинированного типа

Баллонные аккумуляторы модифицированной конструкции известны под названиями "импульсные звукоглушители", "гидроглушители", "импульсные поглотители", "стабилизаторы потока всасывания". Они относятся к категории "разветвленных" резонаторов со специфической характеристикой глушителя - см. рис. 149.

Благодаря упругости объема газа дополнительно обеспечивается поглощающее действие.

Кроме того, за счет упругости газовой подушки создается большой дополнительный "объем".



Заключение

Глушители жидкостного шума

Глушители жидкостного шума являются надежным средством снижения пульсации давления, то есть сил, вызывающих возбуждение звука. Они используются в тех случаях, когда меры по отводу корпусного шума не обеспечивают нежного эффекта. Кроме того, их следует обязательно применять в крупных гидросистемах с разветвленными трубопроводами большой длины.

Благодаря более низкой механической нагрузке наряду со снижением шума достигается увеличение срока службы и повышение надежности систем.

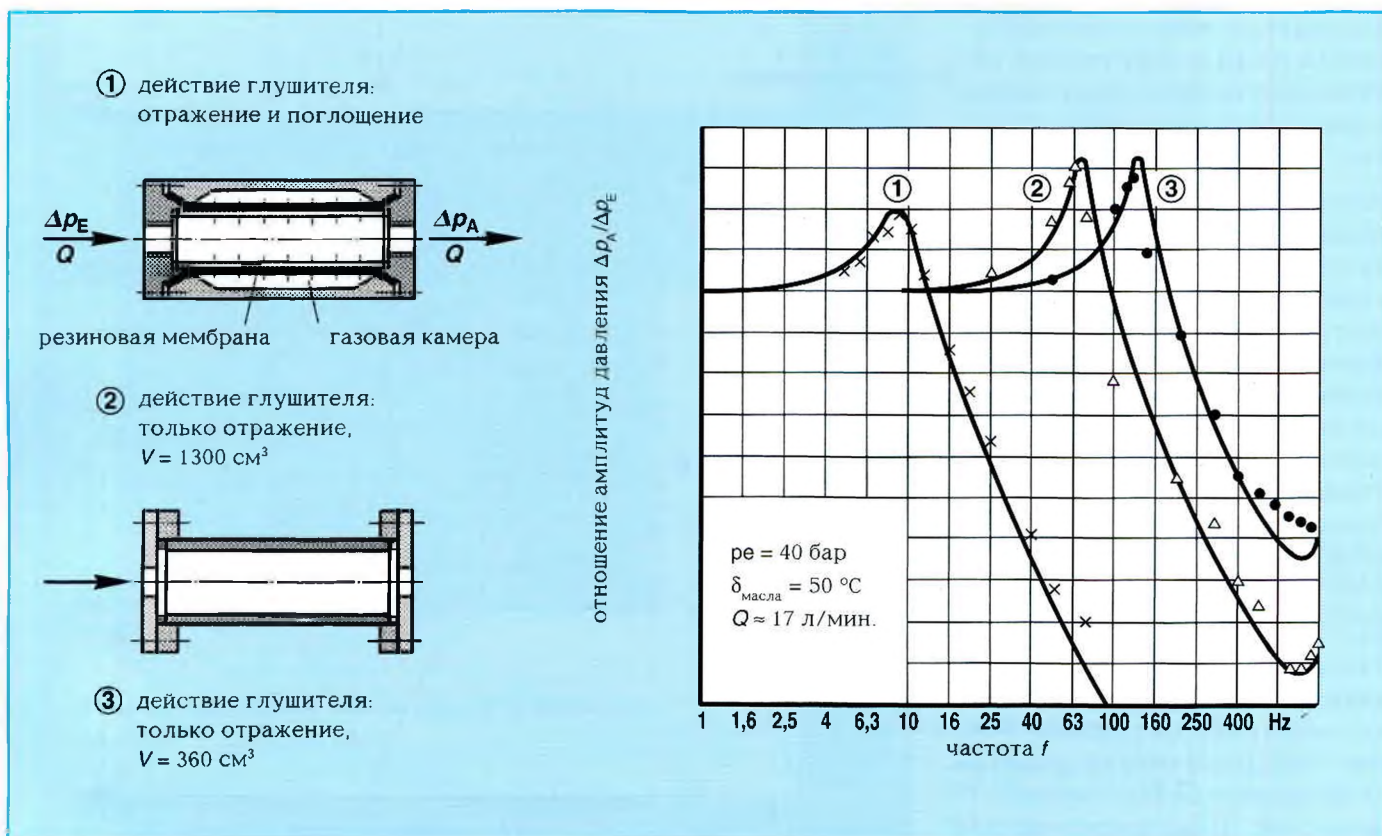


Рис. 151: Амплитудная характеристика глушителей жидкостного шума (по В. Герцогу)

### 6.4 Снижение излучения

В предыдущих разделах были рассмотрены причины акустической эмиссии и целенаправленные меры по предотвращению или снижению шума и его распространения в системе. Последовательность рассуждения - насосы, корпусный шум, жидкостный шум - соответствует принимаемым мерам по степени их важности.

Меры по ослаблению излучения способствуют снижению шума только тогда, когда не удастся надежно исключить корпусный шум и/или эффективно уменьшить пульсацию давления.

Излучение имеет место главным образом в тех местах, где действие сил возбуждения (даже небольших) распространяется на большие поверхности.

В гидросистемах ими часто являются крупногабаритные баки и так называемые "монтажные стенки". Эти "пассивные" излучатели требуют особого внимания.

В первом приближении излучение воздушного шума прямо пропорционально размерам поверхности, подвергающейся возбуждению, и обратно пропорционально массе излучающего объекта.

Следовательно, задача заключается в уменьшении излучающей поверхности при одновременном увеличении ее массы. Применительно к бакам это достигается только путем использования толстого листа (при необходимости с оребрением).

Что касается монтажных стенок, то здесь имеется ряд возможностей. Эти листовые панели для крепления клапанов можно изменять или заменять следующим образом:

- Применение перфорированных листов. Между передней и задней сторонами такого листа создается своеобразное "короткое замыкание", которое компенсирует локальные колебания давления воздуха до высоких частот. Благодаря этому существенно снижается излучение воздушного шума.

- Применение рамочных конструкций с использованием отдельных листов панелей для крепления элементов управления. Рамы должны иметь достаточно большую массу.

- Применение блочной компоновки. Предлагают так называемые "монтажные" и "соединительные" блоки. Оба решения почти идеально отвечают требованиям сокращения площади поверхности и увеличения массы.

На рис. 152 показана эффективность снижения уровня шума при работе гидроагрегата небольшой мощности (3кВт), достигаемая описанными выше способами. Исходное состояние - крепление на монтажной стенке.

В результате замены монтажной стенки блоком уровень шума удалось снизить примерно на 6дБ(А). Применение шестеренчатого насоса с внутренним зацеплением позволяет заметно уменьшить амплитуду пульсации давления (снизить силы возбуждения). Дальнейшее снижение уровня шума было достигнуто за счет виброизолированного крепления узла двигатель-насос в масляной ванне. Несмотря на то, что такое снижение уровня шума порядка 22 дБ(А) получено применительно к данному конкретному объекту исследования, оно показывает, какие существуют возможности снижения шумности гидросистем.

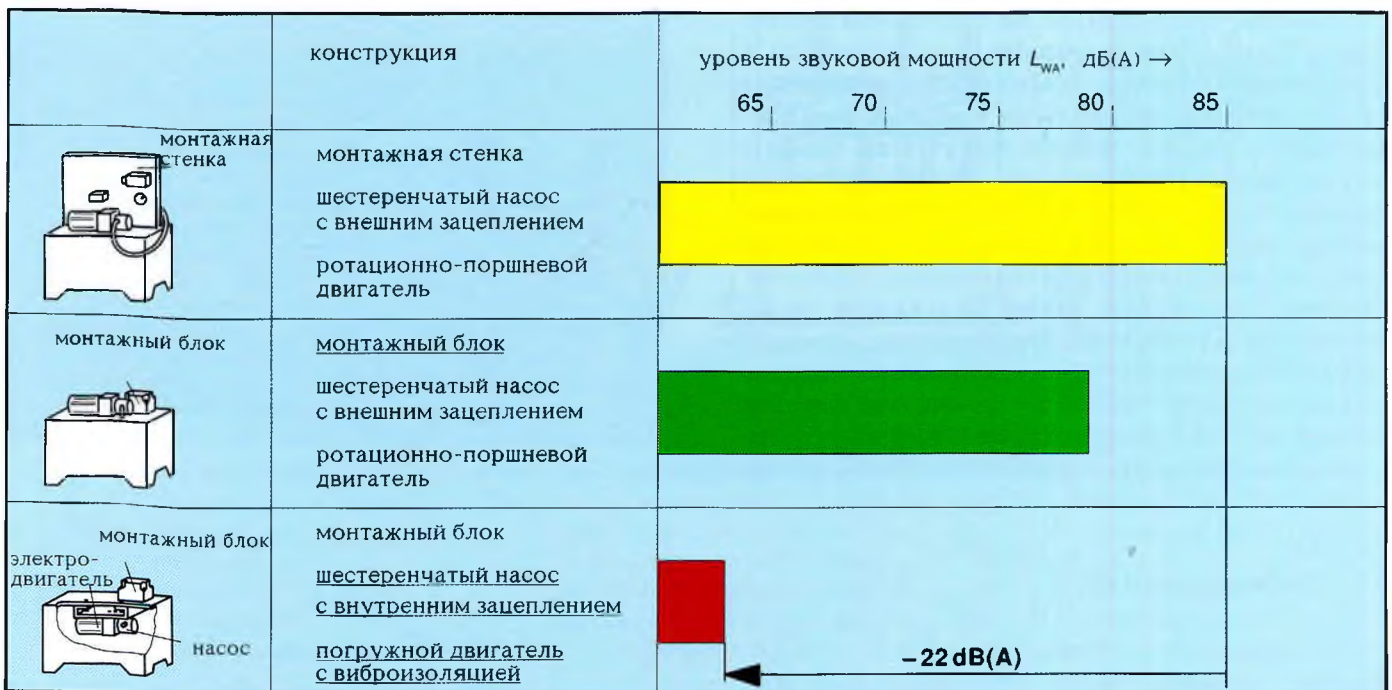


Рис. 152: Результат мер по снижению шумности гидроагрегата небольшой мощности (3 кВт)

## 6.5 Установка в кожух

Если, несмотря на все принятые меры, излучение звука не удастся снизить до требуемого низкого уровня, приходится использовать установку в кожух.

Это очень эффективная, но сложная и дорогая мера. Проблема усугубляется еще и тем, что в результате затрудняется техническое обслуживание оборудования и требуются дополнительные работы по отводу тепла, например, установка дополнительных воздушно-масляных или водо-масляных теплообменников. Кожух помогает снизить воздушный шум при работе заключенного в него агрегата, но не предотвращает распространение жидкостного шума. Борьба с последним рассмотрена в разделе 6.3.

Следовательно, вначале надо определить источник наиболее сильного воздушного шума. Часто бывает достаточно заключить в кожух один из узлов, например, привод. Это можно легко сделать, если (как например, в больших системах) узел двигатель-насос устанавливаются отдельно от бака - см. рис. 154. Устройство звукоизолирующих кожухов, в принципе, всегда одинаково. К несущей конструкции из металлических профилей крепятся съемные элементы. Эти элементы состоят из наружной стенки несущего типа, поглощающего материала (например, минеральной ваты) и внутренней облицовки, выполняющей защитные и опорные функции - см. рис. 153. Без поглощения кожух выполняет только функции звукоизоляции, и то часто в недостаточной степени, поскольку внутри кожуха уровень повышается. Поглощающий материал, преобразующий звуковую энергию в тепловую, обеспечивает эффективное снижение звуковой энергии в пространстве внутри кожуха.

Поскольку шум генерируют не только электродвигатели и насосы, но и клапаны и трубопроводы, в определенных условиях приходится устанавливать в кожух весь гидроагрегат - см. рис. 155. В этом случае целесообразнее выбрать кожух типа шкафа с установленным наверху баком. Звукоизолирующие элементы при этом могут быть выполнены в виде дверей или съемных панелей. Однако при всех обстоятельствах надо предупреждать передачу корпусного шума от агрегата к шкафу. Охлаждение заключенного в кожух агрегата производится с помощью вентиляторов, которые подают холодный воздух через глушители воздушного шума (звуковые ловушки) и через них же отводят отработавший воздух. Необходимость установки в кожух клапанных панелей определяется в каждом отдельном случае.

## 6.6 Экранирование

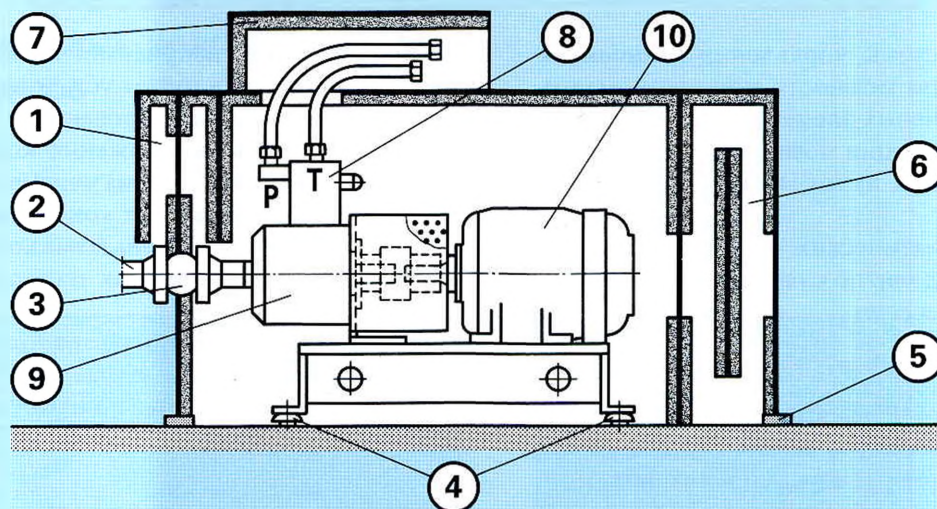
Кожухи окружают источник звука таким образом, что излучаемый воздушный шум полностью или почти не проникает наружу. Задача экрана состоит в

том, чтобы заставить воздушный шум от источника достигать определенного места непрямым путем. Речь идет о системах, состоящих из звукоизолирующих или звукопоглощающих боковых стенок и защитного занавеса. Занавесы наиболее часто используются как средство дополнительной звукоизоляции. Это, как правило, тяжелые, содержащие свинец резиновые или синтетические гибкие маты, подвешенные на направляющих, которые можно передвигать. При правильном исполнении уровень шума можно снизить на 10 дБ(А).

Поскольку в данном случае отсутствует поглощение и обычно не удается избежать воздушных зазоров, обычно не удается достичь степени снижения шума, которая обеспечивается кожухом. Однако преимуществом экранирования являются значительно лучшие условия управления и технического обслуживания, т.е. хороший доступ к узлам и агрегатам.

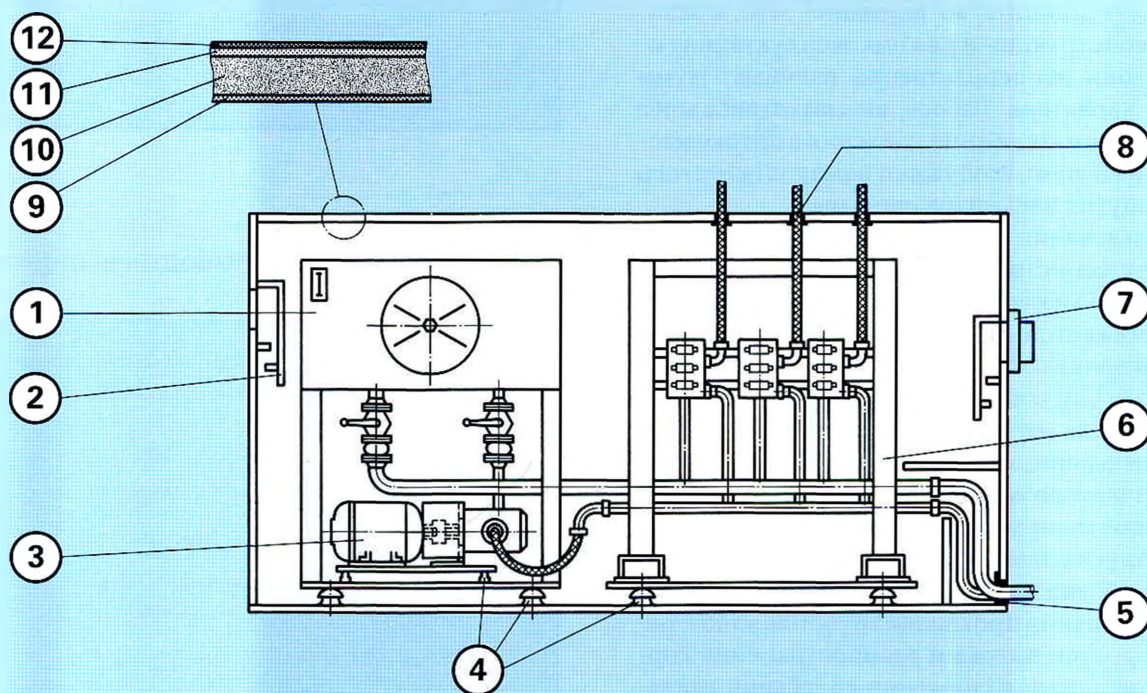


Рис. 153. Устройство однослойной стенки кожуха



- |   |  |    |  |
|---|--|----|--|
| 1 | глушитель воздушного шума с воздухообменом | 7  | глушитель воздушного шума (устанавливается в кожухе в любом положении) на участке вывода шлангов |
| 2 | линия всасывания                           | 8  | напорный клапан  |
| 3 | резиновый компенсатор                      | 9  | насос  |
| 4 | упругие опорные элементы                   | 10 | двигатель  |
| 5 | герметизация относительно фундамента       |    |  |
| 6 | глушитель воздушного шума с воздухообменом |    |  |

Рис. 154. Схематическое устройство звукоизолирующих кожухов для узла двигатель-насос



- |   |  |   |   |    |  |
|---|--|---|---|----|--|
| 1 | бак  | 6 | клапанная панель  | 9  | защитный слой (например, перфорированный металлический лист) |
| 2 | глушитель воздушного шума с воздухообменом | 7 | вентилятор с глушителем воздушн. шума и воздухообменом                              | 10 | поглотитель  |
| 3 | насосный агрегат                           | 8 | шланг, соединяющий плиту с выходом из шкафа (лучше через глушитель воздушного шума) | 11 | свинцово-резиновый изолятор                                  |
| 4 | упругие опорные элементы                   |   |   | 12 | несущая конструкция  |
| 5 | звукоизолирующий и звукопоглощающий ввод   |   |   |    |  |

Рис. 155. Агрегат, установленный в кожухе в форме шкафа

## 7. Заключение

Гидроприводы и системы управления отличаются высокой нагрузкой по мощности при очень малых размерах конструктивных элементов.

При большой концентрации мощности в малом пространстве, как правило, имеет место значительный уровень шума.

В результате систематических исследований удалось разработать ряд мер по существенному снижению акустической эмиссии.

Трудности заключаются в том, что в гидроприводах воздушный шум вызывается тремя механизмами:

- непосредственным излучением воздушного шума элементами (например, насосами и клапанами),
- передачей корпусного шума через места соединения элементов,
- передачей жидкостного шума по всей системе трубопроводов.

Эти механизмы взаимосвязаны и оказывают различное влияние друг на друга. Редко удается установить заранее, какой механизм оказывает определяющее влияние на излучаемый воздушный шум.

Как правило, основным элементом, возбуждающим воздушный, корпусный и жидкостный шум, является насос. Следует принять во внимание, что в зависимости от конструкции и режима эксплуатации гидронасосов они непосредственно излучают шумы различного характера. Насосы вызывают вибрацию (корпусный шум) и колебания давления в потоке масла (жидкостный шум), возбуждая в результате этого колебания других элементов системы.

Путем использования оптимальных с точки зрения акустических свойств конструкций насосов часто можно настолько изменить спектр возбуждения, что шум резко снижается. Рекомендуются такие насосы, которые обеспечивают равномерную подачу и имеют низкую амплитуду корпусного шума.

При монтаже узла насос-электродвигатель следует разрывать цепь передачи корпусного шума. Рассмотрены различные возможности, например, использование звукоизолирующих фланцев, резинометаллических упругих элементов и т.д.

Необходимо обращать особое внимание на напорную линию с точки зрения прокладки трубопроводов, резонанса, скоростей потока и распространения корпусного шума. С целью снижения колебаний давления в потоке масла целесообразно применять глушители жидкостного шума.

При разработке конструкции гидроагрегатов надо стремиться к ослаблению звукового излучения. Сборные панели (блоки) и вертикальное соединение отвечают следующему требованию: малая площадь поверхности излучения при значительной массе.

Распространение излучаемого воздушного шума можно задерживать путем установки узлов и агрегатов в кожух или экранирования.

Если все эти меры по снижению корпусного, жидкостного и воздушного шума учитывать еще при проектировании и разработке конструкции, то можно создавать системы, уровень шума которых будет ниже значений, установленных законодательными органами.

Следует, однако, принимать во внимание, что это связано и повышением затрат на проектирование, разработку конструкции, изготовление элементов, сборку и испытания.

## 8. Список символов, безразмерных кодовых чисел и индексов

### Символы

Символ	Единица измерения	Наименование
$c$	м/сек. m/s	Скорость звука
$d$	см <sup>2</sup>	Диаметр (трубы)
$D$	см <sup>2</sup> см <sup>2</sup>	Диаметр (глушителя)
$f$	1/сек. 1/s	Частота
$F$	Н N	Сила
$l$	м m	Длина
$n$	1/мин. 1/min	Число оборотов
$p$	бар bar	Давление
$P$	Вт W	Мощность
$S$	м <sup>2</sup> m <sup>2</sup>	Площадь (огibaющ.поверх.)
$\lambda$	м m	Длина волны
$v$	м/сек. m/s	Колебательная скорость

### Индексы

Символ	Наименование
eff	Действующее значение
p	Звуковое давление
W	Мощность
ас	Акустический
0	Нормальное значение (основное знач.)
e	Вход
a	Выход

### Безразмерные кодовые числа

Символ	Наименование
$L_w$	Уровень звуковой мощности
$L_p$	Уровень звукового давления
$L_s$	Размер измерительной поверхности
$\bar{L}_s$	Уровень звукового давления на измерит. поверхности (усредненное значение)
$D_d$	Степень прямого звукопоглощения
$k$	Количество
$q$	Отношение площадей

## 9. Литература

- [1] И. Ребель, Г. Шмид  
"Акустическая эмиссия гидроэлементов  
и гидросистем и меры по снижению шума"  
Отчет о научно-исследовательской  
работе № 180  
Федерального ведомства по охране труда  
и изучению несчастных случаев,  
Дортмунд, 189 стр.,  
большое число ссылок на источники  
ISBN 3-88314-009-0
- [2] Рекомендация 3720, лист 5,  
Общества немецких инженеров  
"Разработка бесшумных конструкций  
Гидроэлементы и системы"  
Издательство "Бойт-ферлаг",  
Берлин, 24 стр.,  
большое число ссылок на источники

Для заметок



Для заметок

# Расчет и выбор трубопроводов гидравлических систем

Доктор инженер  
Норберт Ахтен

## 1. Введение

Назначением трубопроводов в гидравлических системах является подача и отвод гидравлической жидкости.

При этом они подвергаются действию механических, коррозионных или тепловых нагрузок, которые могут действовать как индивидуально, так и в различных комбинациях. Для выбора трубопроводов эти нагрузки имеют решающее значение, из чего и вытекает задача экономически выгодного, надежного и обеспечивающего соответствующий срок их эксплуатации расчета и выбора этих трубопроводов. Достижение этой цели осуществляется по схеме, представленной на *рисунке 156*. При этом должны быть соблюдены наряду с общедействующими правилами заводские предписания и нормы.

Процедура расчета и выбора трубопроводов базируется на имеющейся принципиальной схеме, исходя из известных данных по среде, расходу, давлению и температуре.

Кроме этого - как видно по *таблице 40* - на выбор определяемых величин - ДУ, толщины стенки, материала - влияет еще целый ряд факторов, которые также учитываются в расчёте.

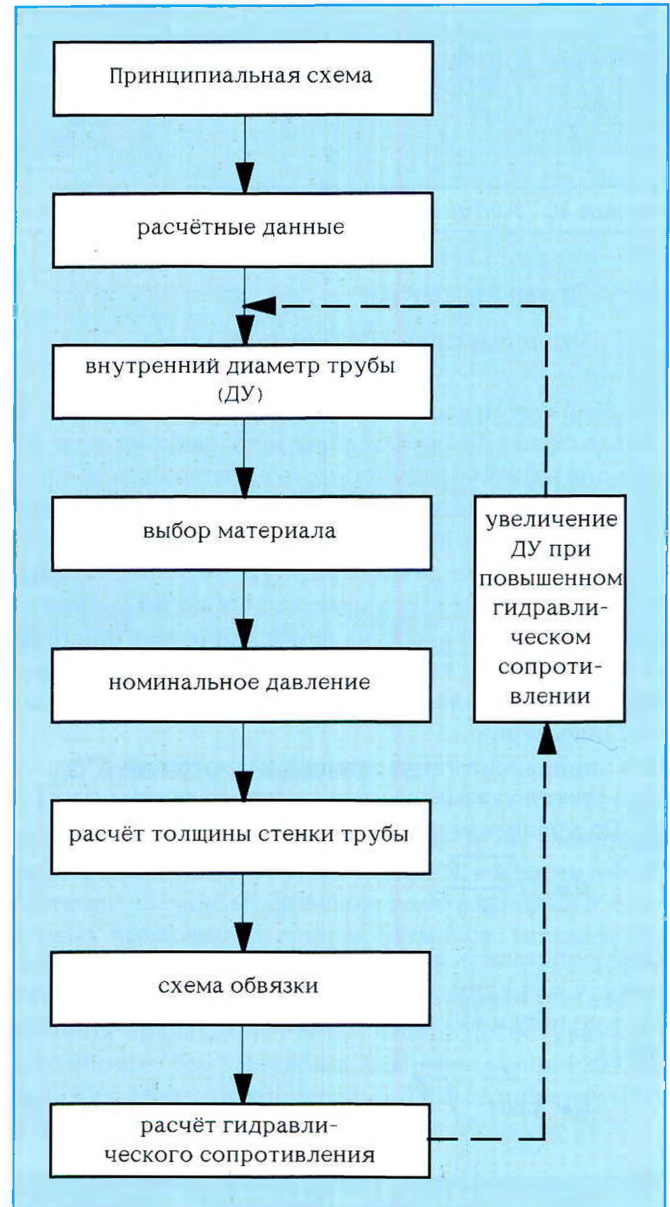


Рис. 156: Схема расчёт и выбора трубопроводов гидравлических систем

Определяемая величина	Влияющие факторы
Внутренний диаметр трубы	Объёмный поток (расход) Скорость движения среды Вязкость среды Гидравлическое сопротивление
Толщина стенки трубы	Рабочее давление (возможные дополнительные нагрузки) Требуемые или предписанные коэффициенты запаса Занижение толщины стенки, обусловленное технологией изготовления Коррозия внутренней и внешней поверхностей Прочностные свойства материала трубы Температура: рабочая и окружающего воздуха Стандартизация размеров
Материал трубы	Показателя прочностных свойств Возможности обработки (качества поверхностей, свариваемость) Коррозия Допустимый температурный диапазон применения

Таблица 40: Факторы, влияющие при выборе труб на определяемые величины

## 2. Определение условного диаметра (ДУ)

Расчётом внутреннего диаметра труб учитывается гидравлическое сопротивление в зависимости от расхода и физических свойств гидравлической жидкости. Для расчёта производительности насоса необходимо, чтобы было рассчитано общее гидравлическое сопротивление гидравлической системы. Если расчётное гидравлическое сопротивление будет значительно выше значений, принятых при проектировании, то необходимо произвести новый выбор трубопроводов с учётом более крупных условных диаметров.

Для определения внутреннего диаметра труб " $d_1$ " используется указываемый в исходных данных расход " $V$ ". По уравнению (1) при этом получается

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{w \cdot \pi}} \quad (1)$$

Если подставить в уравнение (1) расход в литрах в минуту и среднюю скорость " $w$ " в метрах в секунду, то получится внутренний диаметр трубы в миллиметрах

$$d_1 = 4,607 \sqrt{\frac{V}{w}} \quad (2)$$

Используемое в уравнениях (1) и (2) значение средней скорости должно определяться с учётом экономического и технического аспектов. Экономический аспект включает в себя капитальные и производственные затраты. Ему противостоят пределы технических возможностей, которые обусловлены законами гидродинамики и превышение которых ведёт к превышению уровня шума, повышенным вибрациям и явлениям эрозии в фасонных элементах трубопроводов. Ориентировочные значения для выбора сред-

ней скорости [1] могут быть взяты из таблицы 41, где они подобраны из документации США и ФРГ. Одновременно с определением внутреннего диаметра труб может быть определен и условный диаметр их (сокращенное обозначение "ДУ") по DIN 2402 [2] (см. таблицу 42), обеспечивающий стыкуемость всех элементов.

## 3. Выбор материала

Выбор материала труб производится в первую очередь на основе критериев прочностных свойств, но при этом придается особое значение технологии изготовления (бесшовные или сварные), возможности последующей механической обработки и использования для соединения труб. Должна быть проверена антикоррозионная стойкость материала из учета возможной коррозии внутренних и внешних поверхностей.

В области гидравлики широко применяются до ДУ 32 прецизионные стальные трубы по DIN 2391-C [3] из материала St 35 (поставочное состояние: DIN 2391, часть 2), нормализованные. Их предпочтение объясняется хорошей возможностью механической обработки (сварка, гнутье, отбортовка), высокой стойкостью к знакопеременным нагрузкам и соответствием по наружному диаметру при использовании резьбовых соединений. На высокое давление по условиям прочности вместо материала St 35 может быть использован материал St 52. Начиная с ДУ 40 используются бесшовные стальные трубы по DIN 2448 [4] и 2445 [5] из St 37.4 или St 52.4 по DIN 1630 [6]. В силу возможного действия высокого давления из сварных труб могут применяться только трубы, выполненные по особым техническим условиям (группа 2) и имеющие коэффициент запаса прочности 1.

Всасывающая линия		Напорная линия		Линия возврата <i>w</i> в м/сек.
кинематич. вязкость <i>v</i> в мм <sup>2</sup> /сек.	<i>w</i> в м/сек.	давление <i>p</i> в бар	<i>w</i> в м/сек.	
150	0,6	25	2,5 до 3	1,7 до 4,5
100	0,75	50	3,5 до 4	
50	1,2	100	4,5 до 5	
30	1,3	200	5 до 6	
		> 200 при <i>v</i> = 30 до 150 мм <sup>2</sup> /с	6	

Таблица 41: Рекомендуемые приближенные скорости потока в трубопроводах гидравлических систем

	10	100
	12	125
	15	150
	20	200
	25	250
3	32	300 350
4	40	400 450
5	50	500
6	65	600 700
8	80	800 900

Таблица 42: Условные диаметры (ДУ) трубопроводов по DIN 24302 (выдержка)

ФРГ			Великобритания		США		Франция	
номенклатура материала	номер материала по каталогу	нормы	номенклат. материала	нормы	номенклат. материала	нормы	номенклат. материала	нормы
St37.4	1.0255	DIN 1630	CDS23	BS3602	A	ASTMA53	—	—
St52.4	1.0581	DIN 1630	HFS23	BS1775	3	ASTMA252	—	—
St35	1.0308	DIN 2391	CDS3	BS980	1010	ASTMA519	Tu37-b	PRA49-310
St37.0	1.0254	DIN 1626	ERW360	BS3601	A	ASTMA53	Tu37-b	A49.112
X6CrNiMoTi17122	1.4571	DIN 17 458	320S17	BS970P.4	316Ti	AISI	Z8CNDT 17-12	A35-572
X6CrNiTi1810	1.4541	DIN 17 458	321S12	BS970P.4	321	AISI	Z6CNDT 18-11	A35-572

Таблица 43: Предпочитаемые марки материалов по нормам ФРГ и зарубежным

Сварные трубы не могут применяться на резьбовых соединениях с врезными кольцами и на отбортованных. В таблице 43 представлена подборка предпочтительно используемых в гидравлических системах материалов по нормам ФРГ и зарубежным. В ней указаны также и нержавеющие стали, используемые для изготовления прецизионных труб по DIN 2463 [7]. Указанные в таблице зарубежные марки материалов эквивалентны немецким и должны использоваться в зависимости от соответствующих предписаний.

Все трубы на высокое давление должны иметь сертификат по DIN 50049-3.1B [8]. Не могут использоваться так называемые "обычные" трубы, т.к. они предназначены для ограниченного диапазона по давлению и должны приниматься с увеличенными запасами.

#### 4. Условное давление

Условное давление трубопроводов и их элементов представляет собой индекс ступени давления, объединяющей элементы одинакового исполнения и одинаковых присоединительных размеров. Ступени давления нормированы по сериям и представлены в DIN 2401, часть 1 [9] (таблица 44). Указание условного давления (сокращенно PN) производится без указания размерности "бар". Числовое значение условного давления соответствует максимальному применяемому давлению, принимаемому по температуре 20 °C.

1	10	100	1000
1,6	16	160	1600
2,5	25	250	2500
4	40	400	4000
6	63	630	6300

Таблица 44: Серии условного давления (PN) трубопроводов по DIN 2401, часть 1

## 5. Расчёт толщины стенки трубопроводов

Расчёт необходимой толщины стенки трубопровода может выполняться в принципе по указанному случаю нагрузок по DIN 2413 [10] или как составная часть документации на подводственные сосуды и аппараты, работающие под давлением, по нормам AD B1 [11]. Эти расчётные основы действительны для трубопроводных систем, работающих в ФРГ или признаваемых приёмочными инстанциями соответствующей страны при установке их за рубежом. В приведенной ниже таблице (см. таблицу 45) указаны уравнения для определения расчётной толщины стенок по этим нормам. Входящие в уравнения с (3) по (6) значения коэффициентов запасов  $S$ , а также коэффициент запаса прочности сварных швов могут быть приняты по таблицам 46 и 47. Кроме того в таблице 46 приведены соответствующие значения прочностных характеристик "K", которые могут быть использованы в соответствующих уравнениях.

В основу уравнений по DIN 2413 положено требование о недопустимости текучести материала под действием давления на максимально нагруженном волокне материала трубы.

Различают 3 вида нагрузок:

- Вид I преимущественно статическая нагрузка при максимальной температуре до 120 °C.

- Вид II преимущественно статическая нагрузка при температурах свыше 120 °C (при определённых условиях может приниматься и для температур ниже 120 °C).

- Вид III пульсирующая нагрузка.

Для I и II видов принимается преимущественно статическая нагрузка, при которой не превышает количество циклов предельной нагрузки. Под циклами нагрузки понимаются в данном случае накопленные нагрузки по давлению в широком диапазоне колебаний давления. В таблицах 48 и 49 указаны количества предельных циклов в зависимости от сопротивления разрыву  $R_m$  и допустимого напряжения  $K/S$  для двух различно изготовленных труб. При предполагаемых циклах нагрузки, выходящих за указанные количества, сначала расчётно определяется толщина стенки для преимущественно статической нагрузки. Дополнительно должен быть проведен расчёт на вид нагрузки III, при котором учитываются только циклы с одинаковой амплитудой колебаний по давлению между максимальным давлением " $\hat{p}$ " и минимальным давлением " $p$ ". Принимается наибольшая толщина стенки трубы по этим двум расчётам.

нормы	пределы применения	вид нагрузки	уравнение для расчёта толщины стенки
DIN 2413	$d_a/d_i \leq 1,7$ температура $\leq 120$ °C	I, преимущественно статическая	$s_v = \frac{d_i \cdot p}{20 \frac{K}{S} \cdot v - 2p} \quad (3)$
DIN 2413	a) $d_a/d_i \leq 1,7$ температура $> 120$ °C b) $d_a/d_i \geq 1,1$ и $\leq 1,7$ температура $< 120$ °C	II, преимущественно статическая	$s_v = \frac{d_i \cdot p}{(20 \frac{K}{S} - p) \cdot v} \quad (4)$
DIN 2413	$d_a/d_i \leq 1,7$	III, пульсирующая	a) $s_v$ по уравнению (3) $d_i \cdot (\hat{p} - p)$ b) $s_v = \frac{d_i \cdot (\hat{p} - p)}{20 \frac{K}{S} - 3 \cdot (\hat{p} - p)} \quad (5)$ $s_{v \text{ макс}}$ использовать из а) и б)
AD B1	$d_a/d_i \leq 1,2$ или $d_a \leq 200$ мм и $d_a/d_i \leq 1,7$	преимущественно статическая	$s_v = \frac{d_i \cdot p}{20 \frac{K}{S} \cdot v - p} \quad (6)$ $s_{v \text{ мин}} = 2$ мм

Таблица 45. Расчётные основы по DIN 2413 и нормам AD B1

нормы	значение прочностных свойств $K$	относительное удлинение при разрыве $A_5$	коэффициент запаса прочности для труб, принимаемых с сертиф. по DIN 50 049 $S$
DIN 2413 вид нагрузки I	$R_{p0,2}$ при 20 °C	≥ 25 % 20 % 15 %	1,5 1,6 1,7
DIN 2413 вид нагрузки II	а) наименьшее из $R_{p0,2}^*)$ и $R_{m/2} \cdot 10^5$ при расчётной температуре		1,5
	б) $R_{p0,2}$ при 20 °C	≥ 25 % 20 % 15 %	1,6 1,7 1,8
DIN 2413 вид нагрузки III	$\sigma_{Sch}$		1,5
AD B1	$R_{p0,2}$ или $R_{m/10^5}$ при расчётной температуре по нормам AD W4		1,5
*) Для труб из 1.4571 или 1.4541 может приниматься $R_{p1}$ при рабочей температуре.			

Таблица 46: Значения коэффициентов запасов

трубы	материал по	испытания	коэффициент $V$
общего назначения (обычного торгового качества) DIN 1626	DIN 17 100, группа качества 1	без заводского свидетельства, с заводским свидетельством	0,5 0,7
по нормам DIN 1626	DIN 17 100, группа качества 2	без сдаточных испытаний, со сдаточными испытаниями	0,8 0,9
по особым нормам*	не ниже, чем по DIN 17 100 группа качества 2	специальн. испытания, прежде всего 100%-ный контроль сварных швов неразрушающ. метод.	1,0
*как продольно-сварные эти трубы должны преимуществен. использоваться в гидравлике с учётом возмож. давлений.			

Таблица 47: Коэффициент запаса прочности сварных швов продольно-сварных труб по DIN 2413

Для трубопроводов, подвергающихся нагрузкам в переменной амплитуде колебаний по давлению в неравные интервалы времени, расчёт толщины стенки не может быть произведён по указанным уравнениям. В этом случае необходимо проведение специальных исследований, направленных в основном на проверку повреждений, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации.

В отличие от статической нагрузки при расчёте динамические нагрузки должны использоваться соответствующие показатели прочностных свойств, которые проще всего можно взять для пульсирующей нагрузки по внутреннему давлению по диаграмме Вёлера. По этой диаграмме, представленной на рисунке 55, видно, что расчёт толщины стенки на динамическую нагрузку может проводиться или по диапазону запаса прочности, или по диапазону за-

паса длительной прочности. При этом следует отметить, что усталостная прочность при пульсирующей нагрузке принимается по соответствующему числу циклов, т.е. данный расчёт толщины стенки трубы действителен только для этого количества циклов. Для длительной же усталостной прочности при пульсирующей нагрузке ограничение количества циклов не указывается. В диаграммах на рисунках 56 и 57 представлены графики Вёлера для находящихся под пульсирующей нагрузкой бесшовных, сварных (при пламенной закалке), а также сваренных под флюсом стальных труб по DIN 2413, из которых можно непосредственно брать показатели прочностных свойств.

допустимое напряжение $K/S$ в Н/мм <sup>2</sup>	сопротивление разрыву $R_m$ в Н/мм <sup>2</sup>				
	≤ 450	500	550	600	650
160	100 000	> 100 000	> 100 000	> 100 000	> 100 000
180	50 000	90 000	> 100 000	> 100 000	> 100 000
200	30 000	50 000	80 000	> 100 000	> 100 000
250	10 000	17 000	26 000	40 000	56 000
300				16 000	22 000
350					10 000

Таблица 48: Предельное количество циклов знакопеременных нагрузок по DIN 2413 (виды нагрузки I и II) для бесшовных и сварных (при пламенной закалке) стальных труб ( $\nu = 1$ ) с коэффициентом запаса по циклам нагрузки  $S_L = 10$

допустимое напряжение $K/S$ в Н/мм <sup>2</sup>	сопротивление разрыву $R_m$ в Н/мм <sup>2</sup>				
	≤ 500	550	600	650	700
120	32 000	50 000	80 000	>100 000	> 100 000
140	18 000	26 000	40 000	56 000	80 000
160	10 000	15 000	22 000	30 000	42 000
180	6 000	10 000	13 000	19 000	25 000
200	4 000	6 000	8 000	11 000	16 000
250			3 000	5 000	6 000
300				2 000	3 000

Таблица 49: Предельное количество циклов знакопеременных нагрузок по DIN 2413 (виды нагрузки I и II) для стальных труб, сваренных под флюсом ( $\nu = 1$ ) с коэффициентом запаса по циклам нагрузки  $S_L = 10$

Для трубопроводов, являющихся частью сосудов, работающих под давлением, расчёт толщины стенки производится по нормам AD B1 (см. уравнение 6). В данном случае решающими являются показатели прочностных свойств по нормам AD W1 на материал.



Диаграмма 55. График Вёлера, схематическое изображение

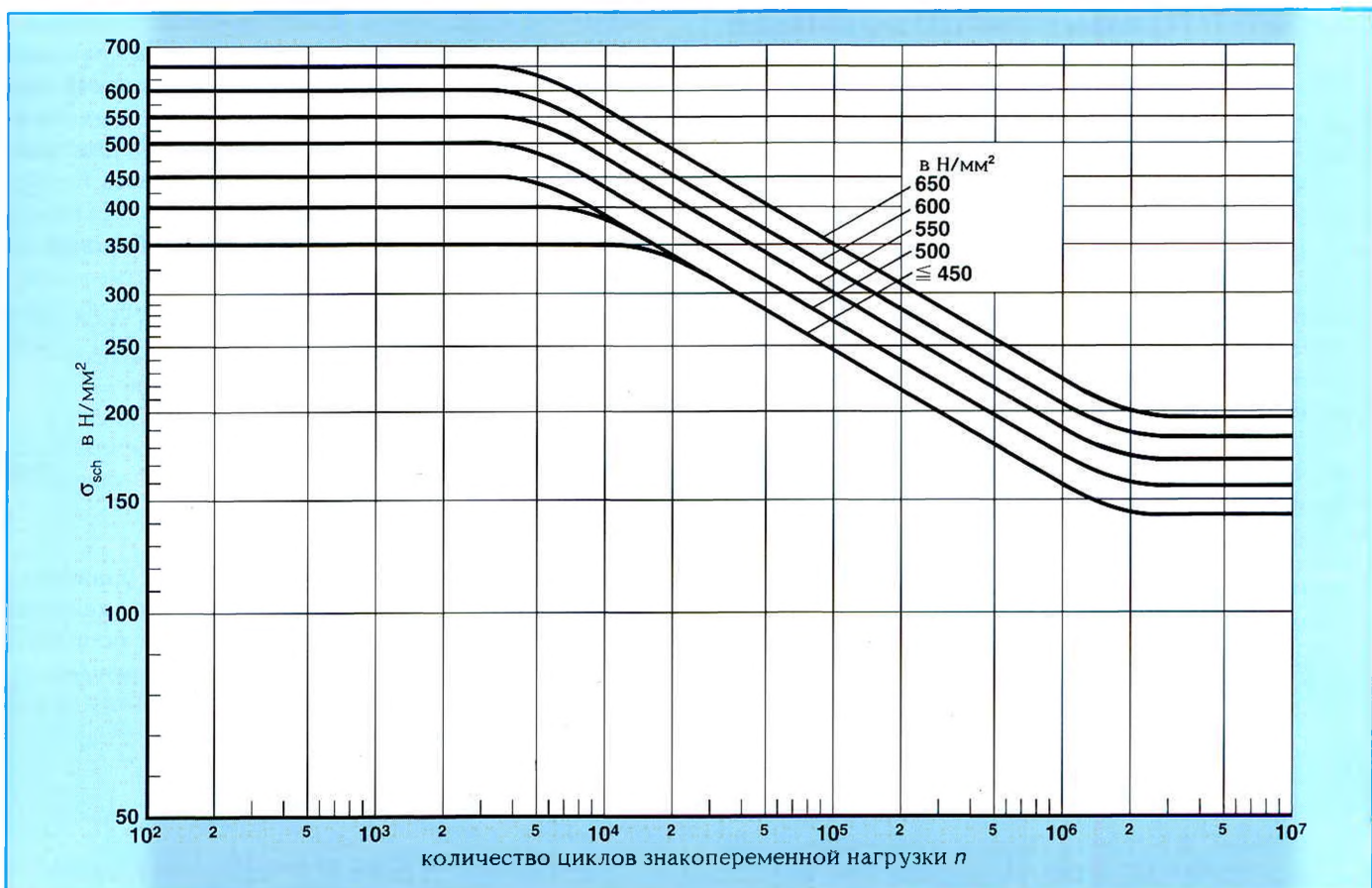


Диаграмма 56: Усталостная прочность при пульсирующем цикле нагрузки для бесшовных и сварных (при пламенной закалке) стальных труб ( $\nu = 1$ )

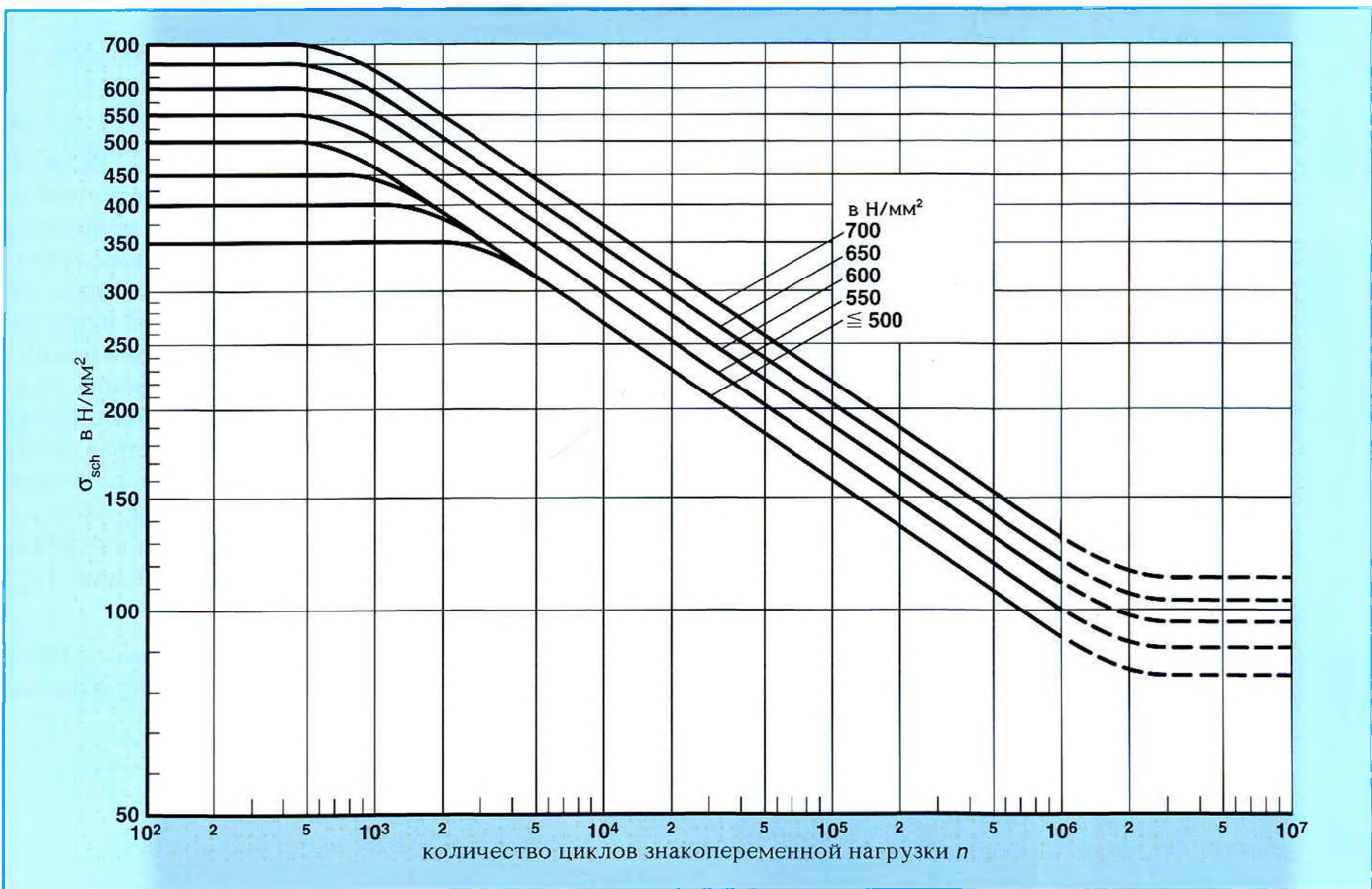


Диаграмма 57: Усталостная прочность при пульсир. цикле нагрузки для стальных труб, сваренных под флюсом ( $\nu = 1$ )



## 5.1 Расчёт толщины стенки по зарубежным нормам

Для установок, на которые распространяется действие зарубежных норм, принимаются особые уравнения расчёта, которые берутся из соответствующих рекомендаций зарубежных обществ, производящих приёмку оборудования. В каждом случае до проведения расчётов системы трубопроводов необходимо выяснить, по каким нормам должен производиться расчёт. Приведённые далее уравнения расчёта представляют собой выборку из важнейших зарубежных норм и не претендуют на полноту.

### - Расчёт толщины стенки по британскому стандарту BS 778, приложение А

В Великобритании уравнение для расчёта толщины стенки трубы берётся по нормам BS 778, приложение А [12]. Положенное в основу этих норм уравнение выглядит следующим образом.

$$s_v = \frac{d_1 \cdot p}{20 \frac{K}{S} - p} + x. \quad (7)$$

Уравнение (7) идентично за исключением прибавки толщины стенки "x" уравнениям по DIN 2413/II и по нормам AD-BI. Прибавка толщины стенки составляет обычно 12,5% и учитывает ослабления, возникающие при гибке труб. В качестве показателя прочностных свойств принимается минимальное сопротивление разрыву. При этом коэффициент запаса прочности указывается для некорродирующих сред 4 и для воды 4,5. Минимальные радиусы загиба должны быть равны 3 Ø наружный, а овальность должна быть не более 5% от наружного диаметра.

### - Расчёт трубопроводов по французским нормам N F A 49-300

Французские нормы для расчёта трубопроводов [13] в отличие от немецких и британских не предусматривают непосредственного расчёта толщины стенки, а содержат основы для расчёта давления испытания и разрыва рассматриваемой трубы, по которым можно вывести следующие уравнения для определения толщины стенки.

$$s_v = \frac{d_1 \cdot p'}{20 K - 1,2 p'} \quad (8)$$

$$s_v = \frac{d_1 \cdot p}{\frac{20 K}{S} - 1,2 p} \quad (9)$$

По уравнению (8) определяется расчётная толщина стенки на давление испытания "p'", причём в качестве показателя прочностных свойств принимается

90% от  $R_{p0,2}$ . В уравнении же (9) принимается рабочее давление и минимальное сопротивление разрыву. Необходимые коэффициенты запаса прочности S во французских нормах не указываются. В этом отношении даются ссылки на существующие предписания различных областей применения.

### - Расчёт трубопроводов по уравнению Барлова (США)

Наиболее распространённым для расчёта трубопроводов по американским предписаниям является уравнение Барлова [14].

$$s_v = \frac{d_1 \cdot p}{20 \frac{K}{S} - 2 p} \quad (10)$$

В основном уравнение (10) соответствует уравнению для расчёта по DIN 2413, вид нагрузки 1. Но в качестве показателя прочностных свойств в нём используется минимальное сопротивление разрыву материала трубы. Для возможных условий эксплуатации принимаются следующие коэффициенты запаса:

S= 4: для нормальных рабочих условий;

S= 6: для значительных пиков по гидравлической и механической нагрузкам;

S= 8: для экстремальных рабочих условий, связанных с опасностью применения.

## 5.2 Учёт влияющих факторов

В уравнениях расчёта зарубежных норм не учитываются никакие другие влияющие факторы, которые объясняются коррозионным воздействием, вибрацией в результате нестабильного состояния потоков, например, гидравлическими ударами и пр.. Эти явления нельзя недооценивать, так как они помимо всего прочего при определённых условиях дают другие предпосылки для расчётных данных или же превышают их во много раз. В случае гидравлических ударов, которые могут являться следствием срабатывания быстрозапорных вентилей, их величина должна быть рассчитана и сложена с рабочим давлением. Соответствующие уравнения для этого берутся по DIN 2413.

При окончательном определении толщины стенки трубы "S" должны учитываться два других фактора, а именно:

- занижение толщины стенки "c<sub>1</sub>",
- износ за счёт коррозии "c<sub>2</sub>".

Занижение толщины стенки трубы обусловлено технологией изготовления и определяется в технических условиях поставки для бесшовных и сварных труб (см. таблицу 50).

Прибавка на коррозию принимается для ферритных сталей в общем в размере 1 мм. Если по условиям среды или внешних факторов коррозии не будет, то прибавка на коррозию может не учитываться. Она не учитывается также и для аустенитных (нержавеющих) материалов. Таким образом, выполняемая толщина стенки представляет собой

$$s = s_v + c_1 + c_2 \quad (11)$$

Если занижение толщины стенки указывается в %, то "S" может быть рассчитано по уравнению (12):

$$s = (s_v + c_2) \cdot \frac{100}{100 - c_1} \quad (12)$$

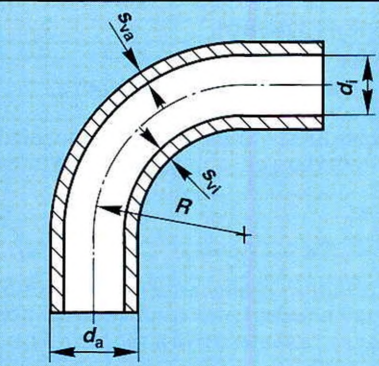
### 5.3 Расчёт трубных колен

При расчёте толщины стенки трубных колен можно в принципе исходить из расчёта прямолинейных участков трубопроводов. Но за счёт процесса гибки предполагается большее занижение толщины стенки, а также действие различных нагрузок на внешнюю и внутреннюю поверхности колена. Для предотвращения снижения усталостной прочности при пульсирующей нагрузке - и прежде всего в условиях действия динамических нагрузок на трубопровод - не допускается увеличенное занижение толщины стенок и увеличенное образование плоских участков при гибке труб. А поэтому и радиусы загиба не должны иметь слишком малой величины. Для этих случаев по DIN 5508 [15] рекомендуются радиусы загиба в зависимости от наружного диаметра труб (см. таблицу 51). Как правило отношение радиуса загиба к наружному диаметру составляет от 2,5 до 3 и указывается для тонкостенных труб как миним. величина.

	наружный диаметр $d_a$ в мм	толщина стенки $s$	занижение толщины стенки $c_1$
бесшовные прецизионные стальные трубы по DIN 2391, часть 1	< 5		20 %
	$6 \leq d_a \leq 8$		15 %
	> 8		10 %
бесшовные стальные трубы по DIN 1629 (выдержка)	$\leq 130$	$< 4 s_n^*$	10 %
		$> 4 s_n^*$	9 %
сварные стальные трубы по DIN 1628		$s \leq 3$ мм	0,25 мм
		$3 \text{ мм} < s \leq 10$ мм	0,35 мм
		$s > 10$ мм	0,50 мм

\*  $s_n$  нормальная толщина стенки по DIN 2448

Таблица 50: Допустимое занижение толщины стенки бесшовных и сварных стальных труб



$d_a$ в мм	6	8	10	12	14	15	16	18
$R$ в мм	16	20	25	32,5	40	45		
$d_a$ в мм	20	22	25	28	30	35	38	42
$R$ в мм	55	65	80	100	110	160		

Таблица 51: Рекомендуемые радиусы загиба по DIN 5508 (выдержка)

Необходимые толщины стенок по внутреннему и наружному радиусам (соответственно:  $s_{vi}$  и  $s_{va}$ ) рассчитываются по DIN 2413.

$$s_{vi} = s_v \cdot B_i \quad (13)$$

$$s_{va} = s_v \cdot B_a \quad (14)$$

Выражения " $B_a$ " и " $B_i$ " в уравнениях (13) и (14) обозначают коэффициенты, определяемые по диаграмме 58 в зависимости от принятого радиуса загиба  $R/d_i$  и параметра  $s_v/d_i$ . Для тонкостенных труб эти коэффициенты могут рассчитываться как приближённые по следующим уравнениям: ( $s_v/d_i \leq 0,02$ )

$$B_i = \frac{2R - \frac{d_a}{2}}{2R - d_a} \quad (15)$$

$$B_a = \frac{2R + \frac{d_a}{2}}{2R + d_a} \quad (16)$$

## 6. Расчёт гидравлического сопротивления

Гидравлическое сопротивление  $\Delta p_\lambda$  возникающее в результате трения между потоком гидравлической жидкости и внутренней стенкой трубы, рассчитывается по формуле:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{L}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{\bar{w}^2}{2} \quad (17)$$

где

$\lambda$  - коэффициент трения,

$L$  - длина трубы,

$\rho$  - плотность гидравлической жидкости.

Коэффициент трения зависит от чистоты поверхности трубы "к" и числа Рейнольдса, определяемого по формуле:

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d_i}{\nu} \quad (18)$$

Коэффициент трения трубы может быть определён по диаграмме 59 при помощи значений чистоты поверхности, приведённых для стальных труб в таблице 52, и числа Рейнольдса.

Общее гидравлическое сопротивление гидравлической системы складывается не только из зависящих от длины участков трубопровода отдельных значений, но включает в себя и местные сопротивления, например, фитинги, арматуру, вентили и прочее. Поэтому целесообразно рассчитывать общее гидравлическое сопротивление  $\Delta p_v$  по сумме местных сопротивлений  $\xi$ .

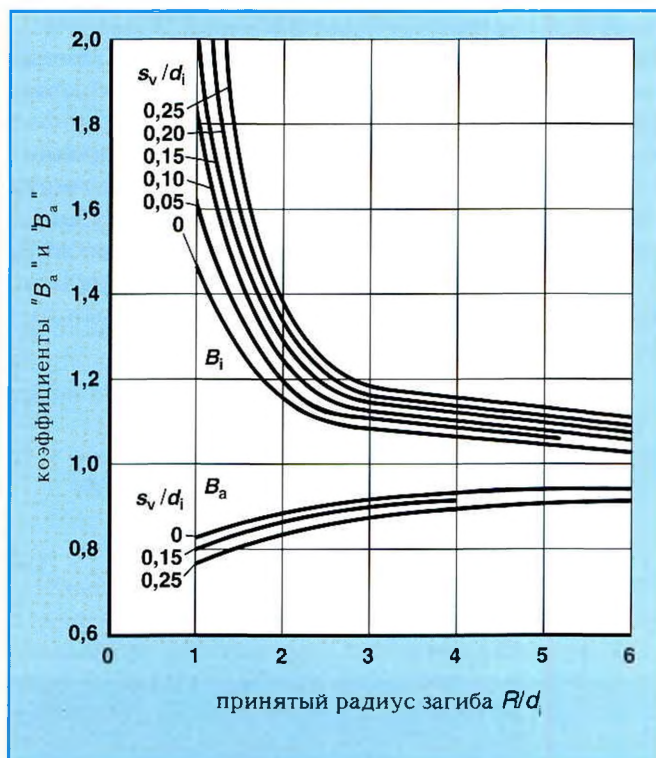


Диаграмма 58: Коэффициенты для расчёта толщины стенки трубных колен

В результате этого оно определяется по формуле:

$$\Delta p_v = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi \quad (19)$$

где

$$\Delta p_\xi = \sum \xi \cdot \rho \frac{\bar{w}^2}{2} \quad (20)$$

Если подставить уравнения (17) и (20) в уравнение (19), то получится:

$$\Delta p_v = \left( \frac{\lambda L}{d_i} + \sum \xi \right) \cdot \rho \cdot \frac{\bar{w}^2}{2} \quad (21)$$

Коэффициенты сопротивлений предусматриваемой арматуры и вентилей могут быть взяты из специальных каталогов заводов-изготовителей. Но в большинстве случаев гидравлическое сопротивление указывается непосредственно в технической документации изготовителя арматуры в виде характеристик в зависимости от расхода. Поэтому значения гидравлического сопротивления для отдельных позиции арматуры для соответствующего расхода могут быть сложены и непосредственно введены в уравнение (19).

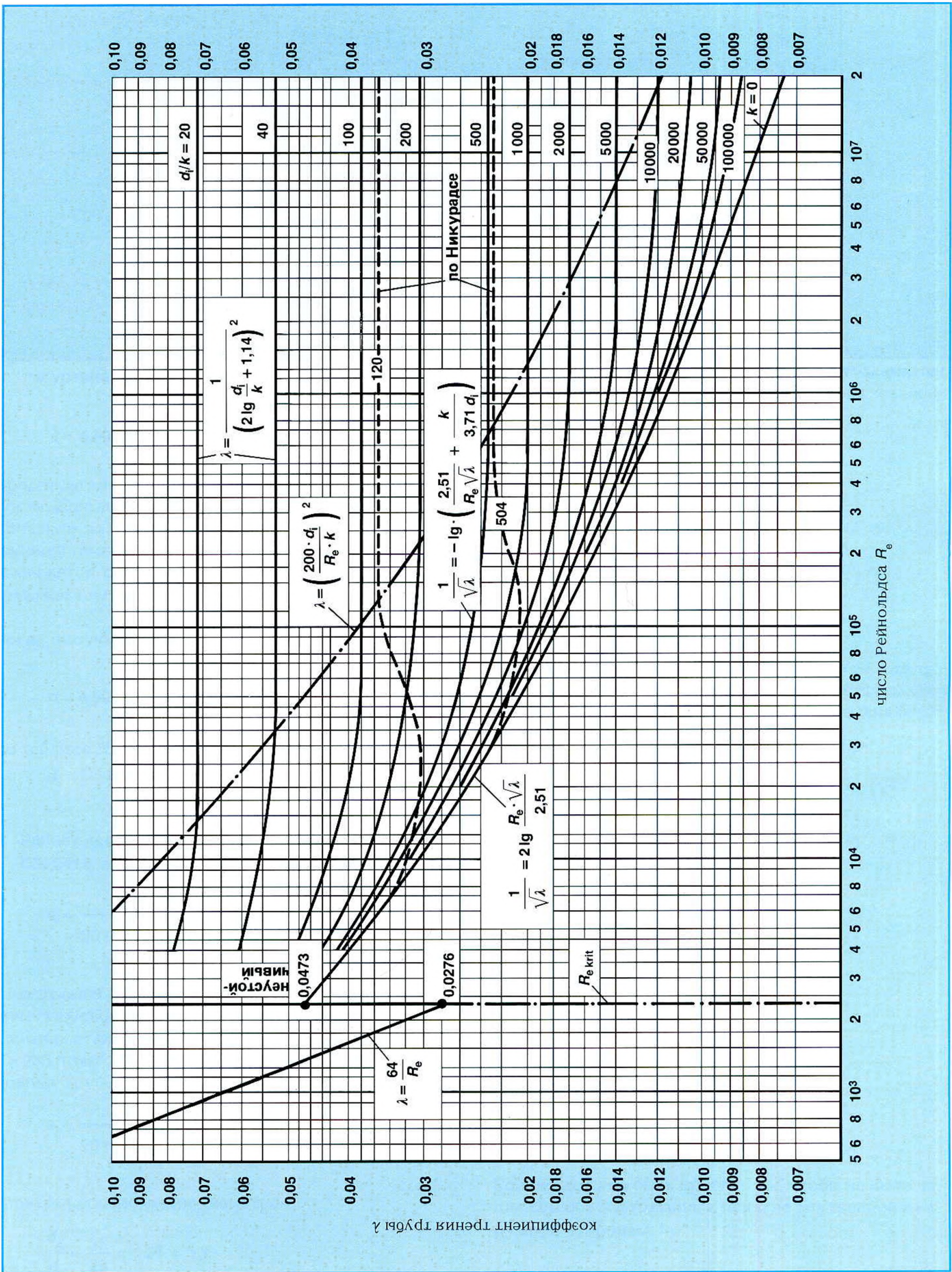


Диаграмма 59: Коэффициент трения трубы  $\lambda$  в зависимости от числа Рейнольдса  $Re$  (см., например, [16])

материал	трубы		абсолютная чистота поверхности "к" в мм
	конструкция трубы	состояние	
сталь	бесшовная (обычного коммерческого качества)	новая <ul style="list-style-type: none"> <li>• с прокатной коркой</li> <li>• протравленная</li> <li>• оцинкованная</li> </ul>	0,02 до 0,06 0,03 до 0,04 0,07 до 0,10
	продольно-сварная	новая <ul style="list-style-type: none"> <li>• с прокатной коркой</li> <li>• битумированная</li> <li>• гальванизированная</li> </ul>	0,04 до 0,10 0,01 до 0,05 0,008
	бесшовная и продольно-сварная	бывшая в употреблении <ul style="list-style-type: none"> <li>• сильно заржавевшая или с лёгкой коркой</li> </ul>	0,1 до 0,2

Таблица 52: Чистота внутренней поверхности стальных труб (см., например, [16])

## 7. Примеры расчётов

### Пример 1

Необходимо выбрать напорную трубу для статической нагрузки на допустимое рабочее давление 210 бар и рабочую температуру 50 °С. В качестве материала используется прецизионная труба из St 35 по DIN 2391-C. Производительность насоса составляет 160 л/мин.

#### Решение

1. Определение внутреннего диаметра трубы по уравнению 2:

$$d_i = 4,607 \sqrt{\frac{\dot{V}}{w}}$$

Предполагая, что в качестве гидравлической жидкости используется минеральное масло с кинематической вязкостью 30 мм<sup>2</sup>/сек. и плотностью при рабочей температуре, равной 0,9 г/см<sup>3</sup>, по таблице 41 выбирается средняя скорость потока, которая составляет 6 м/сек.

Тогда получается:

$$d_i = 4,607 \sqrt{\frac{160}{6}} = 23,79 \text{ мм.}$$

По таблице 55 выбирается:

$$d_a = 35 \text{ мм, } s = 3 \text{ мм, } d_i = 29 \text{ мм.}$$

2. Расчёт необходимой толщины стенки трубы по DIN 2413, вид нагрузки II (см. уравнение 3)

$$s_v = \frac{d_i \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v - 2p}$$

В следующей таблице 53 приведены показатели механических свойств для различных материалов труб. Толщина стенки рассчитывается при помощи  $K = 235 \text{ Н/мм}^2$ ,  $S = 1,5$  (см. таблицу 46) и  $v = 1$  для бесшовных труб:

$$s_v = \frac{29 \cdot 210}{20 \cdot \frac{235}{1,5} - 2 \cdot 210} = 2,25 \text{ мм.}$$

Проверка соотношения диаметров:

$$\frac{d_a}{d_i} = \frac{35}{29} = 1,21 < 1,7$$

### 3. Расчёт выполняемой толщины стенки

Так как для выбранной бесшовной прецизионной трубы занижение толщины стенки указывается в %, выполняемая толщина этой стенки рассчитывается по уравнению 12:

$$s = (s_v + c_2) \cdot \frac{100}{100 - c_1}$$

По таблице 50 занижение толщины стенки может приниматься в размере 10%. Прибавки на коррозию может не учитываться, поскольку ни среда, ни внешние факторы коррозии не вызывают.

$$s = 2,25 \cdot \frac{100}{100 - 10} = 2,5 \text{ мм} < 3 \text{ мм}$$

Поэтому достаточным будет выбор трубы по DIN 2391-C-35x3-St 35 NBK.

### 4. Расчёт трубных колен

Радиус загиба  $R$  составляет по таблице 51 для используемой трубы 100 мм. Требуемые толщины стенок на внутренней и внешней сторонах колена определяются по уравнениям 13 и 14:

$$s_{vi} = s_v \cdot B_i$$

$$s_{va} = s_v \cdot B_a$$

Коэффициенты  $B_i$  и  $B_a$  могут быть взяты по диаграмме 58.

При помощи

$$\frac{R}{d_i} = \frac{100}{29} = 3,45 \text{ и}$$

$$\frac{s_v}{d_i} = \frac{2,25}{29} = 0,078$$

получается  $B_i = 1,15$  и  $B_a = 0,92$ .

$$s_{vi} = 2,25 \cdot 1,15 = 2,59 \text{ мм}$$

$$s_{va} = 2,25 \cdot 0,92 = 2,07 \text{ мм}$$

Колено должно быть загнуто так, чтобы не были занижены обе эти толщины стенок по внутренней и наружной сторонам.

## 5. Расчёт гидравлического сопротивления

Гидравлическое сопротивление на единицу длины в результате наличия трения может быть определено по уравнению 17:

$$\frac{\Delta p_{\lambda}}{L} = \lambda \cdot \frac{1}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{\bar{w}^2}{2}$$

Определение коэффициента трения трубы.

Сначала необходимо рассчитать по уравнению 18 число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d_i}{\nu}$$

Скорость движения потока для выбранной трубы определяется по уравнению:

$$\bar{w} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{160 \cdot 10^{-3}}{29^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 60} = 4,04 \text{ м/сек.}$$

Таким образом получается:

$$Re = \frac{4,04 \cdot 29 \cdot 10^{-3}}{30} = 3905,3$$

Среднее значение чистоты внутренней поверхности составляет по таблице 52 для бесшовной трубы с прокатной коркой 0,04 мм.

По соотношению  $\frac{d_i}{k} = \frac{29}{0,04} = 725$

по диаграмме 59 коэффициент трения трубы даётся 0,04. Таким образом, гидравлическое сопротивление на единицу длины составляет:

$$\frac{\Delta p_{\lambda}}{L} = 0,04 \cdot \frac{1}{29} \cdot 0,9 \cdot \frac{4,04^2}{2} \cdot 10 = 0,101 \frac{\text{бар}}{\text{м}}$$

## Пример 2

Необходимо проверить для использованной в примере 1 трубы, какое максимальное давление она может выдержать в условиях длительной пульсирующей нагрузки.

## Решение

Расчёт проводится для вида нагрузки III по DIN 2413. Нижнее рабочее давление принимается за нуль, в результате чего для максимального рабочего давления по уравнению 5 получается:

$$\hat{p} = \frac{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot s_v}{d_i + 3 s_v}$$

При этом в качестве показателя прочностных свойств  $K$  используется длительная усталостная прочность при знакопеременной нагрузке по таблице 46, которая составляет по указанному материалу трубы 226 Н/мм<sup>2</sup> (см. таблицу 53). Расчётная толщина стенки, принимаемая для этой трубы, составляет по уравнению 12:

$$s_v = s \cdot \frac{100 - c_1}{100} - c_2 = 3 \frac{100 - 10}{100} = 2,7 \text{ мм.}$$

В результате получается

$$\hat{p} = \frac{20 \cdot \frac{226}{1,5} \cdot 2,7}{29 + 3 \cdot 2,7} = 219,3 \text{ бар.}$$

Для вида нагрузки I получается следующее значение максимального давления:

$$p = \frac{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v \cdot s_v}{d_i + 2 s_v}$$

$$= \frac{20 \cdot \frac{235}{1,5} \cdot 1 \cdot 2,7}{29 + 2 \cdot 2,7} = 245,9 \text{ бар.}$$

Выбирается: мин.  $(\hat{p}, p) = 219,3 \text{ бар.}$

Расчёт показывает, что рассматриваемая труба может выдержать без повреждений в условиях длительной знакопеременной нагрузки давление в 219 бар, но при условии, что на неё не будут действовать никакие другие дополнительные нагрузки.

### 8. Показатели механических свойств материалов труб и таблица выбора труб

обозначение	St 37.4	St 52.4	St 37.4	St 37.0	St35 NBK	X6CrNiMoTi17 122	X6CrNiTi1810
материал № по DIN	1.0255 1630	1.0581 1630	1.0255 1628	1.0254 1626	1.0308 2391	1.4571 17458	1.4541 17458
предел прочности при растяжении (мин.) $R_m$ в Н/мм <sup>2</sup>	340	490	340	340	340	500	500
условный предел текучести (0,2%) (мин.) или верхний предел текучести (мин.) $R_{p0,2}$ в Н/мм <sup>2</sup> или $R_{eH}$ в Н/мм <sup>2</sup>	235 *	350 *	235 *	235	235	20 °C: 210 50 °C: 202 100 °C: 185	200 190 176
1%-предела текучести (мин.) $R_{p1}$ в Н/мм <sup>2</sup>	—	—	—	—	—	20 °C: 245 50 °C: 234 100 °C: 218	235 222 208
относит. удлинение при разрыве (мин.) ( $L_0 = 5 \cdot d_0$ ) $A_5$ в %	25	21	25	25	25	> 30	> 30
показатель прочн. $K$ в Н/мм <sup>2</sup> по нормам AD W4 при 20°C при 100 (120) °C	235 186	355 255	235 186	235 186	235 186	—	—
устал. прочн. при пульсир. цикле нагр. по прилож. к DIN2445, по DIN2413 см. лист 3.1/3.2 $\sigma_{Sch/D}$ в Н/мм <sup>2</sup>	226	—	—	—	—	(190) **	(190) **

\* при расчёте по DIN 2413 указанные значения могут приниматься для температур до 120 °C.  
\*\* в DIN 2445 не указано (см. [1]).

Таблица 53: Показатели механических свойств различных материалов, используемых для изготовления труб

материал St 52.4 по DIN 1630, сертификат: например, по DIN 50 049-3.1 B												
DN	PN 100			PN 160			PN 320			PN 400		
	$d_a$	s	$d_i$	$d_a$	s	$d_i$	$d_a$	s	$d_i$	$d_a$	s	$d_i$
40	48,3	3,6	41,1	48,3	4	40,3	48,3	8	32,3	70	14,2	41,6
50	60,3	4,5	51,3	60,3	5	50,3	60,3	10	40,3	88,9	17,5	53,9
65	76,1	4,5	67,1	76,1	6,3	63,5	76,1	12,5	51,1	101,6	20	61,6
80	88,9	6,3	76,7	101,6	8,8	84	101,6	16	69,6	139,7	28	83,7
100	114,3	8,8	96,7	114,3	10	94,3	114,3	17,5	79,3	168,3	32	104
125	139,7	10	119,7	152,4	12,5	127	193,7	30	134	219,1	45	129
150	168,3	12,5	143,3	177,8	16	146	219,1	36	147	244,5	50	144
200	219,1	16	187,1	244,5	20	204	298,5	45	208	323,9	65	194
250	273	20	233	298,5	25	248	355,6	55	246	406,4	75	256
300	355,6	25	305,6	355,6	30	296	—	—	—	—	—	—

Обозначение стальной трубы по DIN 2448 с наружным диаметром = 76,1 мм и толщиной стенки = 12,5 мм, из стали St 52.4, поставочные испытания: по DIN 1630:  
Труба по DIN 2448-76,1 x 12,5 DIN 1630-St 52.4

Таблица 54: Таблица выбора бесшовных стальных труб для пульсирующих нагрузок по DIN 2445, лист 1.



материал St 35; поставочная кондиция DIN 2391, часть 2 от июля 81; сертификат: например, по DIN 50 049-2.2							
труба от 4 до 16 мм				труба от 18 до 42 мм			
$d_a$	$s$	$d_i$	PN	$d_a$	$s$	$d_i$	PN
4	1,0	2	400	18	1,5	15	160
6	1,0	4	320	20	3,0	14	320
6	1,5	3	400	22	2,0	18	160
8	1,5	5	320	25	3,0	19	250
10	1,5	7	320	25	4,0	17	320
10	2,0	6	400	28	3,0	22	160
12	1,5	9	160	30	4,0	22	250
12	2,0	8	320	35	3,0	29	160
12	3,0	6	400	38	4,0	30	160
15	1,5	12	160	38	5,0	28	250
16	2,5	11	320	42	3,0	36	160

Обозначение прецизионной стальной трубы с наружным диаметром = 30мм и толщиной стенки = 4мм, из стали St 35, поставочная кондиция: по DIN 2391, часть 2 от июля 81, нормализованная светлым отжигом NBK:  
**Труба по DIN 2391-C- 30 x 4-St 35 NBK**

Таблица 55: Таблица выбора бесшовных прецизионных стальных труб по DIN 2391

	PN 16			PN 160			PN 320		
	материал St 37.0 по DIN 1629, окт. 84 сертификат: например, по DIN 50 049-2.2			материал St 37.0 по DIN 1629, окт. 84 сертификат: например, по DIN 50 049-3.1 B			материал St 37.4 N по DIN 1630, окт. 84 сертификат: например, по DIN 50 049-3.1 B		
DN	$d_a$	$s$	$d_i$	$d_a$	$s$	$d_i$	$d_a$	$s$	$d_i$
40	48,3	3,2	41,9	48,3	4,5	39,3	48,3	8,0	32,3
50	60,3	3,6	53,1	60,3	5,6	49,1	60,3	10,0	40,3
63	76,1	3,6	68,9	76,1	7,1	61,9	76,1	12,5	51,1
80	88,9	3,6	81,7	101,6	8,8	84,0	88,9	14,2	60,5
100	114,3	3,6	107,1	114,3	10,0	94,3	114,3	20,0	74,3
125	139,7	4,0	131,7	139,7	12,5	114,7	139,7	25,0	102,4
150	168,3	4,5	159,3	193,7	25,0	143,7	150	30,0	117,8
200	219,1	5,9	207,3				219,1	38,0	143,1

Обозначение бесшовной стальной трубы по DIN 2448 с наружным диаметром = 88,9мм и толщиной стенки = 14,2мм, из стали St 37.4 DIN 1630 (№ материала: 1 0255), нормализованная (N):  
**Труба по DIN 2448 - 88,9 x 14,2 DIN 1630-St 37.4 N**

Таблица 56: Таблица выбора бесшовных стальных труб по DIN 2448

Примечание:

В таблицах 54, 55, 56 приведены обозначения по DIN 1629 по DIN 1630.

## 9. Перечень условных обозначений, безразмерных показателей и индексов

### Символы

Символ	Единица измерения	Наименование
$A_5$	%	относит. удлин. при разрыве ( $L_0 = 5 \cdot d$ )
$c_1$	мм, %	прибавка на занижение толщины стенки
$c_2$	мм	прибавка на коррозию и износ
$d$	мм	диаметр
$K$	Н/мм <sup>2</sup>	показатель прочности
$k$	мм	чистота внутренней поверхности трубы
$L$	мм	длина
$p$	бар	расчётное давление, т.е. максимально возможное внутреннее избыточное давление с учётом всех предполагаемых рабочих состояний, включая гидравлический удар
$p'$	бар	давление испытания
$\Delta p$	бар	гидравлич. сопротивление
$R$	мм	радиус загиба
$R_{\text{вн}}$	Н/мм <sup>2</sup>	верхний предел текучести
$R_m$	Н/мм <sup>2</sup>	предел проч. при растяж.
$R_m / 10^5$	Н/мм <sup>2</sup>	предел длительной прочности (на 100000 часов)
$R_m / 2 \cdot 10^5$	Н/мм <sup>2</sup>	предел длительной прочности (на 200000 часов)
$R_{p0,2}$	Н/мм <sup>2</sup>	условн. предел текуч. 0,2%
$R_{p1}$	Н/мм <sup>2</sup>	условн. предел текуч. 1%
$s$	мм	выполняемая толщ. стенки
$s_v$	мм	расчётная толщина стенки (без прибавок)
$\dot{V}$	л/мин.	расход
$\overline{w}$	м/сек.	средняя скорость потока среды
$x$	%	прибавка толщины стенки по британскому стандарту
$\nu$	мм <sup>2</sup> /сек.	кинематическая вязкость
$\rho$	г/см <sup>3</sup>	плотность
$\sigma_{\text{Sch}}$	Н/мм <sup>2</sup>	усталостная прочн. при пульсир. цикле нагрузки
$\sigma_{\text{Sch} / D}$	Н/мм <sup>2</sup>	длительная устал. прочн. при пульс. цикле нагрузки

### Безразмерные величины

Символ	Наименование
$B_a, B_i$	коэффициент снижения нагрузки на внешнюю или внутреннюю сторону трубного колена
$n$	колич. циклов знакопеременной нагрузки
$Re$	число Рейнольдса
$S$	коэффициент запаса прочности
$S_L$	коэфф. запаса циклов знакоперемен. нагрузки
$v$	коэфф. запаса прочности сварных швов
$\lambda$	коэффициент трения трубы
$\xi$	гидравл. сопротивл. местных сопротивл.

### Индексы

Символ	Наименование
$a$	наружный
$i$	внутренний
макс.	максимально
мин.	минимально
$\nu$	сопротивление
$\lambda$	принимается по сопротивлению трубы
$\xi$	принимается по местным сопротивлениям

### Значки над буквами

Символ	Наименование
$\wedge$	максимальное значение
$\vee$	минимальное значение

## 10. Литература

- [1] Фиала О., Кёнлехнер Р., Ордельхайде Г.: Калькуляция и определение параметров для труб в гидравлике, масляной гидравлике и пневматике 27 (1983 г.) 5, стр. 335 - 341
- [2] DIN-стандарт 2402: Номинальные диаметры Издательство Бойт, Берлин, февраль 1975 г.
- [3] DIN-стандарт 2391, часть 1 и 2: Бесшовные прецизионные стальные трубы с особой точностью измерения. Июль 1981 г.
- [4] DIN-стандарт 2448: Бесшовные стальные трубы Февраль 1981 г.
- [5] DIN-стандарт 2445: Бесшовные стальные трубы для пульсирующей нагрузки. Ноябрь 1974 г.
- [6] DIN-стандарт 1630: Бесшовные трубы круглого сечения из нелегированных сталей для особо высоких требований. Октябрь 1984 г.
- [7] DIN-стандарт 2463: Сварные трубы из аустенитных нержавеющей сталей. Март 1981 г.
- [8] DIN-стандарт 50049: Аттестат об испытаниях материалов. Июль 1982 г.
- [9] DIN-стандарт 2401, часть 1: Данные о давлении и температуре. Май 1977 г.
- [10] DIN-стандарт 2413: Стальные трубы. Июнь 1972 г.
- [11] AD-техническая информация В1: Цилиндрические и сферические вкладыши под воздействием внутреннего избыточного давления. Июнь 1986 г.
- [12] BS 778: Спецификация стальных труб и соединений для их применения в гидросистемах. Институт по британским стандартам, 1966 г.
- [13] NF A 49-330: Бесшовные трубы холодного волочения для гидравлических и пневматических линий NORME FRANCAISE ENREGISTREE, 1976 г.
- [14] Справочник SAE-стандартов и приложение HS 150. Издание 1982 г.
- [15] DIN-стандарт 5508: Радиусы изгиба для труб. Ноябрь 1979 г.
- [16] Вагнер В.: Техника трубопроводной сети. Издательство: Фогель, Вюрцбург, 2-е издание 1983 г., стр. 130 - 131

Для заметок

Для заметок

# Изготовление и установка гидравлических трубопроводных систем

Арнольд Крилен, Ганс Х. Фаатц

## 1. Введение

Трубопроводы являются важной частью всей гидравлической системы. В них энергия гидравлики передаётся в виде расхода объёма потока и давления порою на большие расстояния. Высокие требования, предъявляемые к гидравлическим системам, распространяются, конечно, и на трубопроводы. Они должны выдерживать высокие давления, пульсацию и вибрации, которым они подвергаются. При этом не должно быть никаких неплотностей или других повреждений.

Правильная установка трубопроводов включает в себя:

- продуманное проектирование,
- тщательное изготовление,
- точный монтаж,
- тщательное протравливание и промывку,
- проведение гидравлического испытания.

Высокая тщательность выбора компонентов гидравлических систем должна распространяться и на выбор сети трубопроводов. Это касается как выбора трубопроводов, так и вида соединительной системы и прокладки трасс. Соединительные трубопроводы между гидравлическими агрегатами и потребителями требуют такого же тщательного выбора, как и выбор трубной обвязки в пределах гидравлических агрегатов.

Упомянутую в последующем систему трубопроводов следует в основном понимать как соединительные трубопроводы между гидравлическими агрегатами и потребителями.

## 2. Проектирование

При проектировании исходят из определённых в разделе "Расчёт и выбор трубопроводов гидравлических систем" значений и из имеющихся в обычной продаже трубопроводов и соединительных элементов для них. При проектировании необходимо учитывать прокладку трасс, их доступность и безопасность. Все эти критерии существенно влияют на стоимость.

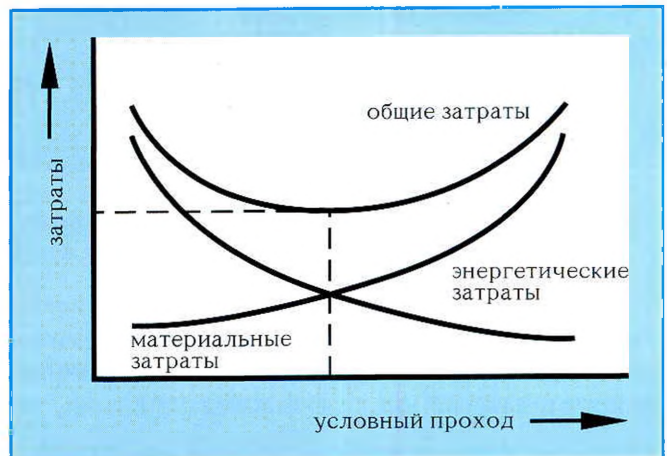


Диаграмма 60

Следовало бы ещё раз указать на то, что между скоростью движения среды и перепадом давления существует определённая зависимость и что для трубопроводов увеличенной длины сечение их должно выбираться большим, чтобы обеспечить по возможности меньший перепад давления. Но это ведёт к повышению стоимости. Зависимость между условным проходом (скоростью движения потока среды) и затратами представлена на *диаграмме 60*.

## Критерии, используемые при проектировании

Установка трубопроводов в гидравлической системе стоит почти в конце цепочки выполняемых работ, которые только при тщательном проектировании могут быть выполнены в срок и с удовлетворительным качеством. При проектировании систем трубопроводов должны учитываться следующие аспекты, представленные в виде перечня, не претендующего на полноту:

- величины давления,
- величины скоростей,
- внешние факторы,
- чистота,
- возможности монтажа и демонтажа,
- безопасность, предотвращающая повреждения,
- возможность обзора,
- наличие контрольных устройств,
- допустимый перепад давления,
- качество материалов,
- наружная и внутренняя консервация,
- крепление.

## 3. Трубы

В зависимости от величины условного прохода и серии по давлению в гидравлических системах используются различные трубопроводы.

Обычно до ДУ32 используются бесшовные прецизионные стальные трубы по DIN 2391 C St 35.4 NBK.

С ДУ 40 и по РУ 160 бар как правило используются бесшовные стальные трубы по DIN 2448 или DIN 2445 из материала St 37.0 или St 52.0 по DIN 1629 с сертификатом по DIN 50 049-3.1 B. С РУ 161 бар используется сталь St 37.4 или St 52.4 N по DIN 1630.

Бесшовные стальные трубы по DIN 2391, DIN 2448 и DIN 2445 имеются в продаже и из других марок стали. Для труб из нержавеющей стали обычно используется материал 1.4571.

Продольно- или спирально сварные стальные трубы не приняты в гидравлических системах. Они, правда, могут быть использованы для второстепенных целей, например, как всасывающие и возвратные линии. Они требуют особенно тщательного протравливания.

Легированные медью трубы применяются в гидравлических системах только в исключительных случаях, при наличии агрессивных сред в окружающем воздухе.

Таблицы выбора трубопроводов содержатся в разделе "Расчёт и выбор трубопроводов гидравлических систем" и поэтому в настоящем разделе не приводятся.

## 4. Соединения труб

### 4.1 Введение

Обычно трубы продаются принятой длиной около 6 метров, поэтому без соединения их друг с другом не обойтись.

Различают следующие способы соединений:

- неразъёмный и
- разъёмный.

Под неразъёмными соединениями в гидравлических системах понимают соединения труб на сварке и пайке, при помощи которых трубы соединяются друг с другом в "бесконечную" цепочку.

В сварных соединениях штуцеры, фланцы, пояски, трубы, колена и другие фасонные детали непосредственно (бесконечно) привариваются друг к другу. Этот способ не обеспечивает возможности доизготовления в условиях специальной мастерской. Выполняемые в последующем протравливание и промывка должны проводиться с особой тщательностью для предотвращения попадания загрязнений в гидравлическую систему.

Соединение пайкой не является сегодня типичным для стальных труб. Оно используется на медных трубах. При этом способе возможна также "бесконечная" связь труб, колен, фитингов при помощи муфт. При разъёмных соединениях трубы сначала соединяются с резьбовым элементом или фланцем. Это может выполняться различными способами.

Различают в зависимости от способа стыковки:

- чисто резьбовые соединения (сфера по конусу);
- резьбовые соединения с врезными кольцами;
- резьбовые соединения с зажимными кольцами;
- резьбовые соединения в отбортовкой;
- резьбовые соединения с коническим штуцером под сварку;
- фланцевые соединения.

Все трубные соединения выполняют функции фиксации и уплотнения.

Кроме того различают резьбовые соединения труб и резьбовые соединения элементов системы (вентилей, опорных плит, боков управления, насосов).

## 4.2 Резьбовые соединения

### 4.2.1 Резьбовые соединения труб

Для резьбовых соединений труб не играет особой роли тот факт, предназначены ли они для соединения двух концов труб или для соединения труб с элементами системы.

На рисунках 158 до 165 представлены присоединения резьбовых соединительных элементов к прецизионным стальным трубам по DIN 2391.

Резьбовые соединения называются по видам их присоединений.

#### 4.2.1.1 Резьбовое соединение "сфера по конусу" (рис. 157)

Это соединение характеризуется тем, что оно выполняется при помощи резьбы на трубе. Уплотнение обеспечивается работой металла по металлу. Фиксация осуществляется за счёт резьбы.

Такие соединения используются как правило для вспомогательных целей, например, на водяных линиях холодильников или по возможности на всасывающих линиях насосов с резьбой на стороне всасывания.

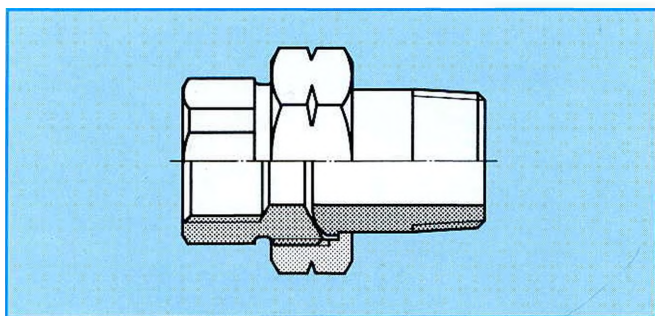


Рис. 157: Резьбовое соединение "сфера по конусу".

Уплотнение: металл по металлу. Фиксация при помощи резьбы. Используется в диапазоне низкого давления (например, на водяных линиях).

#### 4.2.1.2 Резьбовые соединения с врезными кольцами

Этот вид соединений является, пожалуй, наиболее известным из трубных соединений. Врезное кольцо насаживается на трубу при помощи специального устройства. Оно врезается в поверхность трубы, выполняя в этой зоне функцию и фиксации, и уплотнения. Уплотнение относительно соединительного

резьбового элемента также выполняется металлом по металлу. Фиксация кольца относительно резьбового соединительного элемента выполняется при помощи накидной гайки. Все соединения с врезными кольцами должны контролироваться из-за возможности утечек, обусловленных уплотнением металла по металлу и как следствие возможным ослаблением. Но их подтягивание ограничено хрупкостью металла. Насаживание врезного кольца на трубу должно выполняться с особой тщательностью, так как при недостаточном врезании его в тело трубы оно под действием нагрузки может соскользнуть. При насаживании кольца необходимо следить, чтобы конец трубы был правильно отторцован и тщательно очищен от заусенцев. В настоящее время одинарные врезные кольца (рисунки 158) в значительной мере вытеснены двойными.

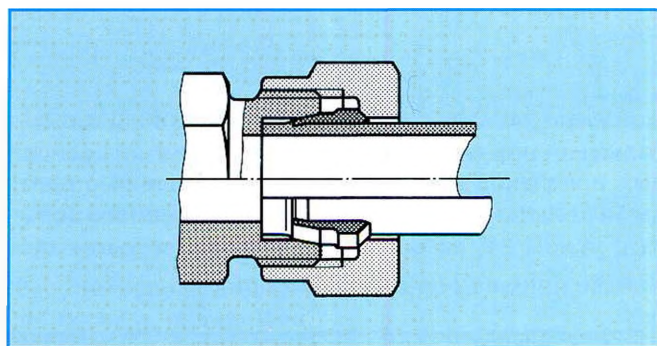


Рис. 158: Одинарное врезное кольцо.

Уплотнение: металл по металлу. Фиксация осуществляется за счёт врезания в тело трубы по одной линии.

Двойное врезное кольцо повышает фиксацию и уплотнение за счёт врезания в тело трубы по двум линиям.

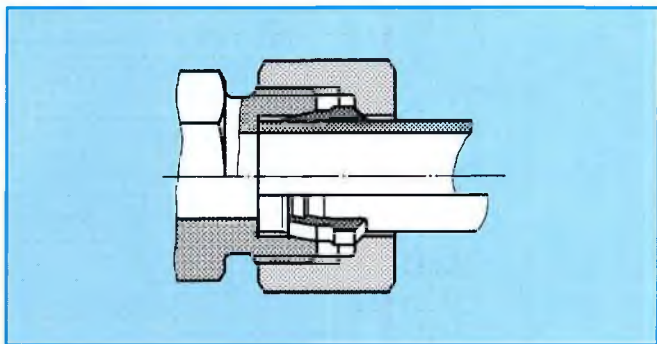


Рис. 159: Двойное врезное кольцо.

Уплотнение: металл по металлу. Фиксация выполняется при помощи врезания в тело трубы по двум линиям. Затягивание на трубе требует увеличенных усилий.



На так называемых кольцах "вальпро" (рисунок 160) плечо двойного врезного кольца усилено, что в свою очередь еще более повышает надёжность фиксации и уплотнения.

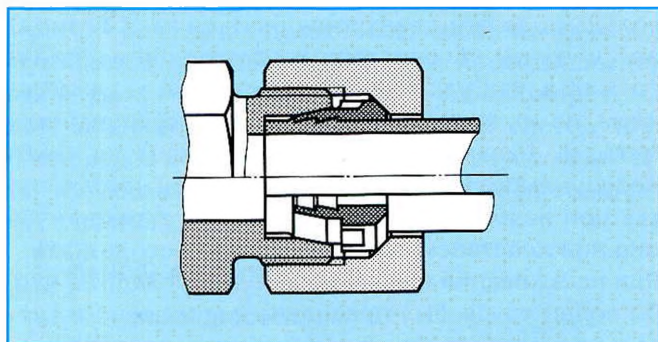


Рис. 160: Двойное врезное кольцо с усиленным плечом. Уплотнение: металл по металлу. Фиксация осуществляется за счёт врезания в тело трубы по двум линиям. Усилия затягивания на трубе больше, чем на одинарных врезных кольцах.

Основные размеры резьбовых соединений врезными кольцами нормированы в DIN 2353. Одним из основных признаков всех резьбовых соединений с врезными кольцами является наличие внутреннего конуса с углом 24° на соединительном резьбовом элементе.

#### 4.2.1.3 Резьбовые соединения с уплотняющей отбортовкой (рисунки 161 до 163)

В этих соединениях фиксация достигается при помощи отбортовки конца трубы и его прижима при помощи прижимного кольца. В соединениях "паркер-трипл-лок" и Вальтершайда отбортовка составляет 37°. Это может привести к осложнениям на трубах с толщиной стенки более 3 мм из-за опасности наличия микротрещин в зоне отбортовки.

В соединениях "паркер-трипл-лок" (рисунок 161) на резьбовом соединительном элементе протачивается фаска под углом 37°. Уплотнение "металл по металлу" работает при помощи опорного кольца.

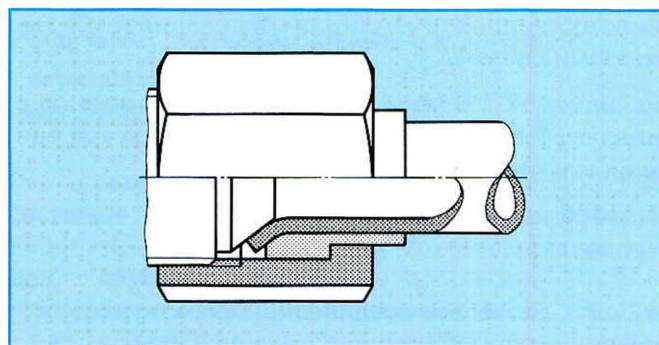


Рис. 161: Резьбовое соединение с уплотняющей отбортовкой. Уплотнение: металл по металлу. Фиксация осуществляется при помощи отбортовки под углом 37°, прижимаемой к проточке на штуцере.

наружный диаметр AD	труба стальная				труба из материала 1.4571 (нержавеющая сталь)			
	одинарное врезное кольцо		двойное врезное кольцо		одинарное врезное кольцо		двойное врезное кольцо	
	F в кг	<sup>1)</sup> p в бар	F в кг	<sup>1)</sup> p в бар	F в кг	<sup>1)</sup> p в бар	F в кг	<sup>1)</sup> p в бар
6	1526,040	24	2225,475	35	2543,400	40	3179,250	50
8	1526,040	24	2225,475	35	2543,400	40	3179,250	50
10	1780,380	28	2543,400	40	2543,400	40	3497,175	55
12	1907,550	30	2861,325	45	2861,325	45	3815,100	60
14	2543,400	40	3497,175	55	3497,175	55	4450,950	70
15	2543,400	40	3497,175	55	3497,175	55	4450,950	70
16	3179,250	50	4450,950	70	4133,025	65	5404,725	85
18	3179,250	50	4768,875	75	4133,025	65	5722,650	90
20	4133,025	65	6040,575	95	5086,800	80	6994,350	110
22	3497,175	55	5086,800	80	4450,950	70	6040,575	95
25	4768,875	75	6994,350	110	5722,650	90	7948,125	125
28	4133,025	65	6040,575	95	5086,800	80	6994,350	110
30	6358,500	100	9537,750	150	7630,200	120	10491,525	165
35	6040,575	95	8583,975	135	6994,350	110	9537,750	150
38	8901,900	140	12717,000	200	9855,675	155	13670,775	215
42	8583,975	135	10491,525	165	7630,200	120	11445,300	180

<sup>1)</sup> на затяжных станках с диаметром поршня 90 мм.

Таблица 57: Рекомендуемые значения усилий затягивания (все данные усреднённые).

Значения усилий могут колебаться в зависимости от выбора завода-изготовителя соединений.

На резьбовых соединениях Вальтершайда (рисунок 162) может использоваться резьбовой соединительный элемент по DIN 2353 с внутренним конусом  $24^\circ$ . Уплотнение по проточке  $24^\circ$  обеспечивается при помощи промежуточного кольца с O-образной прокладкой. Уплотнение относительно трубы достигается по отбортовке  $37^\circ$  также при помощи O-образной прокладки. Фиксация обеспечивается опорным кольцом и накидной гайкой

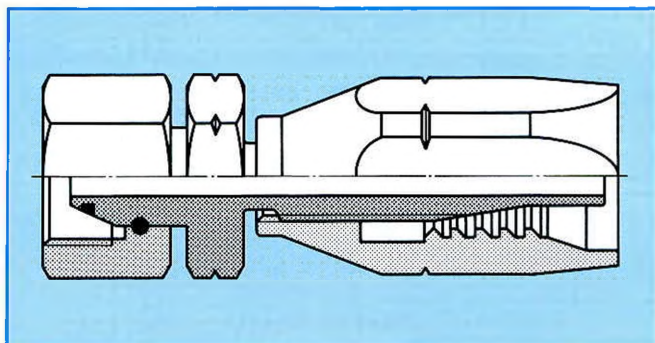


Рис. 162. Резьбовое соединение с уплотняющей отбортовкой, промежуточным кольцом и мягкими прокладками. Фиксация обеспечивается за счёт отбортовки под углом  $37^\circ$  на промежуточном кольце.

На выпускаемых фирмой "Фосс" резьбовых соединениях с уплотняющей отбортовкой уплотнение между трубой и опорным кольцом также обеспечивается работой металла по металлу (рисунок 163). Правда, отбортовка составляет в этом случае всего лишь  $10^\circ$ . Фиксация трубы и кольца обеспечивается при помощи опорного кольца и накидной гайки. Малая величина отбортовки имеет преимущества при использовании её на увеличенных толщинах стенки труб. Резьбовой соединительный элемент вы-

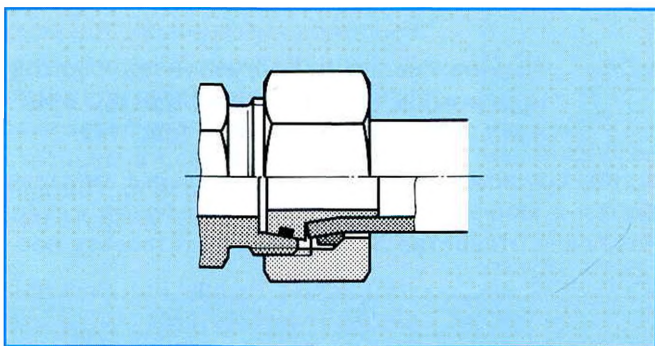


Рис. 163. Резьбовое соединение с уплотняющей отбортовкой и промежуточным кольцом. Уплотнение: металл по металлу. Фиксация осуществляется при помощи отбортовки под углом  $10^\circ$ . Преимущественное использование: на больших толщинах стенок труб. Для выполнения необходимо использование промежуточного и опорного колец.

полнен по DIN 2353. Уплотнение относительно этого элемента обеспечивается при помощи O-образной прокладки.

#### 4.2.1.4 Резьбовые соединения с зажимным кольцом (рисунок 164)

В этих соединениях должны использоваться нестандартные резьбовые соединительные элементы. Они образуют ответный вариант резьбовых соединений с врезными кольцами, в котором фиксация обеспечивается зажимом кольца на поверхности трубы. Уплотнение выполняется металлом по металлу как относительно трубы, так и относительно резьбового соединительного элемента.

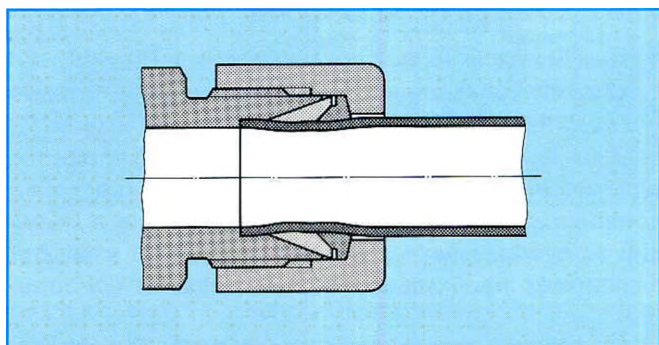


Рис. 164. Резьбовое соединение с зажимным кольцом. Уплотнение: металл по металлу. Фиксация обеспечивается зажимом поверхности трубы.

Рассмотренные виды резьбовых соединений называют также и "напайными".

#### 4.2.1.5 Резьбовые соединения с коническим штуцером под сварку (рисунок 165)

В этом соединении конический штуцер приваривается к трубе. Способы сварки соответствуют общепринятым сегодня техническим возможностям, описанным в разделе 6.2.2.3.2. При этом нет никаких проблем по вопросам уплотнений между трубой и приварным коническим штуцером. Уплотнение между штуцером и соединением по DIN 2353 эластичное, поэтому и в данном случае при тщательном исполь-

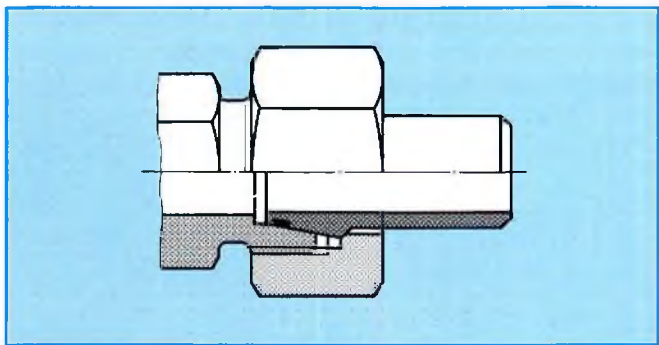


Рис. 165. Резьбовое соединение с коническим штуцером под сварку с конусом по DIN 3865. Уплотнение: эластичное. Фиксация обеспечивается за счёт сварного шва.

нении никаких проблем не должно возникнуть. Фиксация обеспечивается при помощи накидной гайки.

#### 4.2.2 Резьбовое присоединение компонентов системы

Во всех присоединениях фиксация между ввёртываемым элементом и компонентом системы обеспечивается за счёт резьбы. На шейках с цилиндрической резьбой это соединение держит прекрасно. Резьбовые отверстия и резьбовые шейки нормированы в DIN 3852. Резьбовые шейки отличаются только видом уплотнения резьбового элемента относительно подключаемых компонентов системы.

##### 4.2.2.1 Уплотнительная кромка (рисунок 166)

На резьбовых шейках протачивается уплотнительная кромка, обеспечивающая уплотнение металл по металлу на компонентах системы. Необходимым условием является перпендикулярность уплотняющей поверхности к резьбе и отсутствие каких-либо поперечных рисок. Обычные в гидравлике пульсации могут вызывать старение материала, что обуславливает необходимость подягивания соединений.

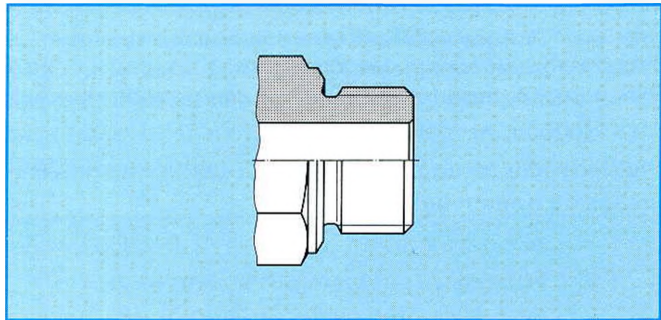


Рис. 166: Уплотнительная кромка, обеспечивающая уплотнение металла по металлу. Проточка перпендикулярна к резьбе. Отторцованная поверхность повреждается режущей кромкой ответного элемента.

##### 4.2.2.2 Резьбовой соединительный элемент с O-образной прокладкой (рисунок 167)

При использовании такого соединительного элемента уплотнение обеспечивается за счёт O-образной прокладки. И в данном случае необходимым условием является перпендикулярность уплотнительной поверхности к резьбе и отсутствие каких-либо поперечных рисок. Чистота обработки уплот-

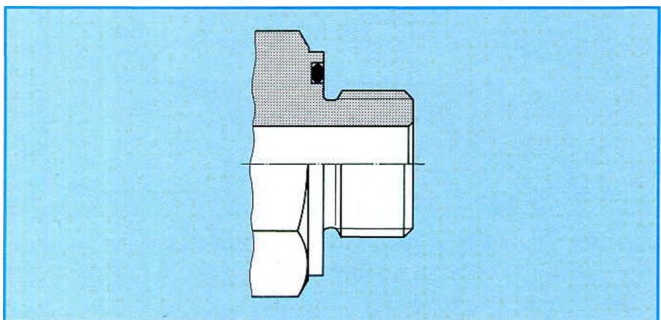


Рис. 167: O-образная прокладка. Резьбовое отверстие по DIN 3852. Эластичное уплотнение. Проточка больше, чем режущая кромка ответного элемента. Высокое натяжное усилие на резьбу.

нительной поверхности и проточки под O-образную прокладку не должна превышать значения Rt 16. В результате большого диаметра O-образной прокладки на резьбу действует сравнительно большое усилие натяжения. Резьбовое отверстие должно иметь так называемую "широкую" проточку по DIN 3852-ширина.

##### 4.2.2.3 Резьбовое соединение с профильной прокладкой (рисунок 169)

В этих соединениях вместо O-образной прокладки закладывается меньшее по диаметру кольцо прямоугольного сечения выполняющее функцию уплотнения. Выход резьбы в отверстии должен быть

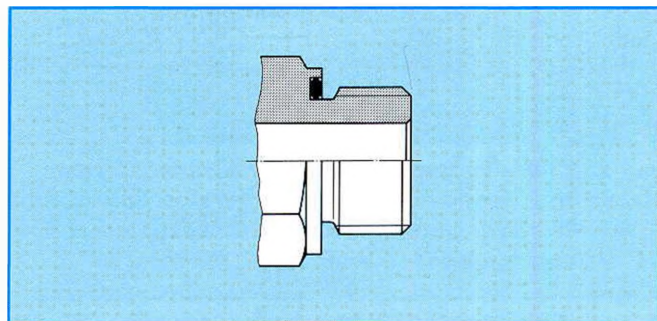


Рис. 168: Профильная прокладка. Резьбовое отверстие по DIN 3852. Прокладка эластичная. Проточка - как и в варианте с уплотнительной кромкой. Усилие натяжения на резьбу меньше, чем в варианте с O-образной прокладкой.

полностью зачищен от заусенцев для обеспечения безопасности уплотнительного кольца. Прижимная поверхность и в этом случае должна быть перпендикулярной к резьбе. Для этого варианта достаточно "нормальной" проточки по DIN 3852.

##### 4.2.2.4 Резьбов. соедин. с O-образной прокладкой под резьбов. отверст. по нормам ISO 6149 и DIN 3852, часть 3, норма W (рис. 169)

В этом соединении O-образная прокладка закладывается в канавку выхода резьбы резьбовой шейки. Резьбовое отверстие должно соответствовать нор-

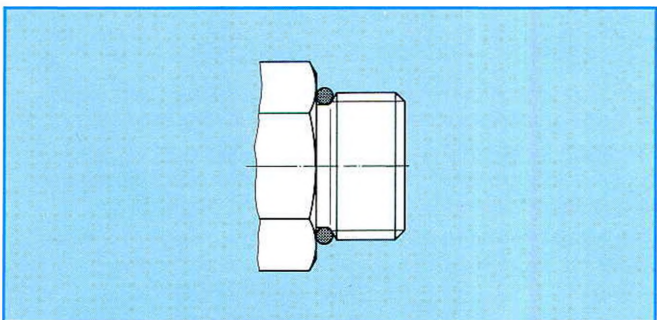


Рис. 169: Резьбовое отверстие по DIN 3852, часть 3. Прокладка эластичная, расположена ближе к резьбе, за счёт чего снижается усилие натяжения на резьбу.

мам ISO 6149 и DIN 3852, часть 3, норма W. Размеры резьбовой шейки и O-образной прокладки должны соответствовать требованиям DIN 3852, часть 3.

Так как O-образная прокладка ближе расположена к резьбе, усилие натяжения на резьбу будет меньшим. Установку прокладки следует проводить очень осторожно, чтобы не повредить её резьбой.

#### 4.2.2.5 Резьбы NPT (рисунок 170)

Это конические резьбы, уплотняемые металл по металлу. Обычно они используются с посадкой на клеящие вещества, например, локтиты.

Коническая резьба на ввёртываемой шейке создаёт опасность раз-

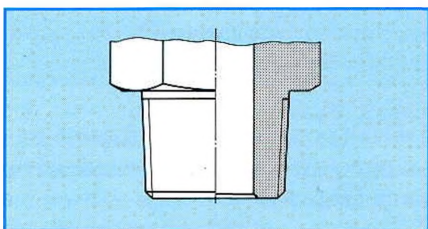


Рис. 170: Резьба NPT.

Уплотнение: металл по металлу.

Использование возможно только при посадке на клеящие вещества.

Отличаются высокой опасностью разрыва и произвольным положением конца соединяемой трубы.

рыва присоединяемых компонентов системы, выполненных из литья или алюминия. Тем не менее такие соединения широко распространены в Северной Америке. В Европе они используются в меньшей степени.

Для всех описанных видов резьбовых соединений, конечно, имеются в обычной продаже фасонные детали, которые по своим основным функциям - фиксации и уплотнению -, соответствуют сказанному выше. На рисунках 171 до 182 представлены широко используемые фасонные детали резьбовых соединений.

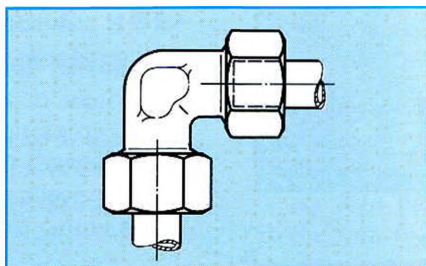


Рис. 171: Резьбовой угольник

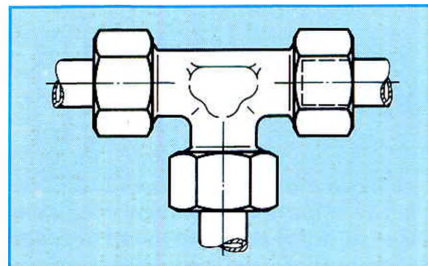


Рис. 172: Резьбовой тройник

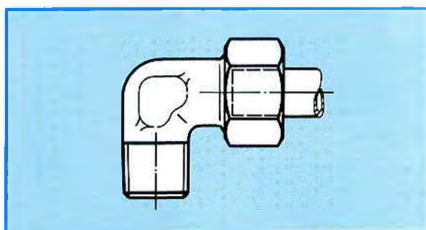


Рис. 173: Нерегулируемый резьбовой угольник

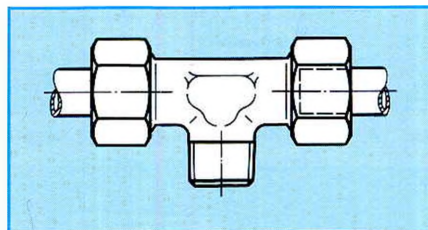


Рис. 174: Нерегулируемый резьбовой тройник

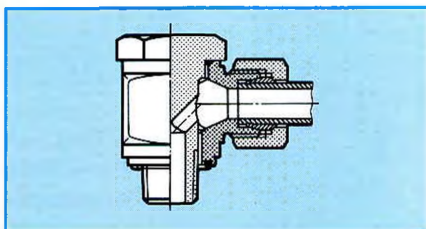


Рис. 175: Поворотное угловое соединение

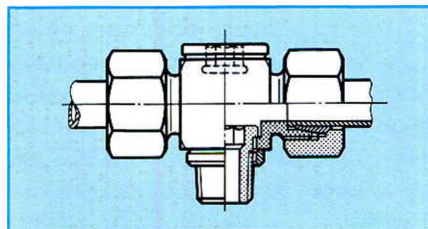


Рис. 176: Поворотное тройниковое соединение

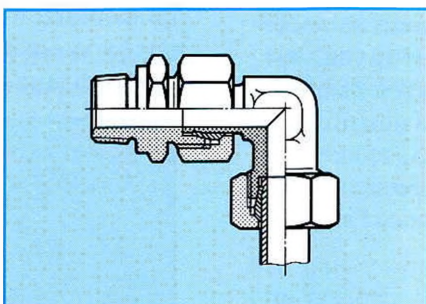


Рис. 177: Регулируемое угловое соединение с резьбовой вставкой

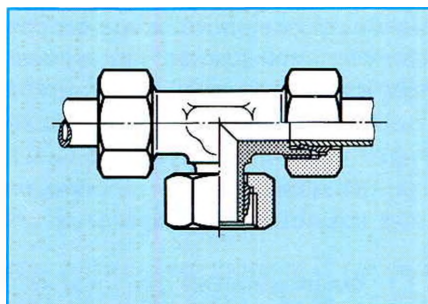


Рис. 178: Регулируемое тройниковое резьбовое соединение

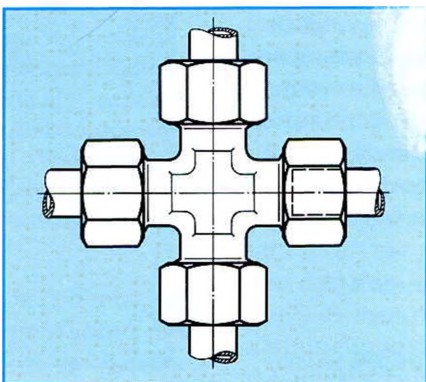


Рис. 179: Крестовина

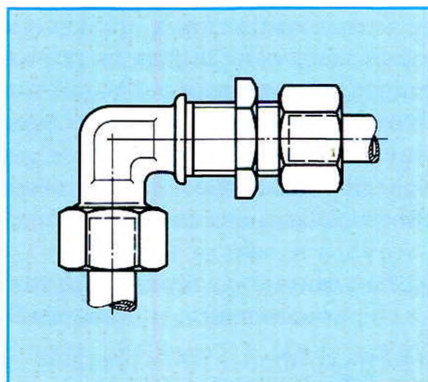


Рис. 180. Угловое резьбовое соединение, выполняемое через переборку

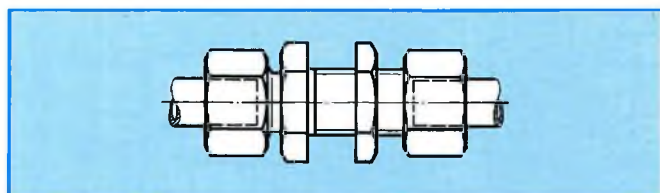


Рис. 181: Прямое резьбовое соединение, выполняемое через переборку

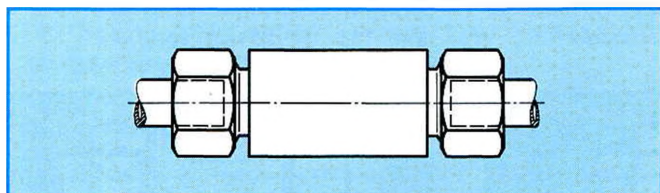


Рис. 182: Резьбовое соединение через переборку, с концами под сварку

### 4.3 Фланцевые соединения

С ДУ40 резьбовые соединения как правило не используются. Начиная с этого размера для соединения труб друг с другом и с компонентами гидравлической системы используются фланцы. Правда, имеются фланцы и на размеры менее ДУ40, но они используются не так часто по стоимостным соображениям.

На рисунках 183 до 187 представлены фланцевые соединения, обычно используемые для труб по DIN 2448 и DIN 2445.

При использовании фланцевых соединений почти во всех случаях фланец приваривается к трубе. При этом в Европе почти всегда производится сварка в стык. Угловые сварные швы - частично и при помощи муфт - чаще используются в Северной Америке. Вид фланцев определяется в основном видом используемых компонентов системы.

#### 4.3.1 Фланец по DIN (рисунок 183)

Краны, заслонки и другая арматура выполняются частично с присоединительными размерами под фланцы по DIN, так что уже по одной этой причине должны использоваться фланцы по нормам DIN. Но в некоторой степени и эти фланцы должны подгоняться по присоединительным размерам к принятым в гидравлике трубопроводам. Для возможности использования обычного в гидравлике уплотнения при помощи O-образных прокладок стандартные фланцы по DIN должны дополнительно дорабатываться.

#### 4.3.2 Фланцы по стандарту автотракторной промышленности (фланцы SAE)

Многие компоненты гидравлических систем имеют, начиная с ДУ 40, уплотнительные поверхности под так называемые фланцы SAE. При этом различают цельковые и составные фланцы SAE.

##### 4.3.2.1 Фланец SAE цельковый (рисунок 184)

Цельковый фланец SAE изготавливается из одной заготовки. Обычно это поковки из материала St 37.4. Расположение отверстий под соединительные болты может быть одинаковым для различных шеек фланца под сварку для различных диаметров труб. Эти фланцы относительно дешёвы. К их достоинст-

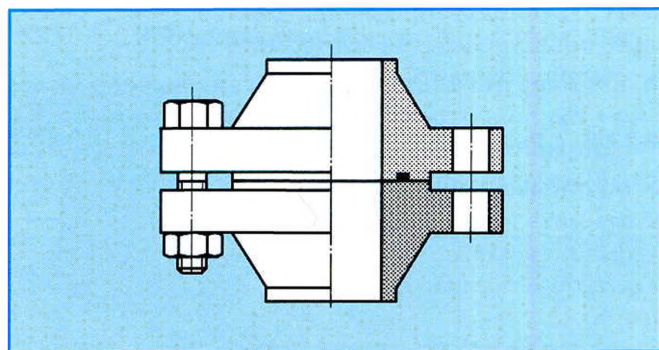


Рис. 183: Фланец с O-образной прокладкой по DIN 2632, 2638 и 2629, Фиксация обеспечивается болтами. Уплотнительная поверхность отшлифована. Недостатком является большая величина наружного диаметра.

вам относится небольшая потребность в установочном пространстве, к недостаткам - невозможность "регулирования" после сварки.

##### 4.3.2.2 Фланец SAE составной (рисунок 185)

Составной фланец SAE состоит из так называемого приварного буртика - механически обработанного или фасонно отлитого - из свариваемого материала и двух фланцевых запячек, при помощи которых

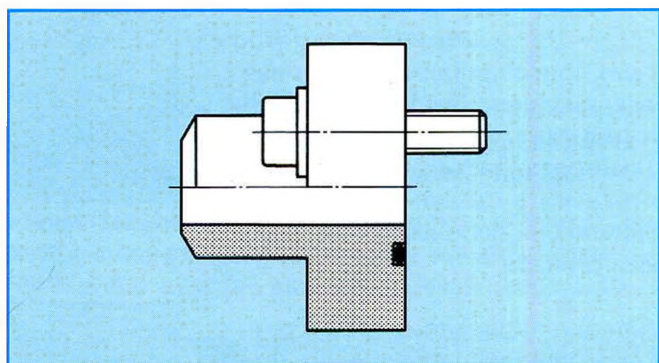


Рис. 184: Цельковый фланец SAE с O-образной прокладкой по нормам SAE-J518 C, Фиксация выполняется при помощи болтов. Уплотнительная поверхность отшлифована. Преимуществом является овальная форма, за счёт чего снижается потребность в установочном пространстве.

выполняется фиксация. Потребность в установочном пространстве несколько больше, чем для целькового фланца SAE. Кроме того, двухсоставные фланцевые запячки могут являться недостатком фланцевого соединения.

Уплотнение между опорной поверхностью и фланцем SAE или между фланцами SAE производится при помощи O-образных прокладок.

Фланцы SAE используются на давлении до примерно 400 бар (6000 пси). В продаже имеются составные фланцы SAE на низкое давление до 16 бар (240 пси) до ДУ 100 и на высокое давление до ДУ 63.

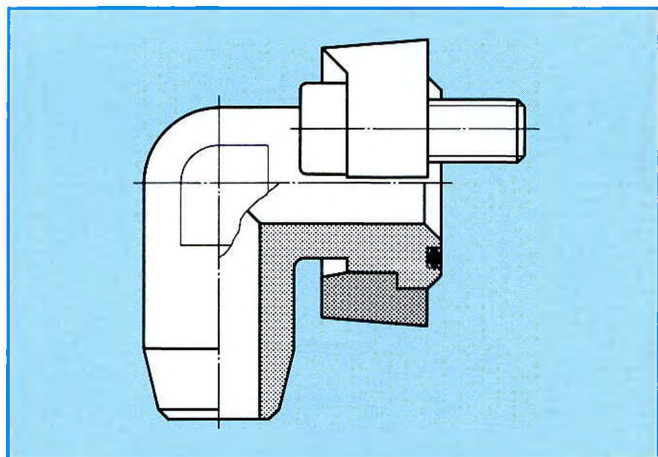


Рис. 185: Составной фланец SAE по нормам SAE-J 518 C, с эластичным уплотнением. Фиксация обеспечивается при помощи болтов. Наличие двухсоставных фланцевых запечиков может являться недостатком фланцевого соединения

#### 4.3.3 Соединение с квадратным фланцем (рисунок 186)

Во фланцевых соединениях с ДУ 63 и на давление от 210 бар в Европе преимущественно используются так называемые квадратные фланцы. Обычно это двухсоставные фланцы, состоящие из собственно приварного буртика и квадратного фланца, выполняющего фиксацию.

С технической точки зрения это соединение не отличается от соединения на фланце SAE.

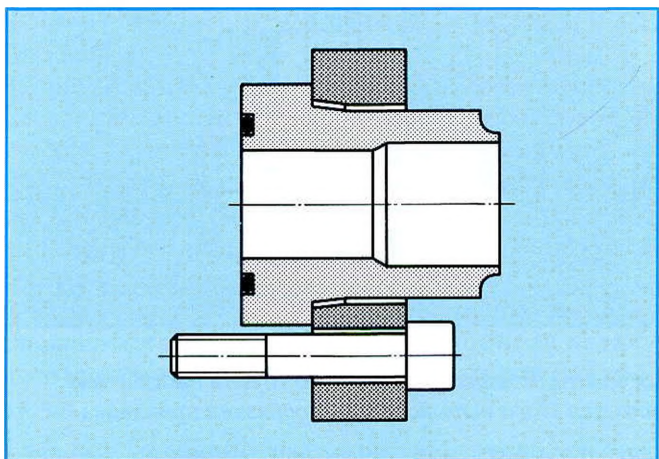


Рис. 186: Соединение с использованием квадратного фланца.

Эластичное уплотнение (обычно O-образная прокладка). Фиксация обеспечивается болтами.

#### 4.3.4 Фланцевое соединение "GS-гидро" (рисунок 187)

Это фланцевое соединение отличается тем, что фиксация фланца на трубе осуществляется не за счёт сварного шва, а при помощи пружинной спирали. Канавка для размещения спирали протачивается на трубе, поэтому толщина стенки должна быть больше, чем требуется расчётом по давлению.

Уплотнение производится при помощи закладного кольца, которое устанавливается в соответствующую проточку на торце трубы. Такое соединение имеет преимущества в тех случаях, когда нельзя выполнить сварку.

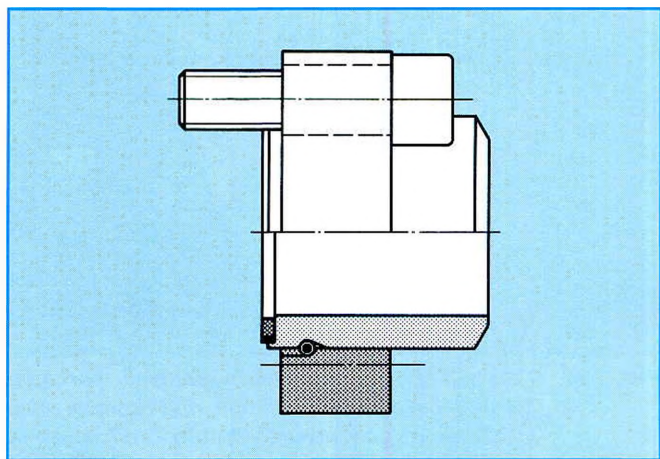


Рис. 187: "GS-гидро", уплотнение при помощи закладного кольца, фиксация обеспечивается при помощи пружинной спирали и болтов, для непосредственного присоединения более толстая стенка труб, концы трубы, дорабатываются.

#### 4.3.5 Фланцевые соединения, выполненные на сварке с угловым швом (рисунки 188 и 189)

Все ранее описанные фланцы соединены с трубой при помощи стыковых сварных швов. Такие соединения общеприняты для гидравлических систем, поскольку качество сварного шва может быть в данном случае проконтролировано рентгеноскопией. Соединение фланца с трубой может быть выполнено с меньшими затратами, если использовать для этого угловые сварные швы. Такие фланцы имеются в продаже. Их форма (расположение отверстий под соединительные болты) определяется соответствующим расположением отверстий под болты на используемых компонентах гидравлической системы. Недостатком таких соединений является отсутствие возможности контроля качества сварных швов при помощи рентгеноскопии и возможность попадания кислоты при протравливании в зазор между фланцем и трубой без последующего удаления. С течением времени это может привести к разрушению сварного шва. Кроме того из зазора между трубой и фланцем загрязнения могут попасть в гидравлическую систему.

Для изготовления фланцев могут использоваться только свариваемые материалы.

При введении трубы следить за тем, чтобы она не опиралась на расточку фланца, а чтобы между нею и фланцем оставался зазор, позволяющий предотвра-

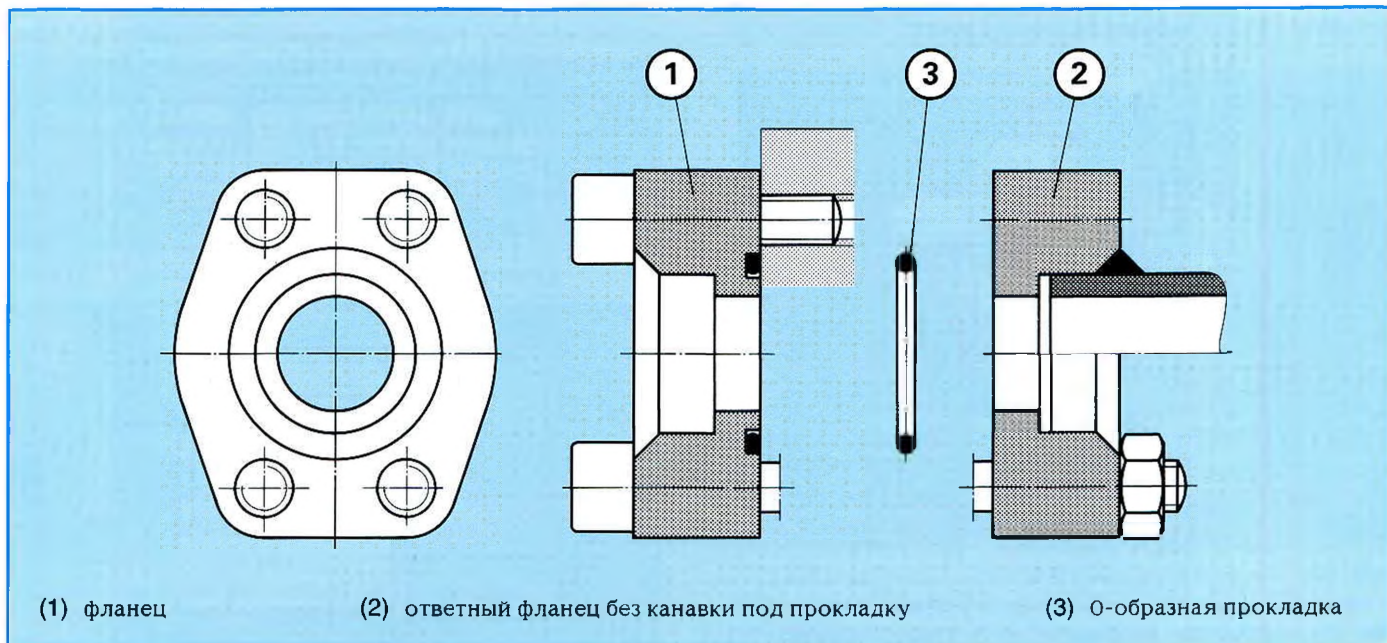


Рис. 188: Фланец SAE и фланцевое соединение. Фиксация: при помощи болтов. Соединение фланца с трубой: при помощи углового шва. Эластичное уплотнение (обычно: O-образная прокладка).

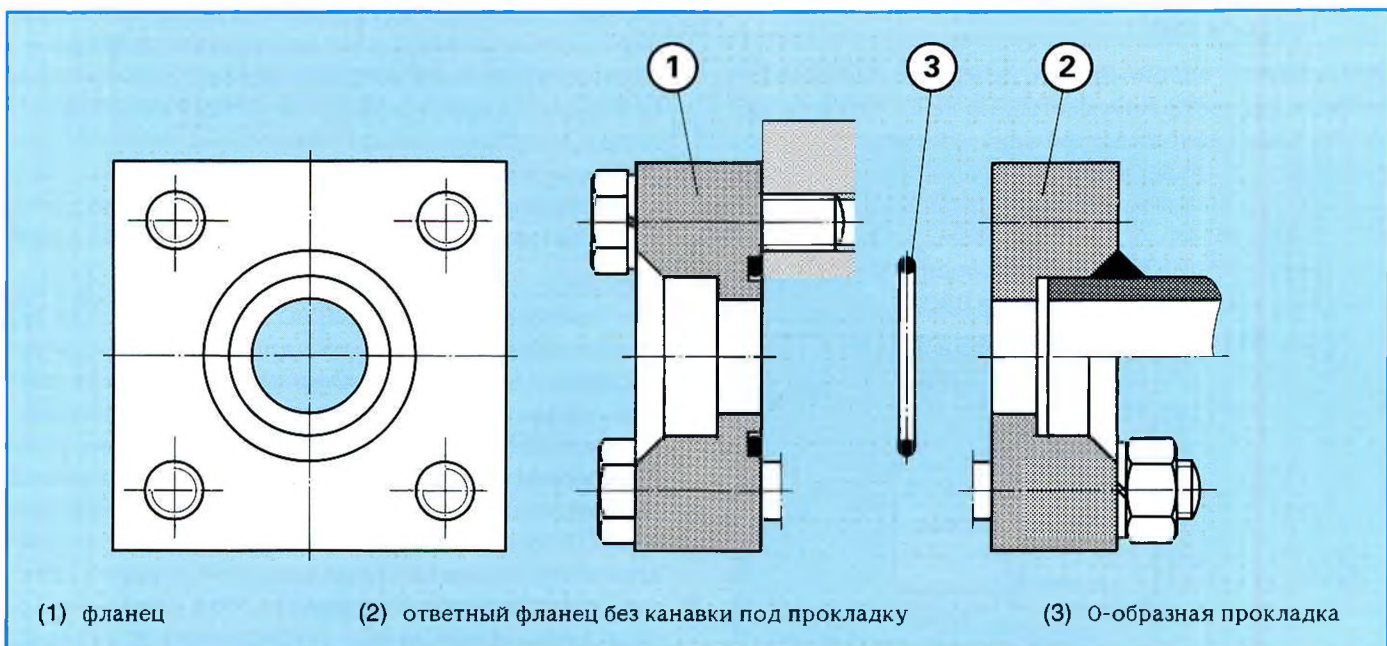


Рис. 189: Квадратный фланец и фланцевое соединение. Фиксация осуществляется при помощи соединительных болтов. Соединение фланца с трубой выполнено на угловом сварном шве. Уплотнение эластичное, обычно для этого используется O-образная прокладка

тить разрушение сварного шва от действия температурных деформаций.

Все элементы резьбовых и фланцевых соединений имеются в том же самом материальном исполнении,

что и трубы, т.е. без проблем можно получить фланцевые соединения из материала St 37.4 или из нержавеющей стали (материал 1.4571)

## 5. Принадлежность

Системы трубопроводов состоят не только из труб, резьбовых соединений и фланцев. Опоры устройства для прохода, шланги и компенсаторы также являются полноправными элементами этих систем.

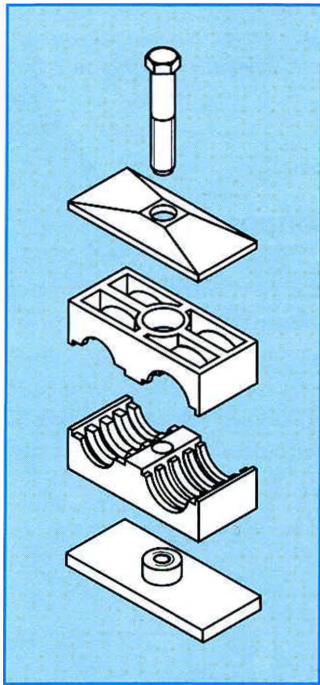


Рис. 190:  
Сдвоенный хомут,  
стандартное исполнение

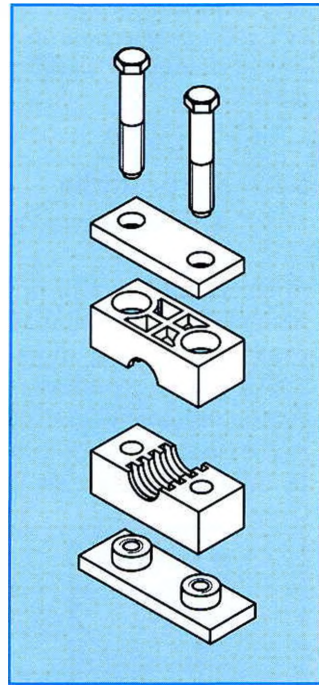


Рис. 191:  
Хомут в усиленном  
исполнении

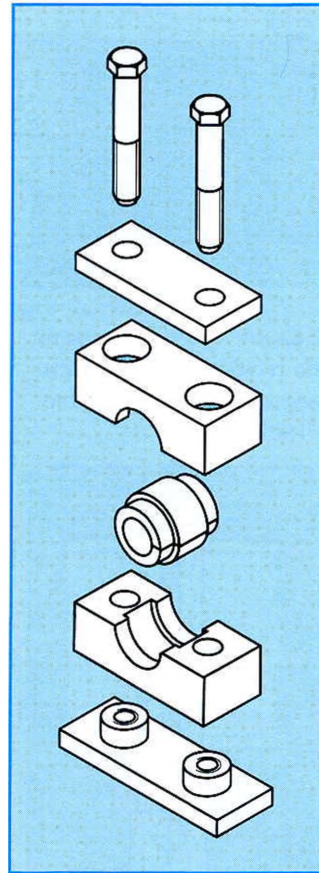


Рис. 192: Хомут в усиленном  
исполнении, со вставкой  
из эластомеров

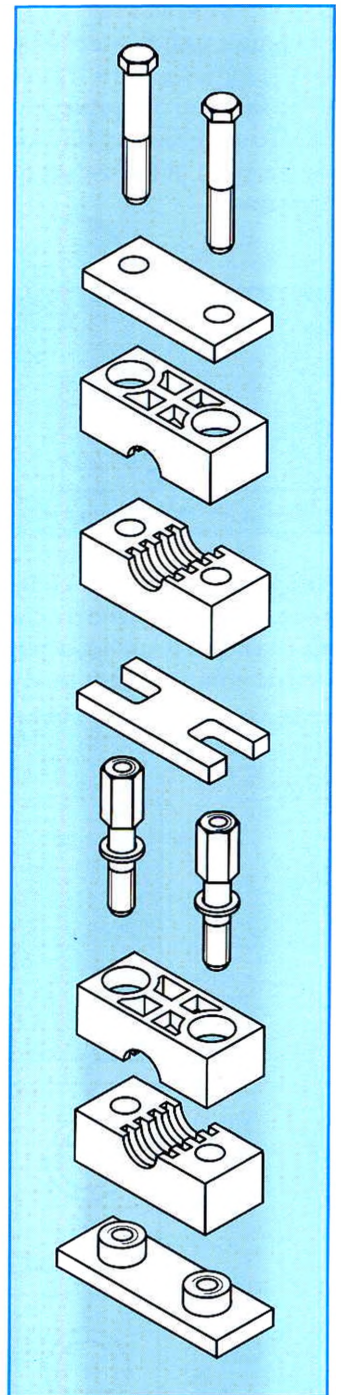


Рис. 193:  
Комбинированный хомут,  
например, для фиксации  
двух расположенных друг  
над другом трубопроводов

### 5.1 Опоры (рисунки 190 до 193)

Опоры служат для надёжного крепления трубопроводов. В серийной продаже имеются хомуты из алюминия, пластмасс или пластмасс с резиновой обкладкой.

Вопрос выбора используемых хомутов зависит от факторов, действующих на систему трубопроводов. Так, например, алюминиевые хомуты используются в тех случаях, когда предполагается наличие высоких температур. Пластмассовые хомуты часто используются с резиновой обкладкой для снижения передачи корпусного шума (вибраций).

На всех хомутах опорные пластины выполняются из свариваемого металла для возможности её надёжного крепления на конструкции, к которой она крепится.

В особых случаях - например, при строительстве театров - опорные пластины хомутов привариваются к промежуточным конструкциям, что также служит снижению передачи вибраций (корпусного шума). см. рисунок 194.

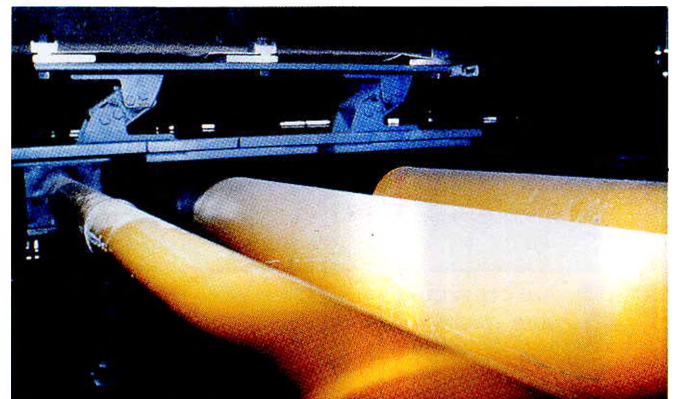


Рис. 194: Опора трубопровода с эластичными амортизаторами для отключ. при превышении значения корпусного шума



Обычно система трубопроводов крепится на конструкции машинного оборудования. В исключительных случаях для трубопроводов выполняются собственные опорные конструкции (рисунок 195). Расстояние между двумя хомутами зависит от диаметра труб. В DIN 24346 оно определено следующим образом:

Наружный диаметр трубопровода в мм	Расстояние в м
до 10	1,0
от 10 до 25	1,5
свыше 25	2,0

Таблица 58: Расстояния между опорами трубопроводов

В кораблестроении особенно важно, чтобы опоры не передавали идущие от системы трубопроводов усилия на полы и днища, а передавали их на несущие элементы конструкции (рисунок 196).

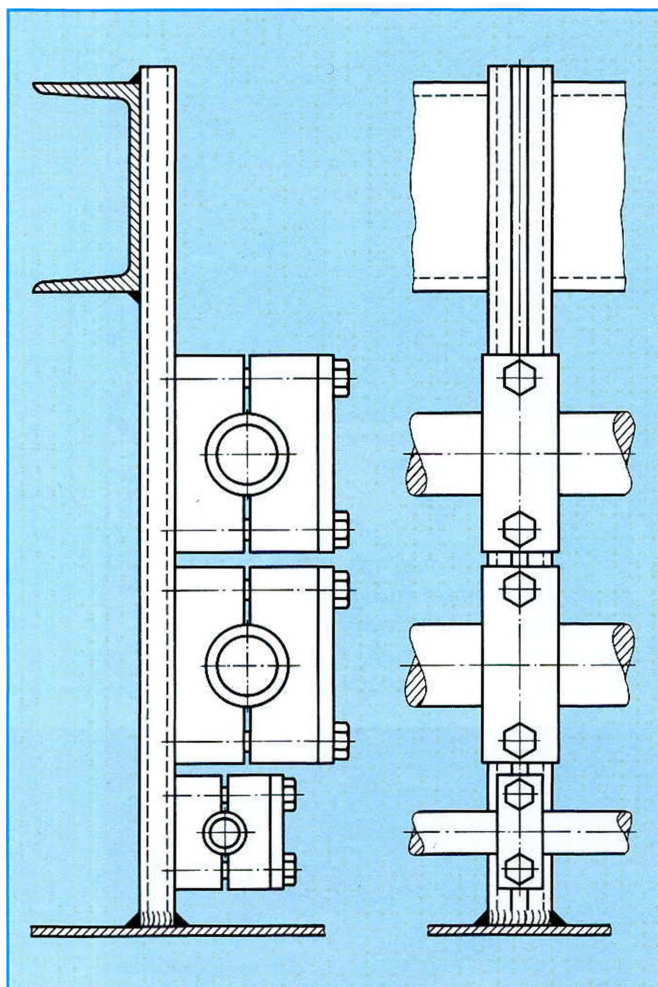


Рис. 195: Конструкция для крепления опор трубопроводов

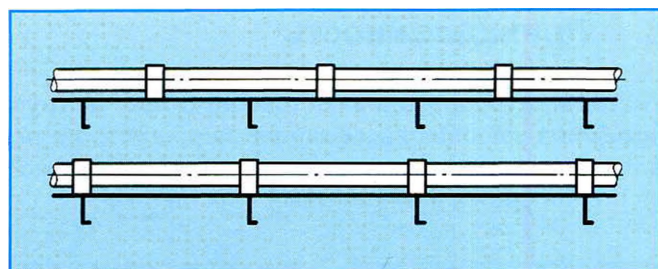


Рис. 196: Правильное (на рисунке сверху) и неправильное (на рисунке внизу) расположение опорных хомутов трубопроводов

## 5.2 Устройства для прохода трубопроводов

Предназначены для прохода трубопроводов через перекрытия. В кораблестроении приняты устройства для прохода, привариваемые к палубе (рисунки 197 и 198). Устройства для прохода, выполняющие одновременно и роль опор, должны быть выполнены с учётом минимальной возможности передачи вибраций (рисунок 199).

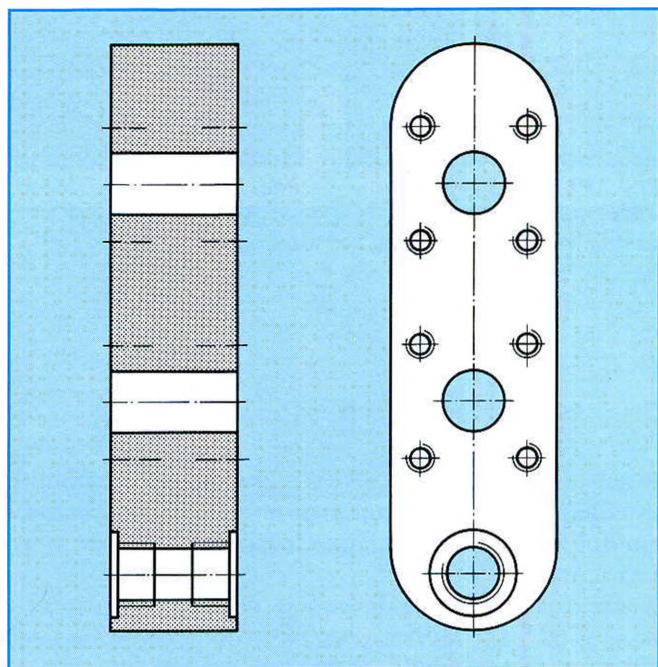


Рис. 197: Неподвижное устройство для прохода трубопроводов

Устройства для прохода трубопроводов должны быть выполнены из негорючих материалов.

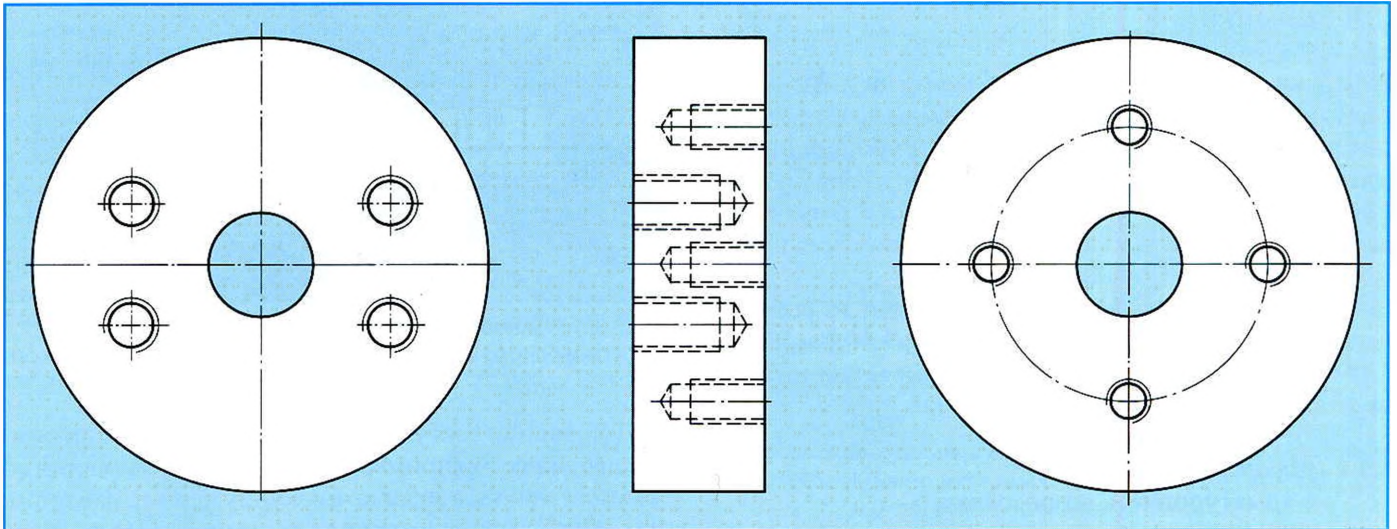


Рис. 198: Неподвижное устройство для прохода трубопроводов в палубе

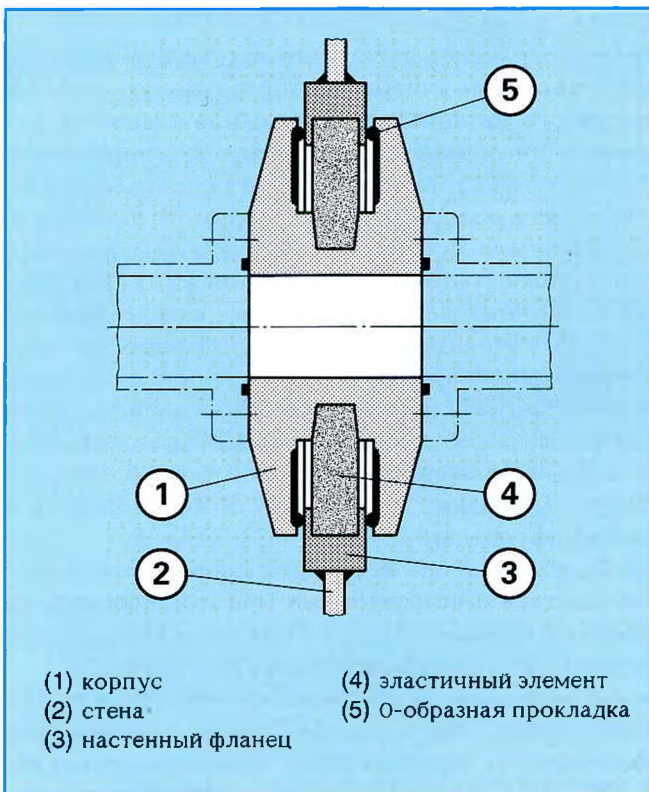


Рис. 199: Подвижное устройство для прохода трубопроводов

### 5.3 Шланги

Шланги являются надёжными элементами энергопередачи в гидравлических системах. Они должны надёжно компенсировать движения трубопроводов или являться продольными компенсаторами на длинных участках систем. Они должны отвечать всем требованиям, выставляемым в каждом конкретном случае.

Шланговые (или рукавные) линии состоят из собственно шлангов и соответствующей арматуры. При этом арматура согласуется с системой соединений, принятой для данных трубопроводов.

#### 5.3.1 Шланговые линии с арматурой под запрессовку

Как видно по рисункам 200 до 207, при помощи запрессовки на конец шланга могут быть посажены самые различные виды соединительной арматуры. К ним относятся самые различные соединительные элементы с уплотняющей отбортовкой, наружные конусы с углом  $24^\circ$ , а также соединения для фланцев. Арматура продаётся в прямом исполнении, с коленом  $45^\circ$  и  $90^\circ$ .

Шланг и арматура могут выбираться конструкторами раздельно.

Выбор арматуры зависит от системы трубопроводной обвязки, например, принимается ли она на соединениях с уплотняющей отбортовкой, с врезными кольцами, на приварных конусах или на фланцах. Используемая в гидравлических системах арматура изготавливается из стали, а в особых случаях - из нержавеющей стали.

При выборе шлангов необходимо в общем исходить из ДУ и РУ. Оба этих фактора указываются на схеме объёмным расходом и рабочим давлением. Кроме того при выборе необходимо учитывать стойкость материалов к среде, рабочую температуру и влияние внешних условий.

В напорных шланговых линиях скорость движения жидкости - кроме всего прочего и по причинам уровня шума - не должна превышать 2 до 3 метров в секунду. В линиях возврата эта величина тоже не должна превышать.

Рабочее давление должно быть не более  $1/4$  от давления разрыва шланга. Это учтено в каталожных данных по допустимым рабочим давлениям.

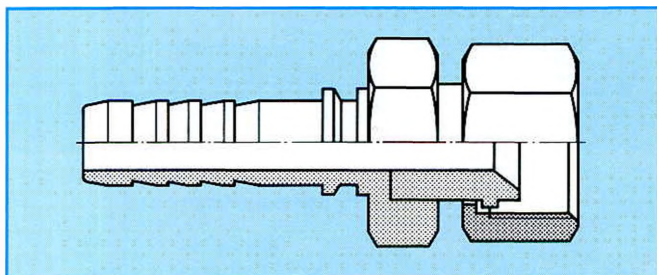


Рис. 200: Прямой соединительный ниппель для резьбового соединения с уплотняющей отбортовкой

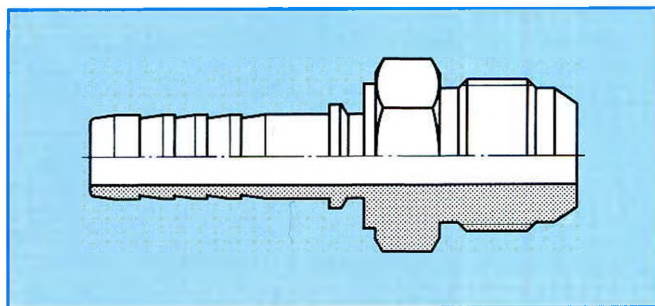


Рис. 201: Прямой ниппель с наружной резьбой для резьбового соединения с уплотняющей отбортовкой

В гидравлических системах с выраженными пиками по давлению - например, при изменении давления со скоростью более 3000 бар в секунду и пиках давления до 20% выше номинального давления (РУ) - необходимо принимать шланги более высокой степени по давлению, чем это требуется на основании расчёта по давлению.

При выборе материального исполнения шланга необходимо также учитывать стойкость внутреннего и наружного материала к среде и/или к внешним условиям. В продаваемых шлангах внутренний слой резины устойчив к жидкостям на основе минеральных масел и водных растворов гликоля. Для работы с фосфорными эфирами должно предусматриваться особое покрытие внутреннего слоя. Наружное покрытие обычных шлангов устойчиво к озону. Многие заводы-изготовители выполняют его также стойким и к минеральным маслам. Это надо проверять в каждом конкретном случае. При использовании шлангов внутри ёмкостей, заполненных фосфорным эфиром, и наружный материал должен быть согласован со средой. В таблице 58 приведён обзор стойкости к различным средам.

Необходимая длина шланговой линии должна рассчитываться конструкторами. При этом необходимо помнить, чтобы учитывался минимальный радиус изгиба и не имеющая изгиба зона по таблице 59.

Испытание шланговых линий производится по DIN 20021. В зависимости от типа шланга должно быть выдержано от 100000 до 400000 знакопеременных нагрузок при импульсном подъёме давления примерно на 50% выше номинального.

Шланги или шланговые линии должны храниться в прохладном и сухом помещении при температуре около  $+20^\circ$  при относительной влажности воздуха 65% и должны быть защищены от попадания солнечных лучей.

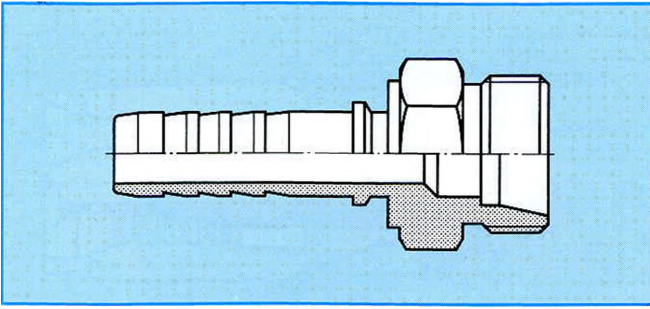


Рис. 202: Прямой ниппель для подключ. под углом 24°

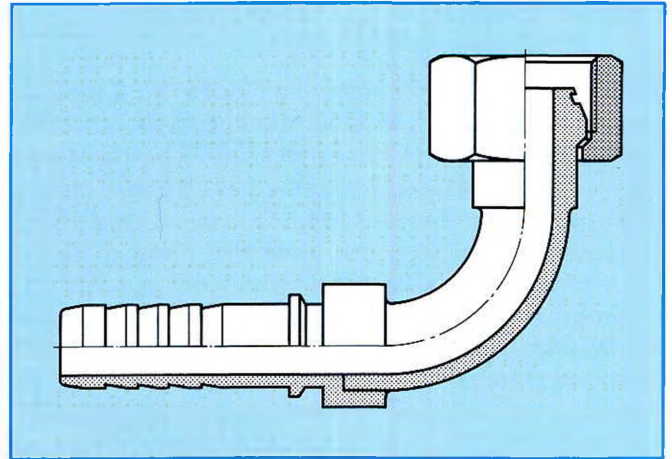


Рис. 205: Колено 90° с подключением под углом 24° и O-образной прокладкой

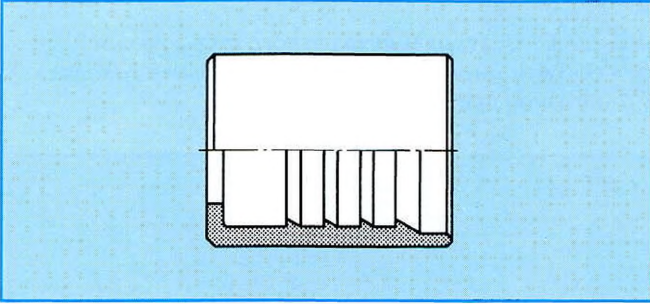


Рис. 203: Посадка под запрессовку

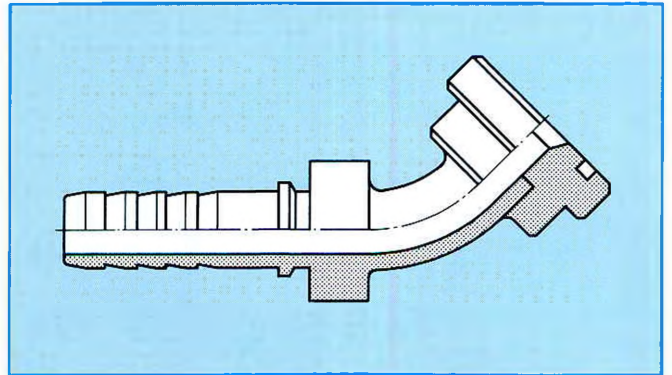


Рис. 206: Колено 45° для соединения на фланце SAE

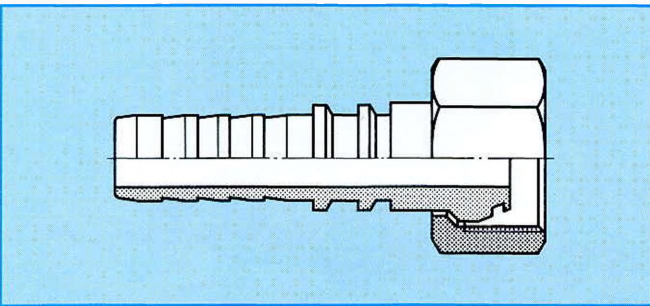


Рис. 204: Прямой ниппель для соединения под углом 24° с O-образной прокладкой

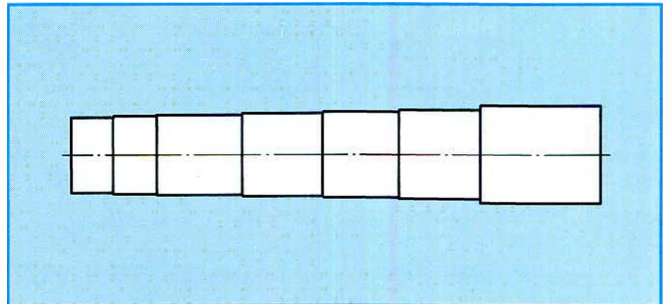


Рис. 207: Шланг, например, 4 SP-SAE 100 R9R, 4 SH-DIN 22023/2

### 5.3.2 Резьбовая арматура многократного пользования

Линии с арматурой многократного пользования применяются в гидравлических системах для того, чтобы заменять при ремонте только сам шланг. В этом случае соответствующему ремонтному отделу нужно иметь не готовые линии, а шланги в виде бухт. А арматура, как следует из названия раздела, может быть использована повторно.

В принципе эта арматура имеет те же самые возможности подключения, что и запрессовываемая. Различие состоит в том, что шланг охватывается втулкой арматуры и затем натягивается по коническому штуцеру до плотной посадки на арматуре. Фиксация шланга на арматуре достигается за счёт особой формы втулки. Такое соединение шланга и арматуры ограничивает допустимое рабочее давление. Оно обычно ниже, чем для арматуры под запрессовку.

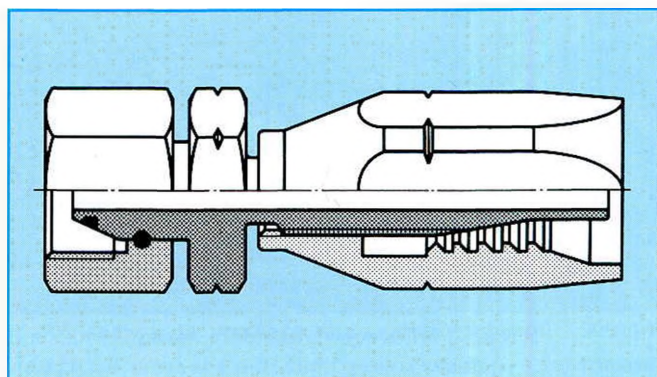
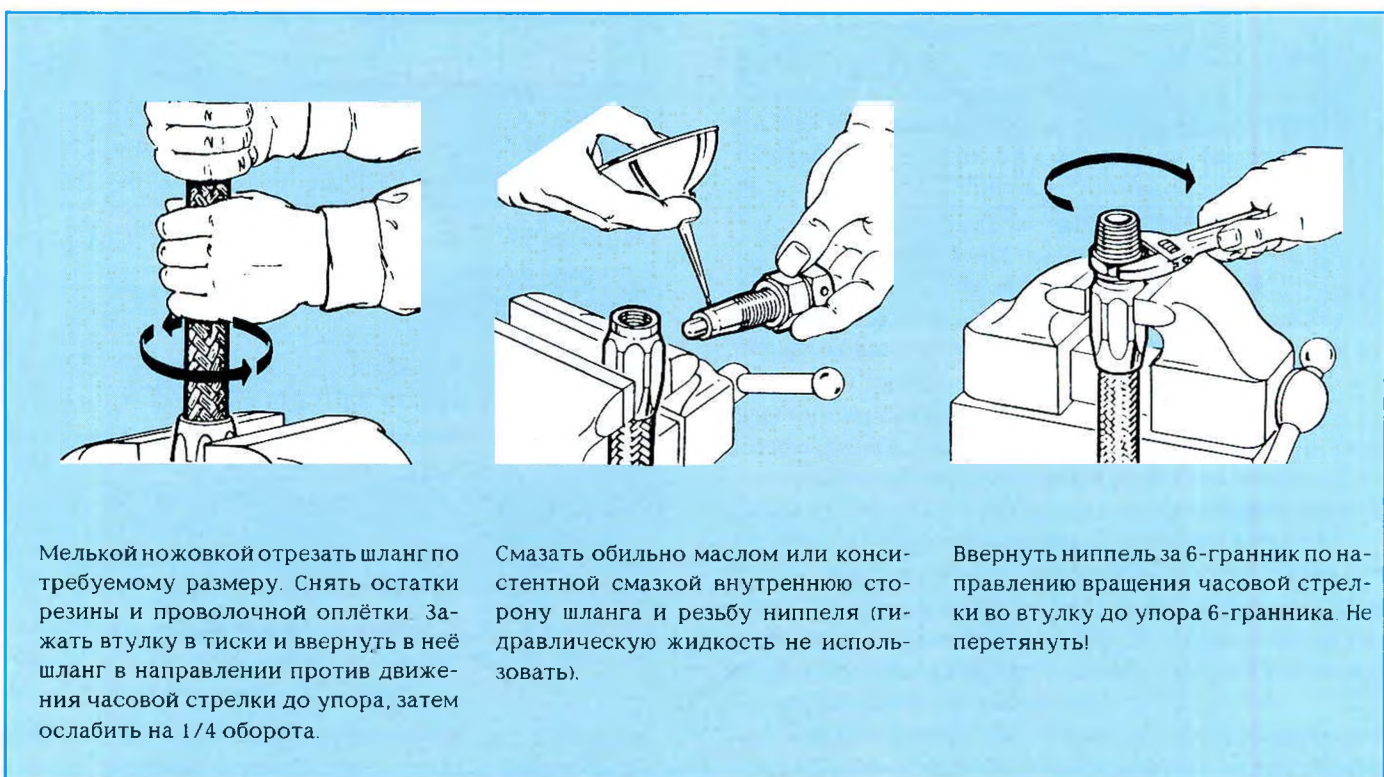


Рис. 208:  
Резьбовая арматура многократного пользования для штуцера с конусом 24°. Уплотнительная головка - с O-образной прокладкой



Мелькой ножовкой отрезать шланг по требуемому размеру. Снять остатки резины и проволочной оплётки. Зажать втулку в тиски и вернуть в неё шланг в направлении против движения часовой стрелки до упора, затем ослабить на 1/4 оборота.

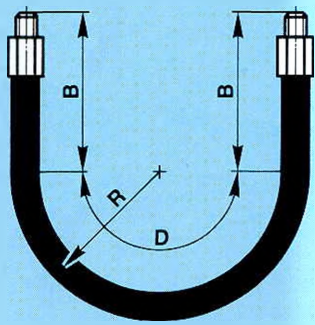
Смазать обильно маслом или консистентной смазкой внутреннюю сторону шланга и резьбу ниппеля (гидравлическую жидкость не использовать).

Ввернуть ниппель за 6-гранник по направлению вращения часовой стрелки во втулку до упора 6-гранника. Не перетянуть!

Рис. 209: Указания по монтажу резьбовой арматуры многократного пользования

Гидравлическая жидкость	Материал шланга	Допустимая температура
HL и HLP по DIN 51 524, часть 1 и 2 (минеральные масла)	NBR	100 °C
HFA и HFB по VDMA 24 317 (вода и эмульсии масла в воде)	NBR	55 °C
HFC по VDMA 24 317 (раствор гликоля)	NBR	70 °C
HFD-R по VDMA 24 317 (эфир фосфорной кислоты)	Полиамид/ EPDM	80 °C
HFD-U по VDMA 24 317 (полиолефиновый эфир)	NBR	80 °C

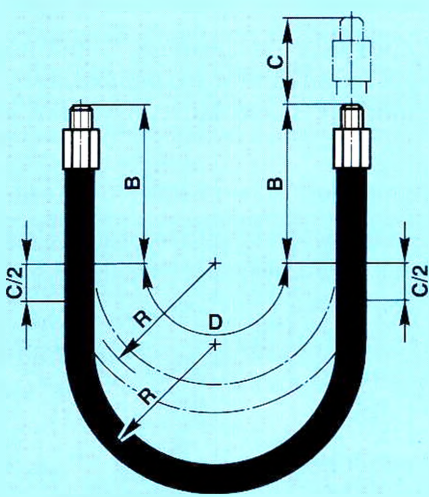
Таблица 59



**Расчёт жёстко установленных линий**

Общая длина  $L = 2B + 3,14 \cdot R$   
( $3,14 \cdot R = D$ )

$R \geq$  минимальный радиус загиба



**Расчёт жёстко подвижных линий**

Общая длина  $L = 2B + 3,14 \cdot R + C$   
( $3,14 \cdot R = D$ )

при движении в рабочем объёме учитывать дополнительную длину C

качество шланга <sup>*)</sup>	внутренний диаметр (ДУ)	6	8	10	12	16	20	25	32	40
		дополнительная длина B в мм								
1 ST и 1 SN	допуст. избыточ. рабочее давл. "p" в бар	225	215	180	160	130	105	88	63	50
	минимальный радиус загиба R в мм	100	115	130	180	200	240	300	420	500
2 ST и 2 SN	допуст. избыточ. рабочее давл. "p" в бар	400	350	330	275	250	215	165	125	90
	минимальный радиус загиба R в мм	100	115	130	180	200	240	300	420	500
4 SP и 4 SH	допуст. избыточ. рабочее давл. "p" в бар	450	—	445	415	350	350	280	210	185
	минимальный радиус загиба R в мм	150	—	180	230	250	300	340	460	560

Таблица 60

<sup>\*)</sup> качество шланга по DIN 20 066

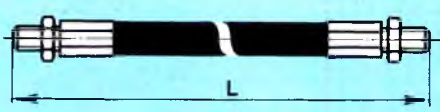
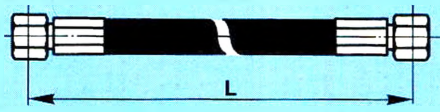

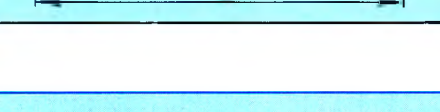
длина $L$ в мм	до ДУ25	допуски на ДУ32 до ДУ50	ДУ60 до ДУ100	
до 630	+ 7 мм - 3 мм	+ 12 мм - 4 мм		
630 до 1250	+ 12 мм - 4 мм	+ 20 мм - 6 мм	+ 25 мм - 6 мм	
1250 до 2500	+ 20 мм - 6 мм	+ 25 мм - 6 мм		
2500 до 8000		+ 1,5 % - 0,5 %		
свыше 8000		+ 3 % - 1 %		

Таблица 61: Допуски на длины монтируемых шланговых линий по DIN 20 066

### 5.3.3 Монтаж шланговых линий

Правильная прокладка шланговых линий повышает срок их эксплуатации. Для этого необходимо учитывать положения DIN 20066, часть 4, монтаж шланговых линий.

Избегать скручивания шланга при монтаже!

Шланговые линии должны монтироваться так, чтобы на них действовала только нагрузка от собственного веса!

При сложной конфигурации прокладки длина шланговых линий должна выбираться так, чтобы оставалась зона без изгиба!

Арматура должна выбираться таким образом, чтобы не было дополнительных нагрузок на шланг!

Шланговые линии должны быть защищены от внешних воздействий. Элементы конструкций с острыми краями должны иметь защитные покрытия. В случае необходимости шланги сами должны иметь защитные покрытия!

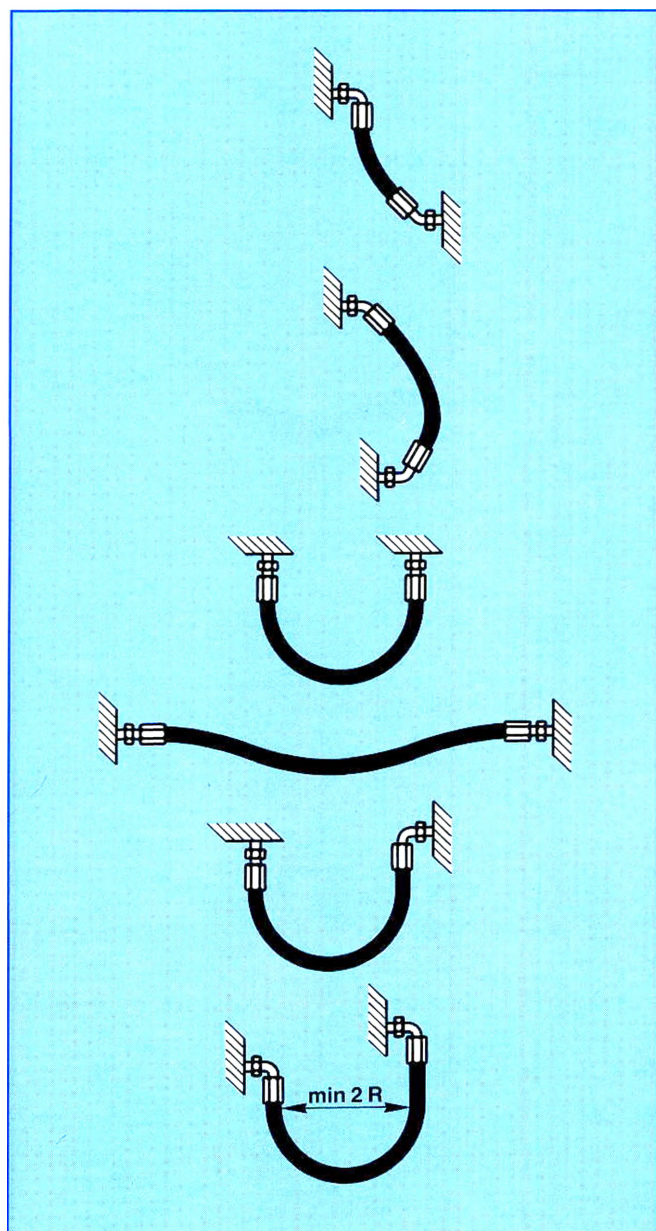


Рис 210: Примеры правильной прокладки шланговых линий

### 5.3.4 Условия безопасной эксплуатации шланговых линий

Выбор шланговых линий в соответствии с рабочим давлением и рабочими условиями при достаточном условном проходе (ДУ).

- Диапазоны применения должны выбираться по соответствующим нормам.
- Соблюдение правильности соединения.
- Тщательное выполнение монтажа.
- Регулярность ревизий для своевременного выявления дефектов.
- Быстрая замена дефектных участков.

Отраслевыми профсоюзами выпущены специальные предписания. Они приведены в брошюре "Правила безопасной эксплуатации шланговых линий гидравлических систем" ZH I/74, издание: октябрь 1984 г.. Приведённые ниже примеры возможных дефектов шланговых линий взяты из этой брошюры.

### 5.3.5 Примеры возможных дефектов шланговых линий

1. Не нарушается ли естественное положение или движение шланговой линии?
2. Не действуют ли на шланговую линию усилия растяжения, скручивания или сжатия?
3. Не занижается ли минимальный указанный заводом-изготовителем радиус изгиба шланговой линии при её движении или в спокойном состоянии?
4. Имеется ли внешнее механическое, тепловое или химическое воздействие на шланговую линию?
5. Имеется ли наружное лаковое покрытие шланговых линий?
6. Имеются ли повреждения наружного слоя (потёртости, порезы, трещины)?
7. Не является ли наружный слой хрупким (нет ли образования трещин на материале шланга)?
8. Имеются ли вмятины?
9. Имеются ли на шлангах переломы?
10. Не наблюдается ли образования пузырей на поверхности шлангов?
11. Нет ли разгерметизации арматуры?
12. Нет ли утечек из шланга?
13. Не соскакивает ли шланг с арматуры?
14. Не ли повреждения или деформации арматуры?
15. Не подвергается ли арматура коррозии?
16. Не меняется ли окраска наружного слоя (например, от действия растворителей)?
17. Не превышен ли установленный срок эксплуатации?

### 5.4 Быстроразъёмные муфтовые соединения

Служат для быстрого отключения и соединения элементов гидравлических систем. Диапазон их применения разнообразен, но преимущественно они используются в тех случаях, когда узлы машинного оборудования должны соединяться с гидравлической системой лишь периодически.

При использовании быстроразъёмных муфт автоматически срабатывают обратные клапаны, открывающие проход при подключении и запирающие его при отключении. Обратные клапаны выполнены так, что они обеспечивают полную герметичность в отключённых элементах, которые могут нагружаться до рабочего давления.

Обычно наконечник соединён с трубопроводом, а муфта - со шлангом. Соединения "муфта - трубопровод" и "наконечник - шланг" выбираются произвольно. Подключение к системе трубопроводов соответствует обычным соединениям. Присоединение к шлангу выполняется в основном при помощи наружного конуса с O-образной прокладкой.

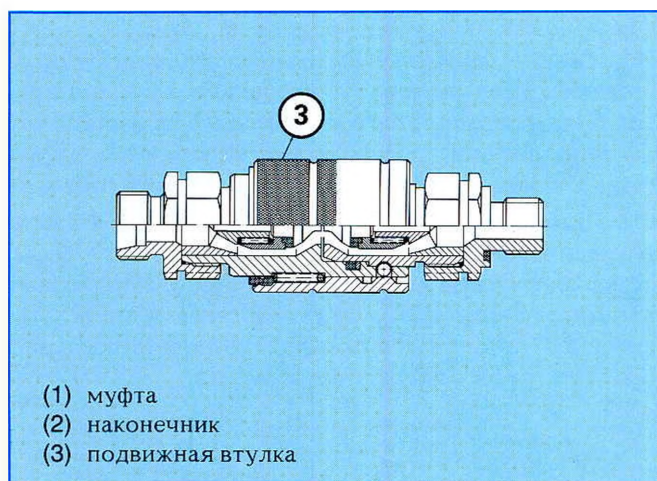


Рис. 211. Быстродействующая муфта в соединённом состоянии

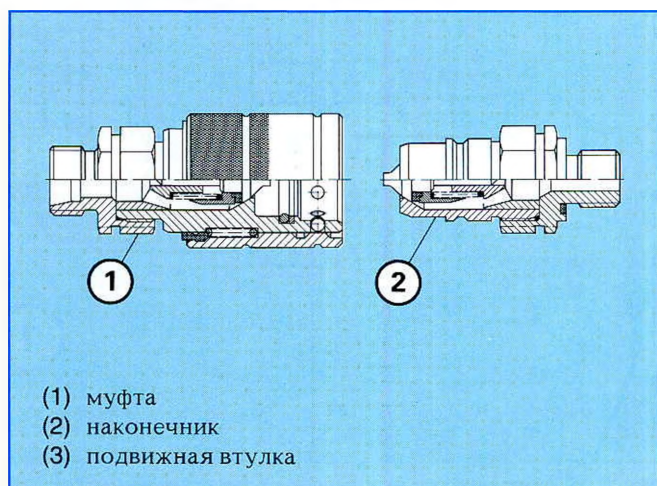


Рис. 212. Быстродейст. муфта в разъединённом состоянии



## 5.5 Компенсаторы

Резиновые компенсаторы служат в трубопроводных системах для компенсации удлинений, напряжений, смещений и движений, вызываемых колебаниями температуры, просадками фундаментов, знакопеременными нагрузками или вибрациями. Они используются также для гашения корпусного шума и толчков, а также для компенсации неточностей выполнения монтажа.

Используемые обычно в гидравлических системах компенсаторы выполняются из резины или искусственного каучука различных марок - например EPDM-хлоропрен или NBR, - которые в зависимости от давления - наносятся на мощный каркас из синтетических волокон или стальной проволоки (таблица 62).

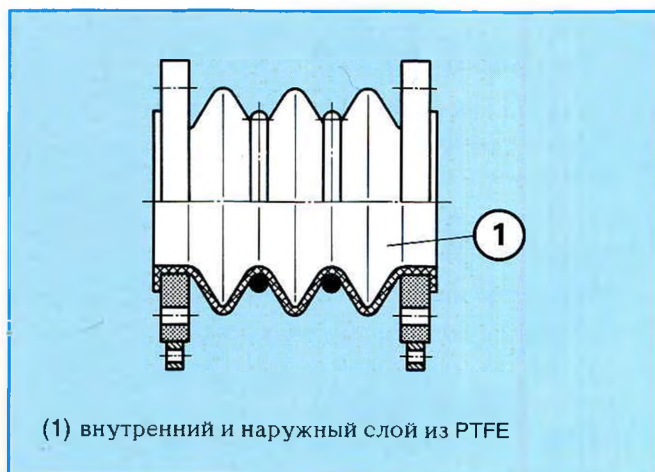
Для установки в системе трубопроводов используются от ДУ 40 и выше стальные фланцы из материала St 37.2 или при необходимости из других материалов, а до ДУ 40 - трубная арматура (рисунки 213 до 215).

В продаже имеются обрезиненные компенсаторы на ДУ от 20 до 3600 и на РУ 6, 10 или 16. Можно приобрести также и компенсаторы с особыми условиями подключения, например, на фланцах SAE.

Способность выдерживать давление обрезиненных компенсаторов зависит от их размеров и исполнения, температурной нагрузки, а также от выполняемых перемещений (диаграмма в таблице 63).

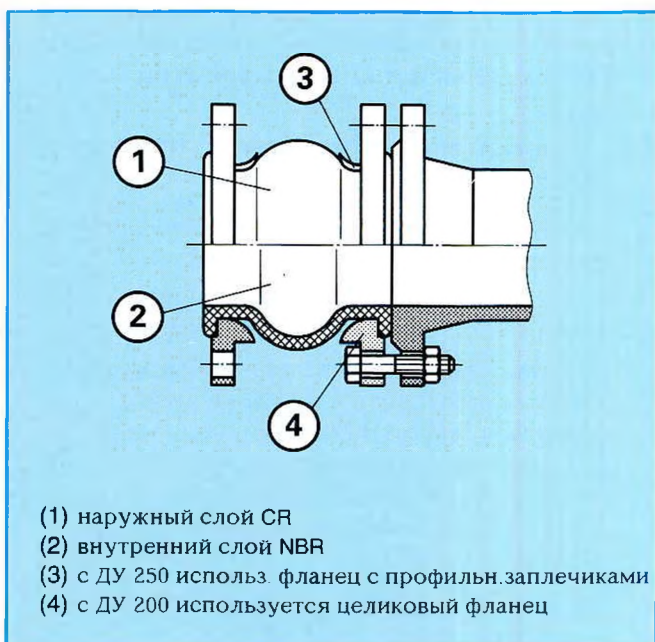
Обычно компенсаторы с усилением из синтетического волокна используются до температуры +10 °С, а с усилением из стальной проволоки - до +130 °С.

В гидравлических системах обрезиненные компенсаторы ставятся преимущественно на линии всасывания. В этом случае они могут комбинироваться с отсечными задвижками (рисунок 216).



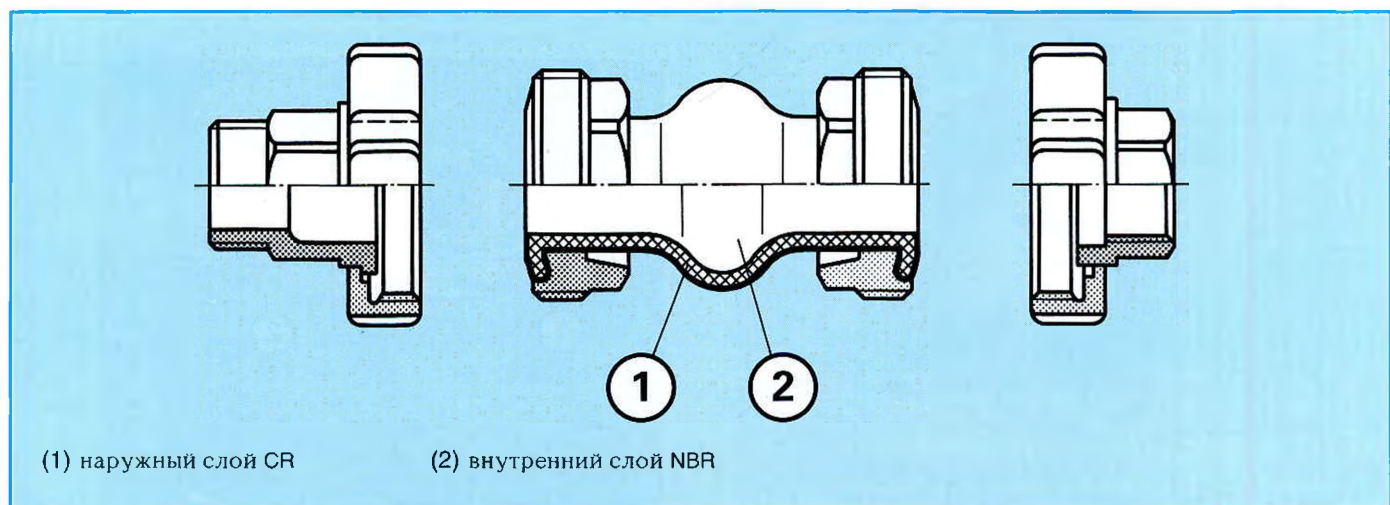
(1) внутренний и наружный слой из PTFE

Рис. 213: Компенсатор на фланцах по DIN 2632 и 2633, РУ 10 и 16, ДУ 40 до 400, используется на фосфорной кислоте



(1) наружный слой CR  
(2) внутренний слой NBR  
(3) с ДУ 250 использ. фланец с профильн. заплечками  
(4) с ДУ 200 используется цельковый фланец

Рис. 214: Компенсатор на фланцах по DIN 2632 и 2633, РУ 10 и 16, ДУ 40 до 400



(1) наружный слой CR (2) внутренний слой NBR

Рис. 215: Компенсатор на резьбовых подключениях от G 3/4 до G 1 1/2; резьба может быть наружной или внутренней, используется для минерального масла и водного раствора гликоля

Тип (условное обозн.) по интернац. номенклатуре / наиболее употребимые торговые обозначения типов каучука	Основные свойства	Применение
<b>EPDM</b> Этилен-пропилен-терполимеризат / Буна АР <sup>3)</sup> Келтан <sup>4)</sup> Висталон <sup>5)</sup>	Жаро- и атмосферостойкий, с особой стойкостью к сильным окисляющим средам, а также к очень многим химикатам; практически газо-непроницаем (за исключением углеводородных газов); при длительной эксплуатации выдерживает до +100 °С; сохраняет пластичность до -25 °С (не стоек к маслам).	Для воды, горячей воды, мягкого пара, на химических установках для кислот, щелочей, протравливающих реактивов, растворов гипохлорида и многих других.
<b>NBR</b> Бутадиен-акрилонитриловый каучук / Пербунан <sup>2)</sup>	Прекрасная стойкость к бензину и маслам; особенно стоек к набуханию, например от бензин-бензоловой смеси; практически не пропускает углеводородные газы; при длительной эксплуатации выдерживает до +90 °С; не стоек к горячей воде.	Для городского газа, природного газа, мазута, топлив, минеральных масел, доменного газа, минеральных масел по DIN 51 524, часть 1 и 2, (раствора гликоля) по VDMA 24 317
<b>CR</b> Полихлоропон / Неопрен <sup>1)</sup> Байпреп <sup>2)</sup>	Универсальный, очень стоек к маслам, атмосферным воздействиям, пламени, старению, органическим и неорганическим химикалиям; практически не пропускает углеводороды; не стоек к горячей воде; выдерживает при длительной эксплуатации до +90 °С; достаточная пластичность до -20 °С.	На установках водоснабжения, для охлаждающей воды, морской воды, кислот и щелочей, воздуха, коксового газа, бумажных веществ, фекалий.
<b>PTFE</b> Тефлон	Устойчив к кислотам в любой концентрации, щелочам, хлоридам, сульфатам, растворителям, отбеливателям, перекисям, фенолам, маслам, жирам, воде, пару, топливам; при длительной эксплуатации выдерживает температуры от -70 оС до +230 °С, а при кратковременных пиках - до +280 °С.	Для эфира фосфорной кислоты HSD по VDMA 24 317 (поставляется только многоволновым).
Товарные знаки: <sup>1)</sup> Du Pont (Дюпон), <sup>2)</sup> Bayer Ag (Байер АГ), <sup>3)</sup> Buna Hüls (Буна Хюльс), <sup>4)</sup> DSM, <sup>5)</sup> Esso (Эссо)		

Таблица 62: Компенсаторы; стандартные типы, свойства и применение

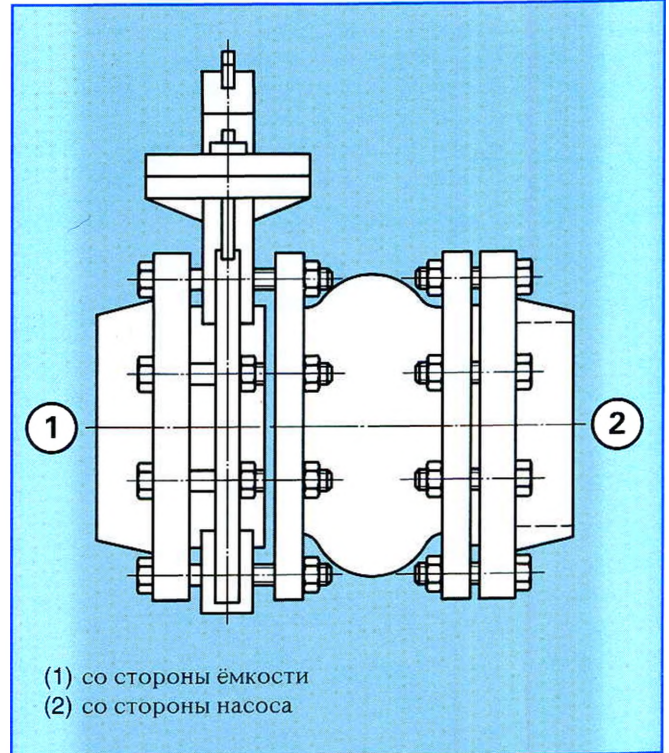
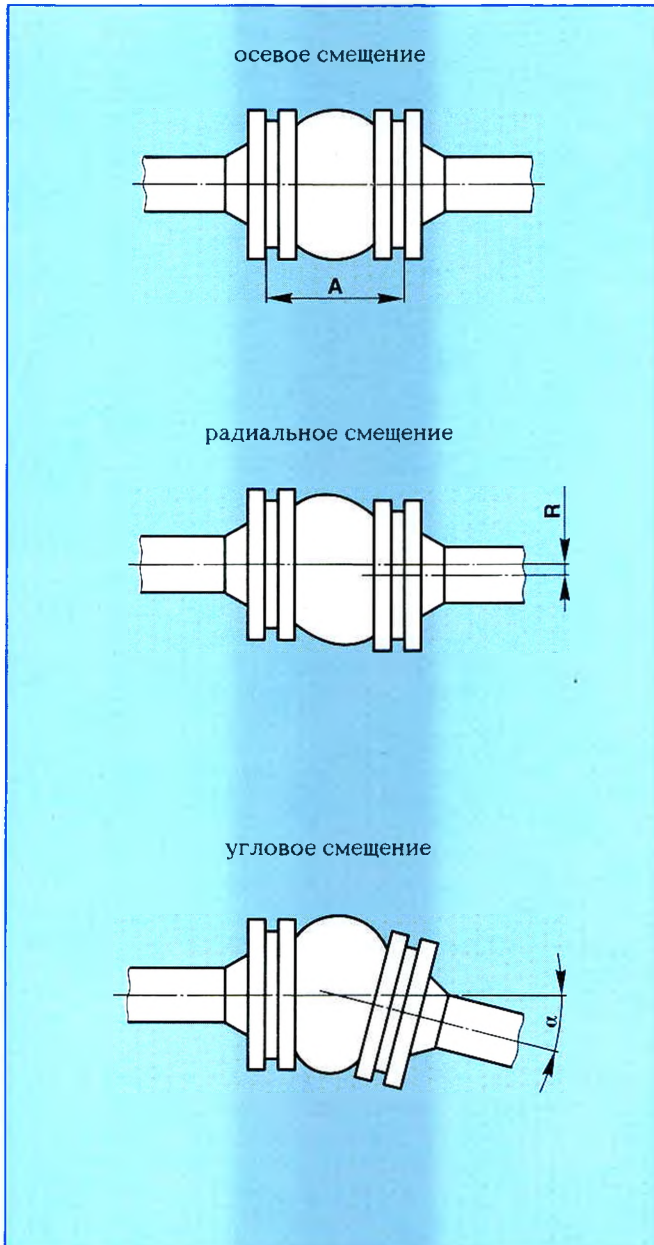
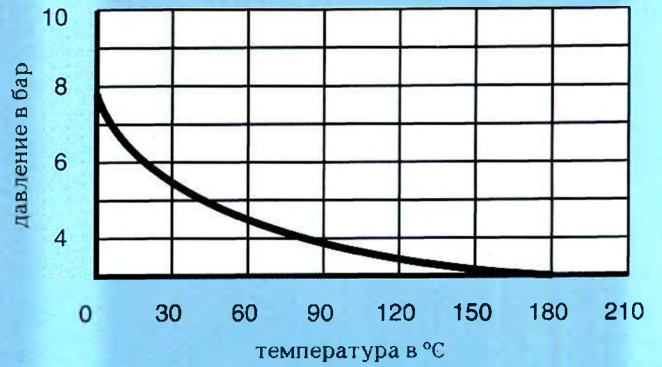


Рис. 216. Комбинация "компенсатор - задвижка"



ДУ	смещение в мм						угловое $\pm \alpha$ 110 °C	колич. допустим. циклов знакоперем. нагрузки <sup>*)</sup>			усилия смещения в Н/мм $\pm 25\%$	
	осевое			радиальное				50 °C	100 °C	130 °C	сжатие	удлинение
	50 °C	100 °C	110 °C	50 °C	100 °C	110 °C						
40	30	25	15	10	6	4	25	20 000	8 000	2 000	34	34
50	30	25	15	10	6	4	25	20 000	8 000	2 000	25	27
65	30	25	15	10	6	4	25	20 000	8 000	2 000	36	55
80	40	35	25	10	6	4	20	20 000	8 000	2 000	25	47
100	40	35	25	10	6	4	15	20 000	8 000	2 000	34	80
125	40	35	25	10	5	4	15	20 000	8 000	2 000	20	90
150	40	35	25	10	6	4	12	20 000	8 000	2 000	25	120
175	40	35	25	10	6	4	10	20 000	8 000	2 000	35	140
200	45	40	30	15	10	6	8	20 000	8 000	2 000	65	300
250	45	40	30	15	10	6	7	20 000	8 000	2 000	120	360
300	45	40	30	15	10	6	6	20 000	8 000	2 000	120	360
350	45	40	30	15	10	6	5	20 000	8 000	2 000	120	360

\*) Количество циклов знакопеременной нагрузки принимается для полного смещения в осевом или радиальном направлениях. При колебаниях с малой амплитудой допускается значительное большее количество циклов знакопеременной нагрузки.

Таблица 63. Восприятие перемещений компенсаторами на основе из стальной проволоки

Эластичные трубные соединения должны устанавливаться таким образом, чтобы был возможен их визуальный контроль. Резиновые элементы не должны иметь лакокрасочных покрытий и изоляции.

Эластичные трубные соединения должны по возможности работать на сжатие. Необходимо избегать нагрузок на растяжение в рабочем состоянии. Скручивание недопустимо.

Между двумя жёсткими опорами может устанавливаться только одно эластичное соединение труб.

Эластичные трубные соединения должны быть защищены от излучения и жары, в противном случае они должны иметь покрытие или защитную оболочку.

При прохождении через трубопровод электрических токов (например, при заземлении сварочных трансформаторов) компенсатор должен быть достаточно надёжно зашунтован. При отсутствии таких перемычек трубопровод действует как электрическое сопротивление и может быть разрушен.

В компенсаторах в результате их особой формы может возникать завихрение потока, приводящее к повышению шума. В этих случаях необходимо устанавливать проводящую трубу.

## 6. Изготовление гидравлических трубопроводных систем

### 6.1 Введение

Для изготовления гидравлических трубопроводных систем известны два отличающихся друг от друга метода:

- доизготовление в условиях мастерской и
- изготовление непосредственно на монтажной площадке.

Зачастую по техническим и практическим соображениям используют комбинацию обоих этих методов.

#### 6.1.1 Доизготовление

При доизготовлении трубопроводы выполняются в мастерской отдельно от остальных работ на площадке и затем поставляются на монтаж. Для этого необходимо иметь специальный отдел доизготовления, оснащённый необходимыми производственными средствами.

После установки гидравлических агрегатов производится замер трасс гидравлических линий и представление их на изометрических чертежах, по которым они и изготавливаются в отделе доизготовления.

Для монтажа на площадке используется укомплектованный "вагончик", содержащий аппаратуру, не-

обходимую для ограниченного изготовления трубопроводов или выполнения изменений.

Преимущества доизготовления:

- меньшая потребность в персонале, материалах и объёмах выполняемых работ на площадке без потери производственной гибкости;
- лучшее овладение технологией изготовления трубопроводов при постоянно высоком качестве за счёт:
  - оптимизации производства в условиях отдела с постоянным машинным парком, имеющим специальные современные средства, квалифицированный персонал и обеспечивающим автоматизацию работ;
- наличие коротких производственных связей между проектировщиками, конструкторами и производственным отделом;
- меньшая потребность в транспорте для доставки материалов и оборудования.

Другое преимущество доизготовления заключается в возможности промывки и опрессовки трубопроводов в мастерской. Монтаж на площадке резьбовых соединений менее удобен.

Использование этого метода позволяет значительно сократить сроки выполнения работ.

Использование метода доизготовления ведёт к явному повышению качества выполнения работ. Но для этого в самом начале требуются капиталовложения и овладение опытом работы.

#### 6.1.2 Изготовление трубопроводов на монтажной площадке

Изготовление трубопроводных систем на монтажной площадке ведётся в соответствии с общим выполнением строительно-монтажных работ.

Заготовленные на месте монтажа трубопроводы изготавливаются и монтируются в небольших объёмах на самой площадке или около неё; затем нарезаются, изготавливаются и монтируются следующие трубопроводы.

Бригады по изготовлению трубопроводов и их монтажу работают в тесном сотрудничестве и зависят при этом друг от друга. Необходимым условием является наличие хорошо оснащённой мастерской. Преимущество метода изготовления трубопроводов на монтажной площадке:

- возможность быстрой реакции на изменения в ходе строительства;
- частая возможность раннего начала строительно-монтажных работ;
- короткие и прямые производственные связи между заказчиком и строителями.

## 6.2 Доизготовление трубопроводов гидравлических систем

Основой для выполнения трубопроводов является схема гидравлической системы.

Указанные в ней гидравлические агрегаты и компоненты системы должны быть размещены и установлены в соответствии с компоновочным чертежом. Определённые части трубопроводных систем могут разрабатываться и доизготавливаться уже по компоновочному чертежу. Частично трубопроводы замеряются по своей длине на монтажной площадке после установки гидравлических агрегатов и компонентов системы.

### 6.2.1 Трассировка трубопроводов

И в этом случае основное значение имеет гидравлическая схема, так как в ней должны быть указаны подключения и размеры трубопроводов.

На основании этой информации на площадке по согласованию с заказчиком определяется общая трассировка линий. Необходимо также поведение согласований и с монтажниками по другим частям проекта (например, с электриками). Согласованные участки должны быть зарезервированы строителями для прокладки трубопроводов. Затем каждая линия точно вымеряется и представляется с дополнительными данными на изометрических чертежах, которые передаются в отдел доизготовления.

### 6.2.2 Изготовление трубопроводов

Доизготовление предполагает, что все машинное оборудование и инструмент, необходимые для этого, будут сконцентрированы в центральной мастерской.

Стационарная установка этого машинного оборудования даёт возможность использования укрупнённых и современных производственных средств, например, гибочных станков с программно-числовым управлением, сварочных автоматов, промывочно-опрессовочных блоков, рентгеноскопии в отдельном помещении, травильных устройств длиной до 7 метров и установок напыления лакокрасочных консервирующих покрытий. Разумеется, при определении структуры отдела учитывается наиболее экономичная схема технологического прохождения материала.

В правильно организованном цехе доизготовления должно быть отдельное помещение для выполнения трубопроводов из нержавеющей стали и соответствующий инструмент. Это необходимо для предотвращения "загрязнения" материала.

При изготовлении трубопровод проходит следующие операции:

- заготовку,
- гибку,
- нанесение соединительных элементов,
- протравливание/пассивирование,
- очистку,
- промывку и опрессовку,
- консервацию,
- подготовку к отгрузке.

Одновременно должны выполняться силами собственного отдела доизготовления и дополнительные строительные работы, как, например:

- изготовление опорных конструкций,
- выполнение требуемых фундаментов,
- выполнение проёмов и проходов,
- выполнение блоков сборных и распределительных разводов,
- выполнение прочих компонентов линий и трасс прокладок трубопроводов.

#### 6.2.2.1 Заготовка труб

Заготовку труб требуемой длины лучше всего производить на труборезных станках, так как при использовании ручных труборезов заужается проходное сечение труб.

#### 6.2.2.2 Гибка

Для снижения возможности утечек лучше использовать гнутые детали, чем ставить сборные узлы на резьбовых соединениях. Кроме того сама гибка производится быстрее, чище, дешевле и с меньшим шумом.

По гидродинамическим соображениям колена должны иметь возможно больший радиус загиба. Компромиссное решение в связи с размерами установочных мест на площадке представляет собой используемое в гидравлике правило: радиус загиба должен быть равен трём наружным диаметрам трубы,  $R = 3 \times d$ .

При малых радиусах загиба ( $R = 1,5 \times d_{\text{нар}}$ ) фактор гидравлического сопротивления становится более существенным.

Различают следующие способы гибки труб:

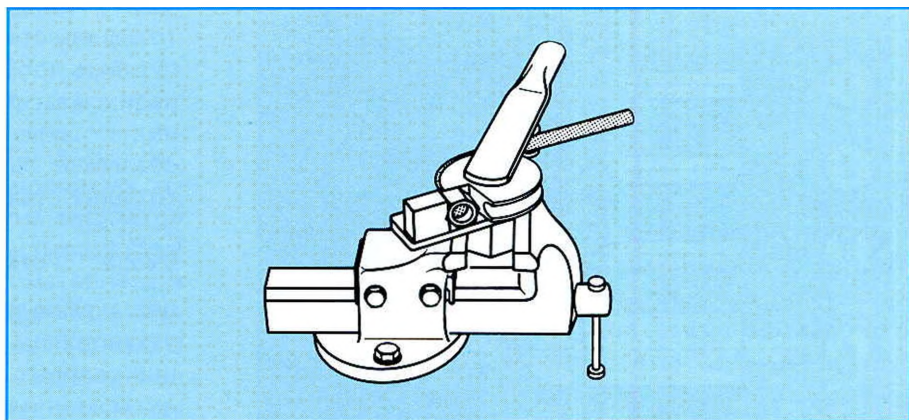


Рис. 217: Ручная гибка

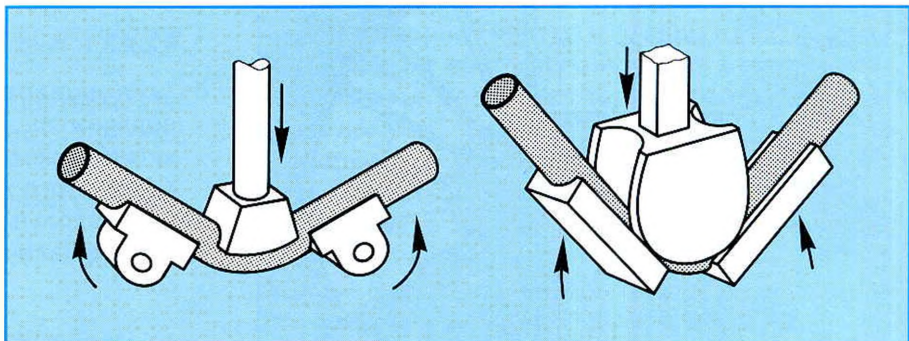


Рис. 218:  
Гибка труб двухсторонним давлением

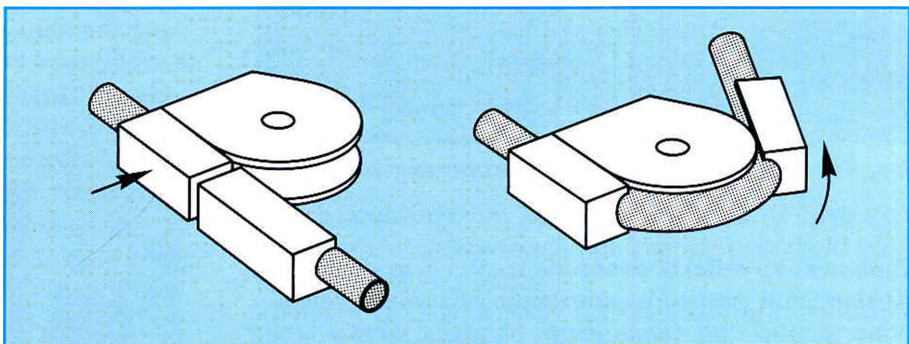


Рис. 219: Гибка труб обжатием

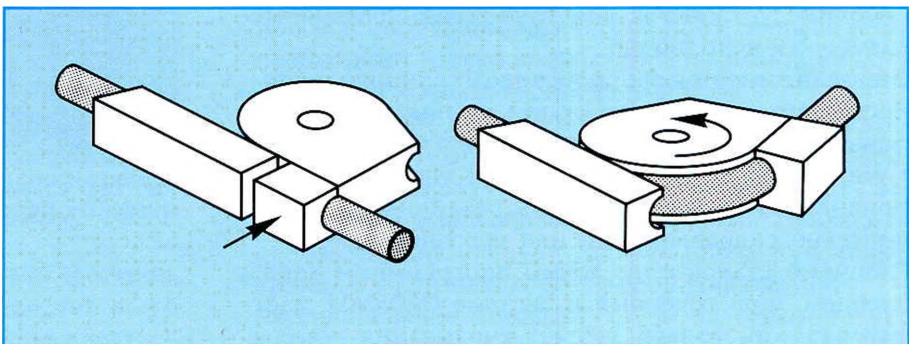


Рис. 220: Гибка труб вытяжением

Лучшим способом является гибка труб вытяжением, обеспечивающая наибольшую точность. Большим его преимуществом является и тот факт, что труба может иметь при этом внутреннюю опору.

Для предотвращения получения овального сечения или других деформаций тонкостенные трубы должны иметь в точке изгиба внутреннюю опору. Это осуществляется при помощи оправок.

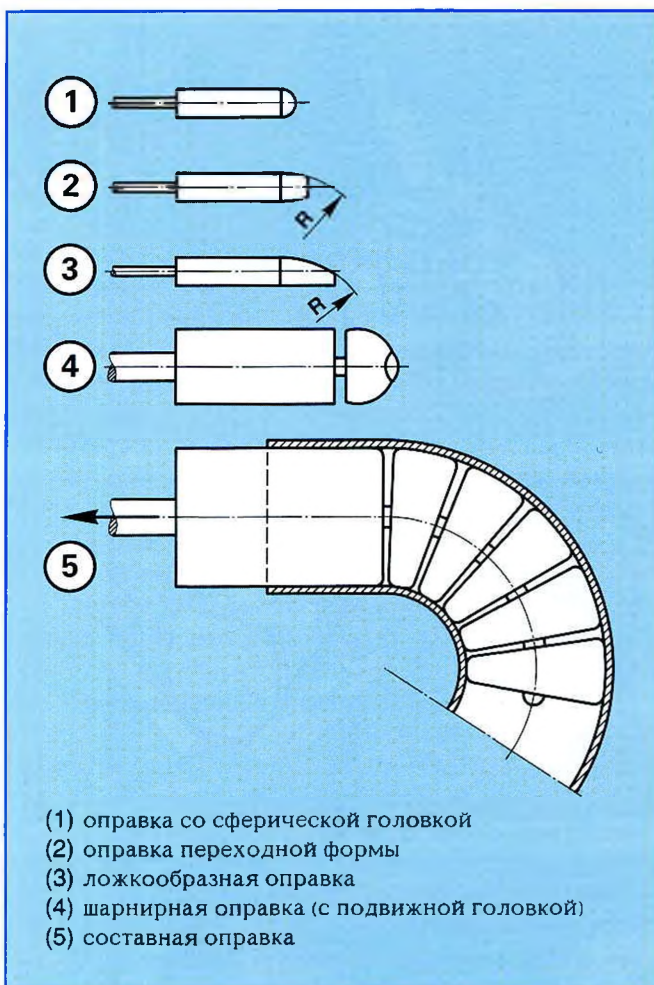


Рис. 221. Оправки различной формы

При гибке труб без оправок часто получается потеря правильной формы и занижение толщины стенки в зоне загиба. При увеличении радиуса загиба такие явления могут встречаться в ограниченном объёме. Гибочные устройства для труб бывают различных размеров и исполнений.

В продаже имеется оборудование от ручного гибочного станка, гибочного станка на подставке и до одинарного или многопозиционного гибочного автомата с числовым программным управлением. И приводы станков могут быть различными: механические, гидравлические или электрические.

Гибочный станок с числовым программным управлением, подключённый к системе CAD/CAM, даёт возможность только за счёт считывания номера

трубы выполнения одного или нескольких полностью автоматизированных циклов гибки, включая забор материала со склада и до выдачи готового изделия.

Этот способ быстрый и точный. Экономичность же его выявляется только на больших сериях.

Особое место занимает индуктивный способ гибки труб. Он используется в основном на трубопроводах больших диаметров и большой толщины стенки.

Обычно при индуктивном способе гибки труб получается большая овальность и большое изменение толщины стенки трубы. В тех случаях, которые могут быть проблематичными, необходимо увеличить радиусы загиба до  $R=5 \times d$  или даже больше. Имеются индуктивные гибочные станки, которые при гибке обжимают трубу, даже увеличивая таким образом толщину стенки в зоне загиба.

### 6.2.2.3 Установка соединительных элементов

После выполнения гибки трубы на ней могут быть установлены соединительные элементы. При наличии сварных соединений в любом случае рекомендуется выполнять ответственные сварочные работы в доизготовлении.

#### 6.2.2.3.1 Механические соединения

Зажимное кольцо и врезное кольцо могут быть установлены на малых диаметрах при помощи соответствующего соединительного элемента и ключа. Кроме этого можно очень просто механически натянуть кольцо с накидной гайкой на трубу при помощи гидравлического инструмента.



Рис. 222. Станок для предварительной установки врезных колец

### 6.2.2.3.2 Сварные соединения

Использование сварных соединений позволяет в силу эластичности уплотнения лучше предотвращать утечки и работать на повышенном давлении (свыше 160 бар). Быстрое развитие в области сварки привело к возможности автоматизации этого процесса и тем самым - к высокой степени надёжности этого способа. Контроль может осуществляться при помощи рентгеноскопии и ультразвуковой дефектоскопии.

С точки зрения выполнения различают:

- ручную сварку и
- автоматическую сварку.

Использование сварочных автоматов привело к повышению качества исполнения трубопроводных систем. Современное поколение сварочных автоматов регулирует во время по определённым параметрам (к которым относятся также качество материала и толщина стенки) в автоматическом режиме скорость выполнения сварки, подачу сварочного материала и силу тока, что обеспечивает отличное выполнение сварочных работ, способных выдержать любые испытания.

При выполнении сварочных работ используются следующие способы:

- сварка вольфрамовым электродом в инертном газе;
- сварка металлическим электродом в инертном газе;
- электродуговая, или ручная сварка;
- сварка под флюсом (для больших толщин стенок).

#### Сварка вольфрамовым (неплавящимся) электродом в инертном газе

При этом электрический ток подаётся через прочный вольфрамовый электрод, окружённый аргоном. Присадочный материал подаётся вручную или автоматически. Часто этот вид сварки в силу технологических свойств используется для проварки корневого шва. При этом через трубу подаётся формирующий газ для предотвращения внутреннего пережога. В результате подачи обоих газов этот способ сварки является очень чистым, т.е. при этом не образуется шлаков. Широкое распространение он получил благодаря возможности автоматизации выполняемых при этом работ. Использование автоматов с программным управлением и вращающейся сварочной головкой на пульсирующем токе обеспечивает высшее качество.

#### Сварка металлическим электродом в инертном газе

Это способ сварки, особенно удачно используемый на трубах большого диаметра и большой толщины стенки.

Присадочным материалом также является электрод, плавящийся настолько быстро, что требуется его автоматическая подача. Дуга может выдерживаться

вручную, а на вращающихся заготовках - зафиксированно.

При этом способе зона сварки для предотвращения образования шлаков также находится в среде газа.

#### Электродуговая сварка

Сварочная дуга испаряет оболочку металлического электрода, образуя защиту сварочной ванны. Стальной стержень электрода, плавясь, образует присадочный материал. Скорость сварки при этом способе лежит где-то между скоростями при сварке вольфрамовым электродом и металлическим электродом (оба - в инертном газе).

#### Сварка под флюсом

Этим способом сварка может выполняться качественно и быстро на трубах с очень большой толщиной стенки (например, на цилиндрах). Используется тот же самый принцип, что и при сварке металлическим электродом в среде инертного газа, но сварочная ванна дополнительно защищается слоем флюса, который при сварке образует защиту электрода, и надёжно предотвращает смешение со сварочной ванной.

Трубы, приварные конусы и фланцы из материала ST 35.4, наиболее часто используемые в гидравлических системах, не требуют термообработки ни до, ни после сварки.

Трубопроводные системы из материала St 52.4 должны подвергаться термообработке до и после сварки, особенно если система предназначена для работы в жёстких условиях.

Сварные швы, корень которых выполнен вольфрамовым или металлическим электродом с использованием формирующего газа, не требуют или почти не требуют зачистки. Особенно в этих случаях видны преимущества использования сварочных автоматов. Значительно может быть сокращён объём высверливания на малых и шлифования на больших диаметрах.

### 6.2.3 Протравливание и пассивирование

Протравливание служит для удаления из труб загрязнений, образующихся при сварке, особенно шлаков и сварочных брызг.

Трубы по DIN 2391 и 2445 - так называемые прецизионные стальные трубы - поставляются заводами-изготовителями протравленными и пассивированными. При использовании таких труб протравливание их необходимо только после горячей гибки или после сварки без использования формирующего газа.

Трубы по DIN 2448 поставляются не протравленными, поэтому они должны подвергаться этой обработке в любом случае. Необходимо помнить, что перед механической обработкой, т.е. перед гибкой или перед сваркой, следует удалить прокатную корку, крупные загрязнения и/или слой консервации.

Пассивирование защищает трубы на ограниченное время от образования ржавчины.



Различают протравливание в травильных ваннах и в кольцевой системе (см. раздел 6.3.3.4).

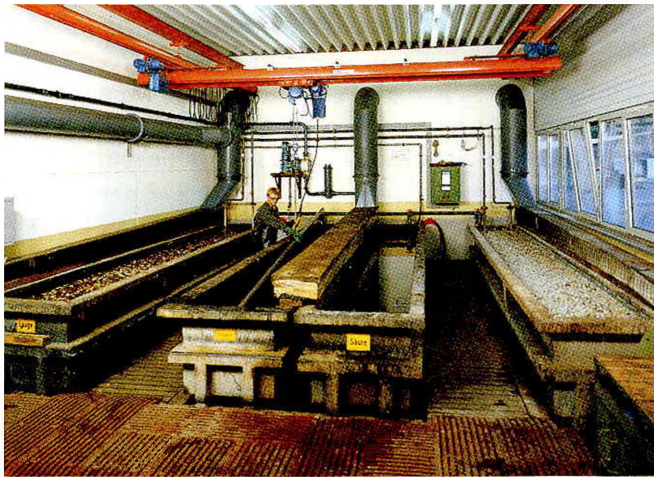


Рис 223: Помещение с ваннами для протравливания. Слева направо расположены следующие ванны:  
 – для обезжиривания (+70 °С)  
 – для кислотного протравливания (HCL), холодная  
 – для водной промывки  
 – для нейтрализации (щёлочь натрия с пассивирующими присадками, +70 °С)  
 Последовательность расположения ванн соответствует последовательности технологических операций.

### 6.2.3.1 Протравливание в ваннах

Обычно эта операция используется при доизготовлении элементов трубопроводных систем. Ванна для протравливания должна находиться в непосредственной близости от помещения, в котором выполняются сварочные работы. Будет ли протравливание производиться как многоступенчатое или разовое зависит от количества обрабатываемых труб. Большие количества обрабатываются как правило многоступенчатым протравливанием, небольшие - в разовых ваннах.

Независимо от вида протравливания трубы должны быть предварительно обезжирены. При многоступенчатом протравливании для этого предусматривается отдельная ванна, наполненная специальным раствором (раствор Р3), температура которого обычно составляет 70 °С. Для обезжиривания среднезагрязнённой трубы достаточно кратковременного макания. Сильно замасленные, покрытые смазкой трубы необходимо очищать вручную, пользуясь холодными средствами.

Затем при многоступенчатом протравливании трубы погружаются в 20 до 30%-ный раствор соляной кислоты, в котором выдерживаются около 2 часов, в зависимости от количества имеющегося на них шлама.

Чтобы не загрязнять нейтрализационную ванну кислотой, трубы после их протравливания помещаются в ванну с водой для частичной отмывки кислоты.

Затем трубы проходят нейтрализацию в ванне со щёлочью натрия, которая также подогрывается примерно до 70 °С для ускорения процесса. В эту ванну подаются также и пассивирующие присадки, предотвращающие образование ржавчины на протравленных трубах. При разовом протравливании в одну и ту же ванну подаются кислота, нейтрализующие средства и пассивирующие присадки. Для ускорения процесса температура и в этой ванне должна составлять около 70 °С. Время пребывания в ванне колеблется в зависимости от вида и количество загрязнений до 8 часов. Уже сам по себе фактор такого большого времени пребывания определяет, что разовое протравливание используется только для малых количеств труб. Но качество выполнения и при разовом протравливании является достаточным. Конечно, перед погружением трубы должны быть обезжирены.

Независимо от вида протравливания трубы после их обработки должны быть ещё раз промыты, а именно - гидравлической жидкостью на которой они в последующем будут использоваться. Это необходимо для очистки труб и консервации их внутренней поверхности. После этого трубы тщательно закрываются с торцов для отправки их на площадку монтажа.

В зависимости от существующих требований трубы покрываются затем консервирующими смазками в соответствии с положениями раздела "Антикоррозионная защита наружных поверхностей при помощи консервирующих покрытий".

Большим преимуществом протравливания в ваннах является то, что каждая труба может быть проконтролирована. Нет опасности, что используемые реагенты останутся в системе.

Трубы из нержавеющей стали тоже должны протравливаться после сварки. При этом на край сварного шва наносится протравливающая паста, которая после 1 часа выдержки смывается водой. Затем вся труба ещё раз обрабатывается в травильной ванне, что обеспечивает возможность удаления возможно оставшихся загрязнений. Линии из нержавеющей стали также должны быть перед их отправкой на монтаж промыты в цехе доизготовления.

### 6.2.4 Промывка и очистка трубопроводов

После полной просушки протравленные трубы - как и не протравливаемые прецизионные стальные трубы - промываются минеральным маслом. Лучше всего это делать на открытых трубах в ёмкости при помощи центробежного насоса. Большое значение при этом имеет фильтрация и регулярное обновление промывочной жидкости. Дополнительно через трубы несколько раз протягиваются чистые белые тряпки с небахромающимися краями. Перед закрыванием торцов участков трубопроводов их внутренняя поверхность консервируется тонким слоем масла, наносимого при помощи пневматического пистолета-разбрызгивателя.

В зависимости от назначения гидравлической установки, для которой предназначены трубопроводы, проводится обширный цикл их промывки при помощи отдельного промывочного агрегата. Для этого подключают эти трубопроводы к кольцевой системе, в которой стоит этот агрегат. Затем промывочная жидкость прокачивается до тех пор, пока не будет получена требуемая степень чистоты, контролируемая отбором и анализом проб (см. раздел "Назначение и выполнение фильтрации в гидравлических системах").

Если промывка трубопроводов проводится до их монтажа, то рекомендуется выполнить повторную промывку по окончании монтажа, что может быть сделано или при помощи насоса, предусмотренного в системе, или при помощи отдельного промывочного блока, так как несмотря на самое тщательное выполнение операций не всегда удаётся предотвратить попадание загрязнений в систему.

### 6.2.5 Отгрузка трубопроводов

Оптимально загруженное производство доизготовления трубопроводов выполняет одновременно заказы для нескольких строительных объектов. Поэтому при отгрузке труб необходимо следить за тем, чтобы было выдержано правильное адресование.

В некоторых случаях необходимо упаковывать трубы тщательным образом в контейнеры, обеспечивая тем самым их защиту от внешних повреждений, попадания влаги и загрязнений как при транспортировке, так и на монтажной площадке.

На крупных предприятиях доизготовления трубопроводов вопросы отгрузки решаются с помощью ЭВМ.

### 6.2.6 Контроль качества изделий

Требования контроля и поддержания высокого качества изделий, обеспечиваемого использованием технологии доизготовления, требуют создания службы технического контроля (ОТК). Основные принципы контроля качества изложены в справочнике ОТК, в котором должны быть описаны все рекомендации и действия, направленные на обеспечение уровня качества, а также структура, показывающая иерархию, порядок подчинённости и уровень компетентности. Для больших проектов должны быть определены дополнительные указания, содержащиеся в специальных, относящихся к данным проектам предписаниям по обеспечению качества.

Хорошо организованное доизготовление располагает следующими возможностями контроля качества:

- устройством для магнитной дефектоскопии,
- устройством для рентгеноскопии,
- устройствами для ультразвуковой дефектоскопии,
- лабораторией для анализа масел.

## 6.3 Изготовление гидравлических трубопроводных систем на строительной-монтажной площадке

Могут быть самые разные причины, вызывающие необходимость изготовления линий на строительной-монтажной площадке. К ним относятся:

- отсутствие возможности доизготовления;
- требование заказчика (предоставление работы местному населению);
- требования, предъявляемые к системе (например, чтобы все линии были сварены в одну нитку).

Сами работы - такие, как заготовка по длинам, гибка и сварка - почти одинаковы как для условий доизготовления, так и для условий монтажной площадки. Но есть целый ряд отличий в их выполнении:

- на площадке выполняется наибольшая часть работ;
- количество рабочих, занятых на площадке, больше;
- необходимость организации на площадке или около неё производственного помещения;
- машинное оборудование проще, имеет меньшие возможности и меньшую производительность;
- очень осложнена обработка труб больших диаметров или специальная обработка;
- производственные условия на площадке менее удобны;
- в связи с этим заказчик часто требует контроля в повышенном объёме, например, рентгеноскопии;
- наряду с наличием производственных средств на площадке должно быть предусмотрено место для рабочих резервов материалов;
- при соединении трубопроводов сваркой - без фланцев или муфт - невозможен контроль их внутренних поверхностей.

### 6.3.1 Замер длины трубопроводов

И в данном случае основой является схема, которая очень часто размещается рядом с гидравлической установкой, и сеть трубопроводов изготавливается на основе замера и подгонки в соответствии с данными этой схемы.

### 6.3.2 Гибка труб

В большинстве случаев трубы до ДУ 32 гнут на ручных гибочных станках или на небольших переносных электрогидравлических.

Трубы больших диаметров гнут с подогревом или в мастерской. Иногда бывает необходимо сваривать угольники или колена, а они имеют меньшие радиусы загиба и потому являются менее удачными с гидродинамической точки зрения.

Кроме того увеличение количества сварных швов увеличивает затраты.

6.3.3 Установка соединительных элементов

6.3.3.1 Резьбовые соединения

Они могут устанавливаться как в условиях доизготовления, так и вручную при помощи ключей или при помощи описанных в разделе 6.2.2.3.1 приспособлений

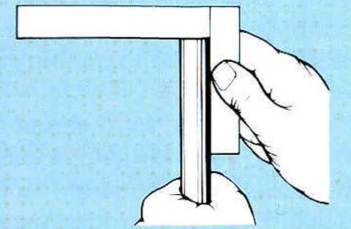
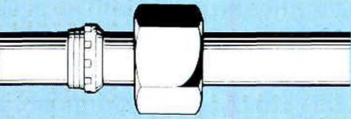
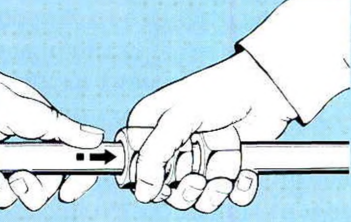
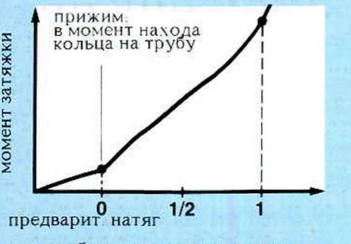
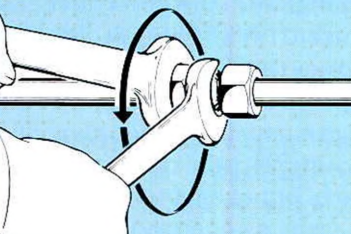
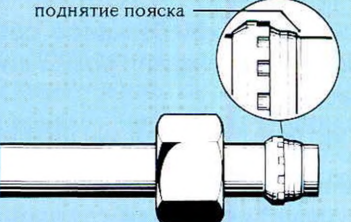
<p>1 Отпилить заготовку трубы под прямым углом, не пользуясь труборезом, и снять заусенцы. По возможности использовать отрезной станок. Слегка зачистить концы трубы снаружи и внутри.</p>	
<p>2 Надеть на трубу накладную гайку и профильное кольцо, как показано на рисунке.</p>	
<p>3 Вставить трубу до упора в резьбовой штуцер. Затянуть от руки накладную гайку.</p>	
<p>4 Затянуть накладную гайку пока профильное кольцо не найдёт на трубу. Это почувствуется за счёт увеличения усилия натяга.</p>	
<p>5 Затянуть окончательно, повернув гайку на 1 оборот. Примечание: удерживать резьбовой штуцер ключём!</p>	
<p>6 Контроль: проверить врезание режущей кромки. Приподнявшийся поясok должен заполнить пространство перед торцевой стороной профильного кольца. Профильное кольцо может вращаться в радиальном направлении, но не должно сдвигаться по оси.</p>	

Рис. 224. Указания по монтажу резьбовых соединений с врезными кольцами

### 6.3.3.2 Сварные соединения

При выполнении обвязки на площадке используются те же самые сварные соединения, что и при доизготовлении. Дорогие сварочные автоматы не могут при этом использоваться вообще или могут использоваться только в очень ограниченном объёме.

В условиях монтажных площадок часто невозможно выполнять оптимальные сварные соединения.

### 6.3.3.3 Очистка трубопроводов

Если трубопроводы не свариваются в одну нитку, а собираются на муфтах и фланцах, то их чистку можно произвести по *разделу 6.2.3*.

### 6.3.3.4 Протравливание в кольцевой системе

Этот способ протравливания представляет собой метод, который используется только на монтажной площадке. При выполнении монтажа с возможностью протравливания отдельных труб предпочитается их протравливание в ваннах. Протравливание же в кольцевой системе используется только в тех случаях, когда трубопроводная система сварена в одну сплошную нитку.

Это протравливание в принципе производится так же, как и описанная в *разделе 8* промывка гидравлических систем.

Но при этом необходимо следить, чтобы не были протравлены компоненты системы и блоки управления - протравливаться должна только сама система трубопроводов.

Агрегаты для протравливания состоят из насосов, обогревательной аппаратуры, ёмкостей и соответствующих шланговых соединений, рассчитанных на протравливающую жидкость.

Скорость прохождения жидкости через трубопроводы не очень высока.

При использовании в качестве протравливающей жидкости кислот их температура также не имеет большого значения. При использовании травильных ванн рекомендуется более высокая температура, около 70 °С.

Если в качестве протравливающих средств применяются кислоты, то после протравливания трубопроводная система должна быть промыта нейтрализующим раствором.

После протравливания, а при наличии нейтрализации - после нейтрализации, в любом случае промыть трубопроводную систему гидравлической жидкостью, совместимой с предусмотренной для последующего использования средой. Промывка гидравлических систем описана в *разделе 8*.

## 6.4 Заключение

В заключение можно сказать, что оба метода - доизготовление в условиях цеха и изготовление на монтажной площадке - имеют свои преимущества и свои недостатки. Они обладают существенными различиями, которые сказываются и на качестве изготовления.

При доизготовлении почти вся работа может быть сконцентрирована в специально для этих целей организованном цехе, где в оптимальных условиях независимо от работ на монтажной площадке ведётся выполнение элементов трубопроводной сети с использованием машинного оборудования, обеспечивающего хорошие возможности автоматизации выполняемых работ.

Ограничение возможности изготовления блочных участков трубопроводов с максимальной длиной 6 до 7 метров даёт в то же время большие преимущества с точки зрения возможности их чистки, инспекции и испытаний, гарантируя при этом постоянно высокое качество изготовления.

При изготовлении трубопроводной сети на монтажной площадке и производственные средства, и персонал должны находиться на ней или вблизи от неё.

Это даёт возможность быстро реагировать при выполнении возникающих изменений. Положительным фактором в этих условиях являются короткие связи с заказчиком и субподрядчиками.

Как правило в этих случаях в распоряжении имеется меньшее количество оборудования, а выполнение монтажных работ осложняется присутствием других бригад. Часто возникают осложнения по поводу чистоты и качества выполняемых работ.

В связи с этим следует ещё раз указать необходимость по возможности избегать выполнения трубопроводных систем сварными в сплошную нитку.

## 7. Монтаж трубопроводов гидравлических систем

### 7.1 Подготовительные работы

Подготовительные работы могут быть различными в зависимости от состава проекта и способа изготовления трубопроводных систем.

#### 7.1.1 Оборудование на площадке, необходимое для выполнения работ

Для монтажа трубопроводов гидравлических систем требуется:

- ручной инструмент;
- сварочные аппараты для крепления опор;
- шлифовальные машинки;
- ручные подъёмные устройства и приспособления;
- возможности складирования (например, контейнеры).

При изготовлении трубопроводов на монтажной площадке эти вспомогательные средства частично предоставляются заказчиком, при доизготовлении же их в условиях цеха эти средства как правило предоставляются поставщиком узлов трубопроводов. В практике обычно используются вагончики-мастерские (мастерские-контейнеры), оснащённые верстаком, сварочным аппаратом, отрезным станком, гибочным оборудованием и инструментом. Дополняют содержимое таких вагончиков комплектующие элементы трубопроводов. При помощи таких контейнеров может осуществляться и транспортировка доизготовленных узлов трубопроводов.

#### 7.1.2 Прочие подготовительные работы

К подготовительным работам относится также проведение согласований между заказчиком, поставщиками и субподрядчиками.

Для выполнения совместных работ должны быть обсуждены и определены положения об ответственности, технологии выполнения этих работ и правила техники безопасности.

### 7.2 Проведение монтажных работ

Монтаж сети трубопроводов гидравлических систем должен выполняться тщательнейшим образом, его качество должно соответствовать уровню производства.

Необходимо учитывать:

- чистоту при выполнении работ;
- вес системы трубопроводов;

- прямолинейность, краткость и наглядность трассировки;
- разгруженность прокладки трубопроводов;
- мероприятия по возможному расширению системы.

#### 7.2.1 Чистота при выполнении работ

При проведении монтажа во всех случаях необходимо избегать попадания загрязнений в гидравлическую систему. Это значит, что место монтажа должно быть отгорожено от потоков воздуха, способных заносит такие загрязнения. Трубы, узлы трубопроводов и компоненты гидравлических систем должны поставляться на монтаж в надёжно закрытом состоянии.

#### 7.2.2 Вес системы трубопроводов

Вес трубопроводной сети увеличивается с увеличением серии по давлению. Это сказывается и на технологии монтажа, и на конструкции опор. По практическим соображениям крупные трубопроводы прокладываются подземкой или непосредственно над полом с обеспечением достаточного крепления.

#### 7.2.3 Прямолинейность, краткость и наглядность трассировки

Прямолинейность трассировки трубопроводных систем является экономичной, облегчает их обзорность и тем самым их ремонт.

Представляется целесообразным:

- вести трассировку по основным контурам конструкции;
- группировать трубопроводы в пучки;
- избегать сложных разводов;
- иметь возможность отличия разных систем.

#### 7.2.4 Разгруженность прокладки трубопроводов

Трубопроводы должны прокладываться так, чтобы на них не действовали напряжения, вызываемые монтажом. В тех случаях, где ожидаются проблемы, вызываемые действием напряжений за счёт допусков, температурных влияний, опор, должны быть приняты контрмеры, предусматривающие:

- использование шлангов и компенсаторов;
- использование возможностей установки петлевых компенсаторов;
- использование вставок, замеряемых и изготавливаемых по мере продвижения монтажа.

#### 7.2.5 Мероприятия по возможному расширению системы

Проверить, не потребуется ли в дальнейшем расширения предполагаемой системы. Если "да", то соот-

ветствующие меры должны быть учтены уже при разработке конструкции и изготовлении. Они заключаются в том, чтобы была предусмотрена возможность индивидуального дренажа элементов системы за счёт использования запорной арматуры или в том, чтобы в местах предполагаемого расширения были установлены подключения также с запорной арматурой.

### 7.3 Выполнение монтажных работ

Для предотвращения попадания загрязнений монтаж трубопроводов должен производиться в чистом месте, достаточно защищённом от пыли и других загрязнений. По возможности необходимо избегать сквозняков, заносающих микроскопические частицы грязи.

При выполнении монтажа места подключения труб и других компонентов системы должны оставаться закрытыми; колпачки должны сниматься только при действительном подключении. Перед подключением необходимо проверить сами узлы и присоединительные поверхности на наличие пыли. Нельзя полагаться только на промывку системы, которая проводится по окончании монтажных работ.

Мастерская, инструмент и оборудование также постоянно должны находиться в чистом состоянии.

#### 7.3.1 Монтаж трубопроводов

После определения трассировки трубопроводов работы на площадке начинаются с установки опорных конструкций и хомутов, определяющих окончательный вариант прокладки.

Необходимо помнить, что большой ущерб гидросистеме может быть причинён действиями вибраций, которые могут создаваться самой гидравлической системой, например, за счёт кавитации, движений поршня, пульсации давления, неправильной выверки, механического движения, способных повредить опорные конструкции или здание. На кораблях - а также и в других случаях - вибрации могут возникнуть от действия на систему внешних факторов.

Выбор правильных мест размещения опор помогает сократить влияние действия вибраций. Солидный грунт или жёсткие опорные конструкции в сочетании с мощными хомутами являются средствами, способными предотвратить причинение ущерба от вибраций. Хомуты с резиновыми прокладками, шланги и компенсаторы снижают передачу и распространение вибраций. В экстремальных случаях могут использоваться опорные конструкции на "рессорах" в виде пружин или резиновых элементов.

При проходах через перекрытия - например, на кораблях - должны использоваться резиновые элементы.

Расстояние между двумя опорами нормировано в DIN 24 346.

При креплении в бетоне могут использоваться механические анкеры. Для тяжёлых трубопроводов более предпочтительно использование анкеровки на клею.

Очень важно, чтобы трубопроводы после монтажа не вызвали действия напряжений. Трубопроводы, при монтаже которых возникают напряжения в системе, должны быть правильно выверены или изготовлены заново.

Трубопроводы должны прокладываться с лёгким наклоном в сторону ёмкости.

Температурные удлинения должны учитываться ещё на стадии проектирования предусматриванием установки петлевых или волновых компенсаторов или использованием шлангов. Эти линейные изменения должны быть учтены и при решении вопросов креплений.

Для облегчения монтажа и демонтажа при ремонте соединения и фланцы должны располагаться со смещением и на необходимом расстоянии до расположенной рядом трубы.

При монтаже трубопроводов из нержавеющей стали не должно быть контакта между трубой из нержавеющей стали и элементами конструкции из ферритной стали. Это достигается за счёт использования соответствующих хомутов. Возможность очень быстрой коррозии отмечается прежде всего при наличии соледержащих и агрессивных сред.

### 7.4 Монтаж шланговых линий

Шланговые линии часто применяются для:

- предотвращения вибраций;
- обеспечения возможности движения;
- перекрытия недостаточно точно вымеренных расстояний.

Наиболее важны первые два из упомянутых пунктов, обеспечивающие возможность движения шлангов. Рекомендации по монтажу шланговых линий содержатся в разделе 5.3.1.

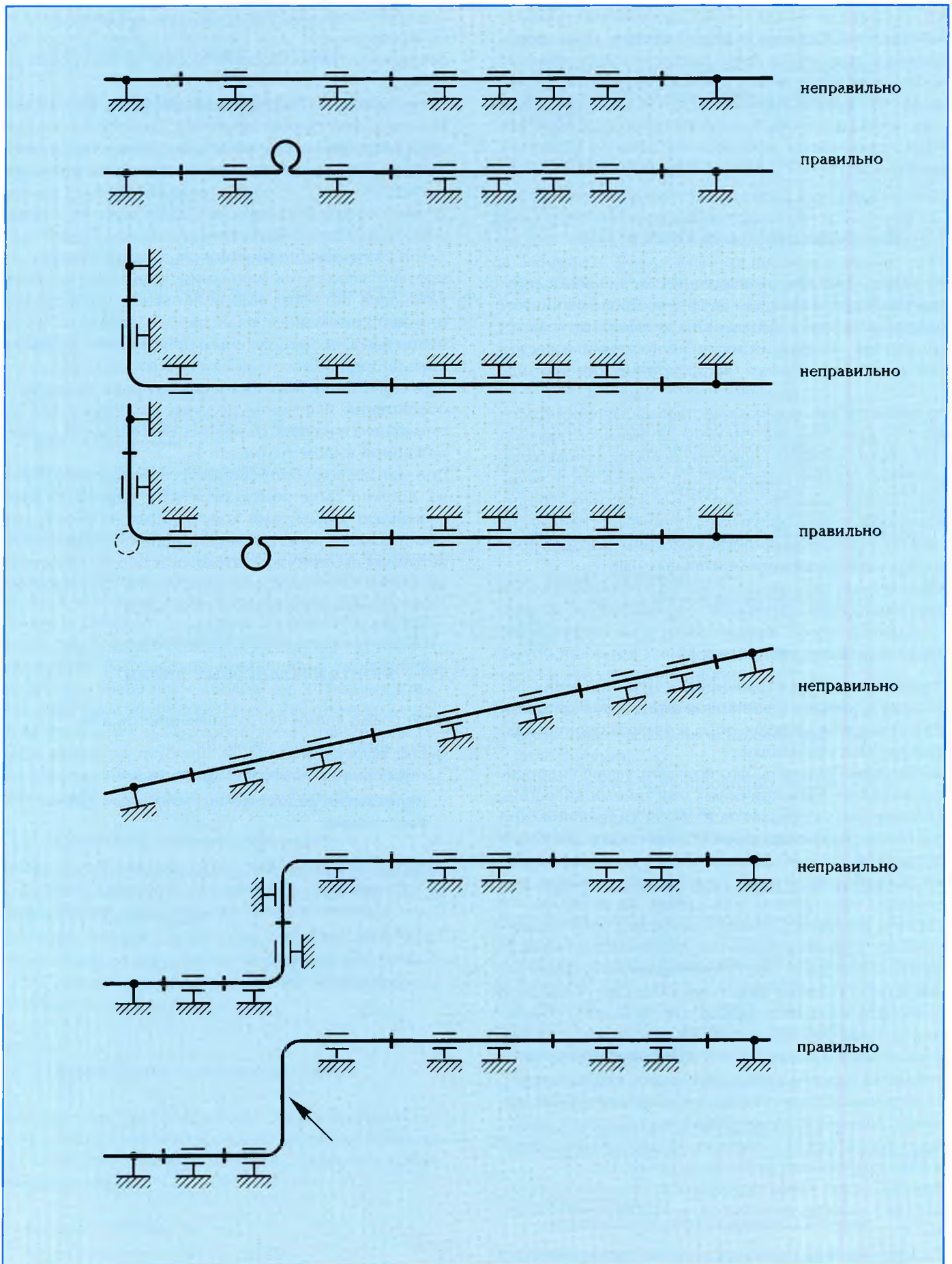


Рис. 225. Примеры правильного и неправильного монтажа трубопроводов гидравлических систем

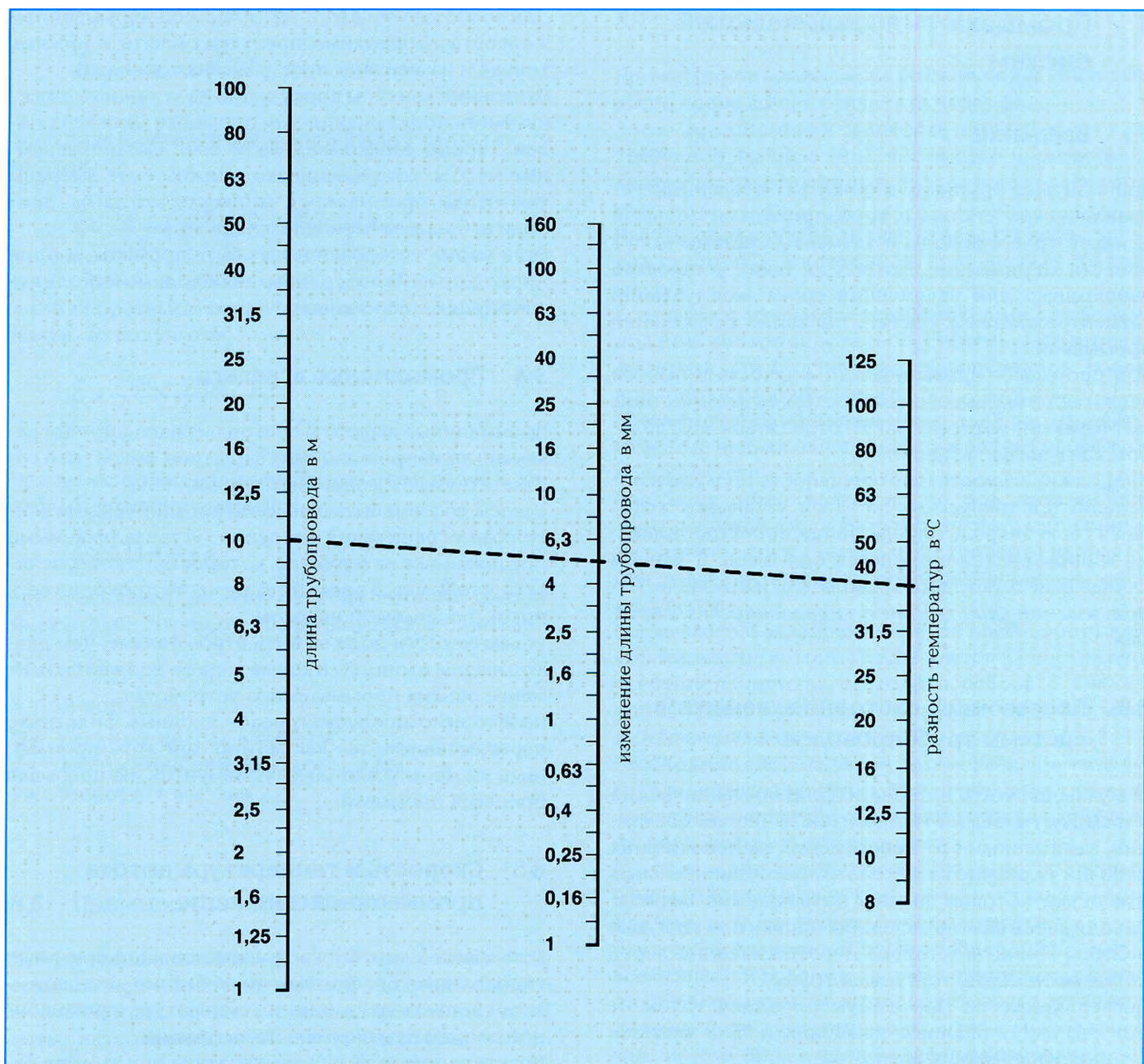


Диаграмма 61: Влияние температурных изменений на длину линии

## 7.5 Заключение

Стадии проектирования, изготовления и монтажа систем трубопроводов тесно связаны друг с другом. Монтаж начинается уже при проектировании, так как монтажные узлы должны учитываться уже на ватмане. Подготовительные работы повышают экономичность реализации проекта.

Производственная надёжность гидравлической системы зависит от исполнения сети трубопроводов. Поэтому важно, чтобы работы по системе трубопроводов выполнялись тщательно и с высоким качеством.

Решающее значение при этом имеют связи между заказчиком и поставщиком.



## 8. Промывка гидравлических систем

### 8.1 Введение

При монтаже крупных, широко разветвлённых гидравлических систем с трубопроводами большой длины в трубопроводы и элементы системы могут попасть загрязнения. Поэтому на таких установках необходимо для увеличения срока эксплуатации элементов системы удалять попавшие загрязнения промывкой.

При промывке гидравлическая жидкость подаётся через систему с высокой скоростью, вынося частицы загрязнений, которые могут отделяться в отдельном контуре фильтрации.

Продолжительность и интенсивность промывки определяются требуемой чистотой установки, которая в свою очередь определяется проектировщиками и проверяется в процессе промывки. В данном случае действуют те же правила, что и в разделе "Использование фильтрации в гидравлических системах".

### 8.2 Поставочное состояние элементов системы трубопроводов

Все узлы, агрегаты и трубы должны поставляться на площадку готовыми под монтаж в чистом состоянии, защищёнными от действующих на ней внешних условий. Особенно касается это присоединительных отверстий, которые должны быть надёжно закрыты. Находящиеся на подключениях пробки или заглушки должны сниматься только непосредственно перед установкой соответствующей трубы.

Поставляемые на монтажную площадку трубы не должны иметь окалина, ржавчины и быть чистыми от протравливающих сред.

### 8.3 Подготовка установки к промывке

Элементы, которые могут быть повреждены промывкой, должны быть заменены соответствующими вставками или байпасироваться по специальным линиям или по шлангам.

Так, например, входящие в состав установки насосы высокого давления должны байпасироваться по соответствующим промывочным линиям, а имеющиеся на установке сервоклапаны должны заменяться промывочными катушками. Во избежание загрязнения должны быть сняты рабочие полотна и насадки фильтров, они должны заменяться специальными промывочными фильтрами.

Для обеспечения заполнения всех элементов трубопроводов промывочной жидкостью необходимо предусмотреть в верхней точке системы воздушник.

Для возможности стока загрязнённой промывочной жидкости необходимо предусматривать в нижних точках и на мёртвых пространствах дренажи.

Отдельные контуры циркуляции на установке должны иметь подключения для промывки. Для этих целей хорошо зарекомендовали себя быстроразъёмные муфты, которые однако должны быть выбраны так, чтобы промывочная жидкость могла бы проходить с малым перепадом давления.

Если малые установки могут быть промыты за один проход, то на более крупных необходимо выполнять этот процесс ступенчато.

### 8.4 Промывочные агрегаты

Промывочные агрегаты состоят из насосов, обогревающих приборов, двойных фильтров, ёмкостей и соответствующих шланговых подключений.

Насосы должны быть оснащены регулируемыми вентилями ограничения давления, устанавливаемыми при промывке на значение, которое будет обеспечивать, чтобы через промываемые части проходил весь поток, подаваемый насосом.

Объём ёмкости должен быть втрое больше, чем расход насоса в минуту, и кроме того он должен быть не менее объёма промываемого устройства.

Необходимо предусматривать двойные фильтры с переключением, так как можно при этом производить их чистку или замену элементов, не прерывая процесса промывки.

### 8.5 Скорость и температура потока промывочной жидкости

Для обеспечения быстрой и эффективной промывки гидравлической системы необходимо поддерживать скорость движения и температуру промывочной жидкости максимально высокими.

Практика показала, что температура при этом должна по возможности быть выше рабочей температуры. Для минеральных масел рекомендуется температура промывки 60 °С, для водно-масляной эмульсии и водного раствора гликоля 50 °С.

Скорость движения потока промывочной жидкости должна быть не менее, чем вдвое выше скорости потока в рабочих условиях и быть во всех точках в диапазоне турбулентного течения, которое будет иметь место в круглых, гладких, прямых обычных для гидродинамики трубах, если

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \geq 2320, \text{ где}$$

$d$  = внутренний диаметр трубы,  
 $v$  = скорость движения потока жидкости,  
 $\nu$  = кинематическая вязкость.

Расход в одном трубопроводе составляет

$$\dot{Q} = v \cdot A = v \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

Если подставить это значение в первую формулу, то получится

$$\dot{Q} = \frac{Re \cdot v}{d} \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Re \cdot v \cdot d \cdot \pi}{4}$$

А если подставить предельное значение турбулентности, то получится

$$\dot{Q} = \frac{2320 \cdot v \cdot d \cdot \pi}{4}$$

При пересчёте на единые размерности и расчёте числовых значений получается

$$\dot{Q} \geq 0,11 \cdot v \cdot d$$

как предельное значение расхода, который должна иметь труба, чтобы обеспечить турбулентность потока.

В этой формуле:

- $\dot{Q}$  = расход в литрах в минуту;
- $d$  = внутренний диаметр трубы, в мм;
- $v$  = вязкость в мм<sup>2</sup>/сек.

## 8.6 Промывочная жидкость

Используемая промывочная жидкость должна быть совместимой с предусмотренной для этой установки рабочей жидкостью и с используемыми на установке материалами, особенно материалами уплотнений.

Может использоваться та же жидкость, которая предусматривается для установки как рабочая. Использование промывочной жидкости с меньшей вязкостью и без содержания высокоценных присадок может ускорить процесс промывки и сделать его более благоприятным по затратам.

## 8.7 Выполнение промывки

Промывочное масло также должно подаваться в ёмкость промывочного агрегата через фильтр.

Затем промывочная жидкость подогревается до требуемой температуры, после чего производится включение насоса для подачи этой жидкости на промывку.

Необходимо следить за тем, чтобы из гидравлической системы в достаточной степени был сброшен воздух.

В процессе промывки показывающими приборами должна контролироваться степень загрязнения фильтров для обеспечения своевременной замены или чистки рабочих элементов.

Рекомендуется примерно через один час промывки изменить направление движения потока промывочной жидкости.

Промывка продолжается до тех пор, пока индикаторы загрязнённости фильтров не покажут наличия загрязнённости в течение часа. При этом направление движения потока промывочной жидкости меняется вновь.

После этого с установки берутся пробы промывочной жидкости, которые исследуются на достижение требуемой чистоты. Методики отбора и анализа проб описаны в разделе "Использование фильтрации в гидравлических системах".

Необходимо следить за тем, чтобы были промыты все гидравлические контуры. При необходимости нужно разбить систему на отдельные участки и провести их последовательную промывку.

По окончании промывки необходимо проверить, чтобы из всех "мешков" (мёртвых пространств) были удалены остатки промывочной жидкости.

Само собой разумеется, что по окончании промывки все байпасы и вспомогательные линии, которые были необходимы для выполнения этого процесса, должны быть демонтированы, чтобы гидравлическая система была в полном рабочем состоянии.

Если же гидравлическая система будет находиться до окончательного пуска длительное время в незаполненном состоянии, то промывку нужно проводить консервирующими маслами.

Следует указать, что установки, оснащенные сервоклапанами, должны находиться на промывке до 48 часов для обеспечения требуемой чистоты.

Для заметок

# Консервация внутренних поверхностей гидравлических устройств и гидравлических агрегатов

Эрхард Висман

## 1. Общие положения

При длительном хранении гидравлических устройств или агрегатов на них могут выявляться дефекты, затрудняющие последующий пуск этого оборудования. Остающиеся на внутренних поверхностях оборудования масла склонны по истечении определённого промежутка времени к загустению, что может вызвать, например, осложнения при движении поршня или недостаточно быстрого образования смазочной плёнки на вращающихся деталях.

Появление таких дефектов может быть задержано, если предусмотренные для хранения узлы будут опрессованы или заполнены консервирующим маслом, предотвращающим на более длительное время появление коррозии и загустение.

Меры, принимаемые для обеспечения работоспособности оборудования в зависимости от условий и сроков хранения, приведены в *таблице 64*.

Для условий длительного хранения или экспортных поставок в большинстве случаев необходимо использование морской упаковки. Консервация внутренних поверхностей и условия упаковки дополняют друг друга и поэтому должны быть согласованы друг с другом как единый комплекс выполняемых мероприятий.

Время хранения не должно превышать 24 месяцев, так как по истечении этого срока уже могут появиться дефекты на уплотнительных элементах гидравлических устройств.

Описанные ниже меры защиты принимаются для гидравлических устройств и агрегатов, работающих на указанных гидравлических жидкостях:

Минеральное масло	HL, HLP	по DIN 51 524 часть 1 и 2
Эмульсия "масло в воде"	HFAE	по DIN 24 320
Эмульсия "вода в масле"	HFB	по VDMA 24 317
Водные растворы полимеров	HFC	по VDMA 24 317
Эфир фосфорной кислоты	HFD-R	по VDMA 24 317

## 2. Способы консервации

Для работы на минеральном масле консервация внутренних поверхностей производится при помощи или минерального масла, используемого как гидравлическая жидкость (консервант А), или при помощи антикоррозионного масла (консервант В).

Для работы на трудновоспламеняющихся, водосодержащих жидкостях групп HFAE, HFB или HFC консервация внутренних поверхностей может выполняться или при помощи консерванта А (минеральное масло), или при помощи консерванта В (антикоррозионное масло) в том случае, если перед пуском оборудования из него будет вымыт этот консервант. Допускается содержание консерванта в гидравлической жидкости в концентрации не более 0,1%.

Для работы на трудновоспламеняющихся, обесвоженных жидкостях группы фосфорной кислоты HFD-R консервация производится при помощи консерванта С. При этом необходимо следить, чтобы при пуске и эксплуатации использовалась одна и та же гидравлическая жидкость. Если при пуске будет использоваться другой продукт, чем при консервации внутренних поверхностей, то его необходимо удалить из устройств и агрегатов промывкой. Содержание консерванта в гидравлической жидкости не должно превышать концентрации макс. 0,2%.

### Примечание:

Если уплотнения устройств или агрегатов, или элементов оборудования (например, баллоны гидроаккумуляторов) выполнены из резины на основе этилен-пропилен-диенового каучука (EPDM), то необходимо предотвратить попадание остатков минерального масла в гидравлическую жидкость, так как наличие минерального масла ведёт к порче эластомеров на основе EPDM.

Элементы, имевшие контакт с минеральным маслом, перед их монтажом должны промываться гидравлической жидкостью.

### 3. Описание консервантов А, В и С

Указываемые в данном случае консерванты представляют собой продукты, используемые - например, фирмой "Маннесманн Рексрот" - для консервации внутренних поверхностей.

#### 3.1 Консервант А

Минеральное масло **HLP 68 DIN 51524**, часть 1 и 2

Плотность: около 0,89 кг/дм<sup>3</sup>

Вязкость при 50 °С: около 40 мм<sup>2</sup>/сек.

#### 3.2 Консервант В

Антикоррозионное масло

Созданное на основе минеральных масел отличается прекрасными противостареющими и антикоррозионными качествами.

Плотность: около 0,89 кг/дм<sup>3</sup>

Вязкость при 50 °С: около 44 мм<sup>2</sup>/сек.

Антикоррозионное масло, используемое для испытаний и заполнения компонентов гидравлических систем, должно сбрасываться перед пуском из системы, предназначенной для работы на минеральном масле.

#### 3.3 Консервант С

Эфир фосфорной кислоты **HFD 46-R** по **VDMA 24317**.

Плотность: около 1,125 кг/дм<sup>3</sup>

Вязкость при 50 °С: около 32 мм<sup>2</sup>/сек.

### 4. Выполнение консервации внутренних поверхностей

Консервация внутренних поверхностей гидравлических устройств или агрегатов производится на основании данных *таблицы 64* путём испытания или заполнения.

"Испытание" обозначает кратковременный пуск ёмкости или агрегата, заполненного консервантом, с последующим опорожнением. Все места подключения трубопроводов должны быть после этого закрыты пробками.

Если же на основании *таблицы 64* консервация должна проводиться заполнением, то сначала необходимо испытать оборудование соответствующим консервантом, который остаётся в устройствах и узлах системы. Подключения трубопроводов закрываются резьбовыми пробками или фланцами. При этом ёмкости не должны оставаться заполненными. В таких случаях достаточно заполнения устройств типа насосов, органов управления и фильтров.

Ёмкости, предназначенные для гидравлических жидкостей HL или HLP, защищаются от коррозии прокрашиванием внутренних поверхностей покрытием на основе полиуретана с добавлением цинковой пыли.

Ёмкости для жидкостей HFAE, HFB, HFC или HFD-R изготавливаются в основном из нержавеющей стали. Ёмкости же из углеродистой стали имеют внутреннее покрытие, стойкое к воздействию гидравлической жидкости. (Справки по стойким покрытиям дают заводы-изготовители гидравлических жидкостей.) В исключительных случаях внутренние поверхности ёмкостей могут оставаться для кратковременного пуска незащищёнными, после чего на них наносится разбрызгиванием слой антикоррозионного масла (консервант В), который необходимо перед пуском этих ёмкостей удалить при помощи растворителя (например, растворителя, не требующего подогрева).

#### Примечание

Перед пуском провести визуальный контроль внутренних поверхностей ёмкости. Удалить возможно имеющиеся загрязнения или образовавшийся конденсат.

условия хранения	упаковка	консервант	срок хранения в месяцах				
			3	6	9	12	24
хранение в сухих, равномерно обогреваемых помещениях	морская	A	■		■		
		B	■		■		
		C	■	■	■		
	не морская	A	■		■		
		B	■		■		
		C	■	■	■		
хранение на открытой площадке	морская	A	■	■	■		
		B	■		■		
		C	■		■		
	не морская*	A	■		■		
		B	■	■	■		
		C	■		■		

\* в состоянии, защищённом от повреждения и попадания влаги  
 A = минеральное масло  
 B = антикоррозионное масло  
 C = HFD-R

■ испытание консервантом  
 ■ заполнение консервантом

Таблица 64

При сроках транспортировки и хранения, превышающих указанные в *таблице 64*, необходимо согласовать соответствующие меры защиты с заводом-изготовителем оборудования.

## 5. Выполнение консервации наружных поверхностей

Консервация наружных поверхностей (антикоррозионная защита) выполняется нанесением специальных покрытий.

Описание этого процесса см. раздел "Антикоррозионная защита наружных поверхностей нанесением покрытий".

При сроках хранения до 6 месяцев в сухих, равномерно обогреваемых помещениях достаточно в качестве антикоррозионной защиты нанесения слоя грунтовки на основе эпоксидных смол.

При сроках хранения более 6 месяцев должно быть нанесено соответствующее окончательное покрытие. Выбор системы защитных покрытий определяется набором агрессивных сред, действующих на защищаемые поверхности, (так называемые одно- и двухкомпонентные системы).

Обработанные наружные поверхности должны быть защищены напылением воскообразного консерванта.

**Примечание по условиям хранения упакованных гидравлических устройств и агрегатов:**

После контрольного вскрытия упаковки она должна быть тщательно закрыта. После контрольного вскрытия морской упаковки необходимо заложить в неё новый осушитель.

Для заметок

# Антикоррозионная защита наружных поверхностей путём нанесения покрытий

Эрхард Висман

## 1. Общие положения

Назначением покрытий является придание определённого цвета и защита от коррозии, обеспечение специальных свойств поверхностей, например, хорошая отражательная способность и удобство уборки, а также придание химической стойкости против действия внешних факторов.

Универсальных покрытий нет. Используемый материал, соответствующий требованиям, выбирается в зависимости от покрываемой поверхности и окружающего влияния.

Материалы покрытий представляют собой вещества и смеси - от жидких до пастообразных, физически и/или химически сухие - наносимые на поверхности прокрашиванием, шприцеванием или какими-нибудь другими способами.

Важной составной частью материалов покрытий является связующее вещество, соединяющее частички находящегося в материале пигмента (цветного порошка) друг с другом и с порываемой поверхностью.

Пигменты определяют окраску материалов покрытий. Цветовая гамма определяется колориметрической картой RAL, в основу которой положен колориметрический регистр RAL 840 HR.

При нанесении покрытий необходимо следить, чтобы вся конструкция имела равномерную высококачественную антикоррозионную защиту. В конструкциях с различной степенью коррозионной опасности особо опасные места должны иметь специальную антикоррозионную защиту, например, пламенное оцинкование или использование нержавеющей сталей.

## 2. Обеспечение антикоррозионной защиты исполнением конструкции изделий

Ущерб от коррозии на металлических поверхностях может быть снижен за счёт мер, учитываемых при разработке конструкции и технологии изготовления изделий.

Конструкции должны быть выполнены таким образом, чтобы все места были хорошо доступными для выполнения, контроля и ремонта антикоррозионной защиты. Если это по каким-то причинам невозможно, то зачистка и нанесение покрытий на недоступные после монтажа места должны производиться перед сборкой изделия.

Необходимо избегать наличия в конструкциях узких щелей, полостей и несквозных отверстий, в которых может собираться грязь и влага.

Полости и обратная сторона листового материала, где может образовываться конденсат, должны иметь достаточную вентиляцию.

При установке агрегатов на открытой площадке следует избегать из-за повышенной коррозионной опасности наличия в конструкциях прерывистых сварных швов и открытых в верхней части профилей.

Следует избегать также наличия острых кромок и наливов, так как жидкие покрывающие материалы оттягиваются под действием сил поверхностного натяжения назад с острых углов и кромок.

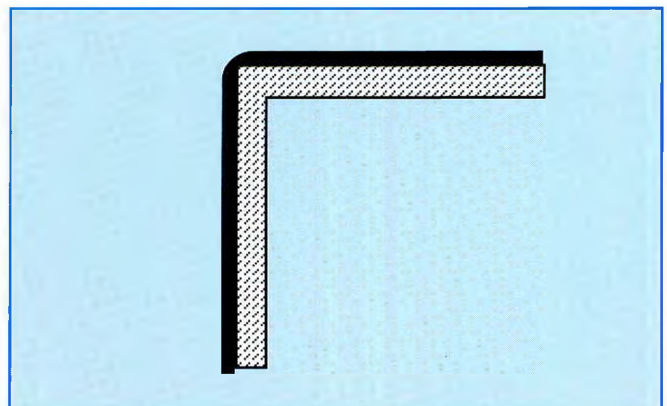


Рис. 226



### 3. Подготовка основания для нанесения покрытий

Эффективность и продолжительность действия антикоррозионной защиты на металлических поверхностях в значительной степени зависят от правильной подготовки защищаемых поверхностей.

#### 3.1 Подготовка основания стальных элементов

Подготовка основания стальных элементов осуществляется пескоструением с достижением степени чистоты поверхности по нормам SA 2 1/2. Нормированные степени чистоты поверхности определены в DIN 55928, часть 4.

Нормированная степень чистоты поверхности SA 2 1/2 требует, чтобы было выдержано следующее условие: окалина, ржавчина и покрытия считаются удалёнными, когда их остатки на стальной поверхности видны только как лёгкий оттенок в порках.

#### 3.2 Подготовка основания на гидравлических агрегатах перед нанесением второго слоя грунтовки

Тщательно и полностью очистить поверхности от загрязнений, пыли, жира и всех нежелательных для последующего покрытия веществ. Очистку производить специальными детергентами, при обращении с которыми необходимо соблюдать существующие правила и распоряжения по технике безопасности.

### 4. Выбор материалов покрытий в зависимости от агрессивности действующих сред и внешних условий

Материалы покрытий изготавливаются в виде одно- (1-К) и двухкомпонентных (2-К) систем, выбор которых определяется действием агрессивных сред на защищаемые поверхности.

Необходимо помнить, что, например, для условий действия морской или солоноватой воды должна выбираться другая структура покрытия, чем для сухого или тёплого и влажного климата.

действующая среда и окружающие условия	структура покрытия	
	1-К-система окончат. покрыт. из алкидных смол (AK)	2-К-система окончат. покрыт. из полиуретана (PUR)
сухой и умеренный климат (DIN50019)	●	
тёплый и влажный климат (DIN50019)	●	
морской климат (DIN50019)	●	
пресная вода	●	
морская или соленов. вода		●
минеральное масло(DIN 51524)	●	
эмульсия "масло в воде" HFA (DIN24320)		●
эмульсия "вода в масле" HFB (VDMA24317)		●
водные растворы полимеров HFC (VDMA24317)		●
эфир фосфорной кислоты HFD-R (VDMA24317)		●
● значительно устойчиво		

Таблица 65

## 5. Структура материалов покрытия в 1-компонентной системе (1-К)

Для получения требуемых свойств покрытий необходимо использовать многослойные структуры, состоящие из грунтовки и окончательного покрытия.

Следует помнить, что структуры покрытий (сначала - грунтовка, а потом - окончательный слой) построены в необратимом порядке.

На отделанные окончательным слоем детали нельзя наносить какие-либо другие грунтовочные слои.

Окончател. покрытие гидравлич. агрегата	Покрытие из алкидных смол (любой цвет по RAL)
2-ой слой грунтовки на гидравлическом агрегате	Грунтовка на основе эпоксидных смол RAL 7031 или RAL 6011
1-ый слой грунтовки на гидравлическом агрегате	Грунтовка на основе эпоксидных смол RAL 7031
1-ый слой грунтовки на стальных элементах	На основе цинковой пыли RAL 7000
Металлическая основа	Сталь с нормированной степенью чистоты SA 2 1/2

Таблица 66: Структура покрытий

### 5.1 Материалы покрытий

#### 5.1.1 Покрытие на основе цинковой пыли

Это покрытие состоит из высокоценной 1-К-полиуретановой основы с добавлением примерно 84% цинка в виде твёрдых частиц и наносится на обработанные пескоструением поверхности распылением (необходимая чистота поверхности для нанесения покрытий на основе цинковой пыли 50 мкм). При повреждениях, царапинах и порах это покрытие обладает значительно более длительным защитным действием на небольших ограниченных отдельных участках металлических поверхностей. Идёт электролитический процесс, и образующийся при этом объёмный продукт коррозии цинка охватывает эти места. Таким образом, защитное действие меньше основано на электролитическом эффекте, который действует только сначала, а на том, что образующиеся при катодной защите покровные слои (продукты коррозии) задерживают процесс растворения цинка, повышая тем самым стойкость покрытия. Это покрытие обладает хорошей адгезионной способностью, высокой устойчивостью к истиранию и

является нечувствительным к ударным нагрузкам. По нему возможно выполнение сварочных работ, после чего места сварных швов должны быть тщательно зачищены и покрыты новым слоем. Нанесение грунтовки и окончательного слоя может производиться не сразу же после выполнения сварочных работ.

#### 5.1.2 Грунтовка на основе эпоксидных смол

Грунтовка на основе эпоксидных смол состоит из связующего (1-К-эфир эпоксидных смол) с добавлением 54% твёрдых частиц.

Преимуществами этого покрытия являются:

- оптимальная коррозионная стойкость;
- хорошая устойчивость к действию химикатов, воды и растворителей;
- очень высокая эластичность при повышенных температурах;
- высокая адгезионная способность.

#### 5.1.3 Покрытие на основе алкидных смол (окончательный слой)

Это покрытие состоит из связующего на основе алкидной смолы с добавлением 56% твёрдых частиц и отличается высокими качествами поверхности (твёрдостью, глянецом, прочностью).

**Примечание:**

Часто используемое обозначение "лак на основе искусственных смол" не даёт однозначного определения качества материалов покрытий, поскольку имеются лаки на основе искусственных смол самого различного состава и самых различных свойств.

5.2 Спецификация материалов покрытий в системе 1-K

описание покрытий		1-ый слой грунтовки стальные детали	2-ой слой грунтовки комплектный агрегат с обвязкой	окончательный слой комплектный агрегат (любой цвет по RAL)
обозначение материала		покрытие на основе цинковой пыли RAL 7000	грунтовка на основе эпоксидных смол RAL 7031 или RAL 6011	Покрытие из алкидных смол по RAL 6011
химическая характеристика		полиуретан 1-K цинковая пыль	эфир эпоксидных смол (не содержащий хромата цинка, свинца и асбеста)	на основе алкидных смол (не содержащий свинца)
вид сушки		химический, под действием влаги воздуха	на воздухе	на воздухе
лак	% твёрдых частиц, удельный вес в кг/дм <sup>3</sup>	84 2,8	54 1,2	56 1,2
	темпер. воспламен. в °C класс опасности <sup>1)</sup> необходим. маркировки <sup>1)</sup>	30 All	25 All <input checked="" type="checkbox"/> Xn	24 All <input checked="" type="checkbox"/> Xn
вязкость при поставке в мм <sup>2</sup> /сек. рабочая вязкость в мм <sup>2</sup> /сек.		от 60 до 70 от 17 до 18	100 25	130 40
подача разбавителя в % жизнеспособность в часах при 20 °C		10 от 6 до 8	15 —	15 —
разбавление, температура воспламенения в °C класс опасности <sup>1)</sup> необходимость маркировки <sup>1)</sup>		43 All	специальн. разбавитель 24 All <input checked="" type="checkbox"/> Xn	специальн. разбавитель 24 All <input checked="" type="checkbox"/> Xn
нанесение		прокрашивание, напыление	прокрашив., напыление	прокрашив., напыление
технология нанесения		пульверизатор, под давлен. продукта, Airless	пульверизатор, под давл. продукта, электростатич. Airless, Esta	пульверизатор, под давл. продукта, Airless
теоретический расход в г/м <sup>2</sup> при толщине слоя 30 мкн, толщина слоя одного прохода в мкн, максимальная толщина слоя в мкн, укривистость в м <sup>2</sup> /кг при 30%-ной прибавке на потери (при толщине слоя 40 мкн)		от 200 до 250 40 70 3	120 30 60 4	120 30 60 4
высыхание от пыли при 20 °C в часах транспортн. сушка при 20 °C в часах перелакировка 20 °C в часах		0,25 8	0,5 1 8	4 16 6
складируемость (в месяцах) в бочках оригин. упаковки при 5 до 40 °C		6	6	6
температурная стойкость слоя покрытия в °C		-40 до 150	-40 до 150	-40 до 150
качество поверхности основания		пескоструение до класса SA 2,5 или удаление ржав- чины, пыли, жиров; чистота поверхн. = 50 мкн	свободная от ржавчины, пыли и жира	свободная от ржавчины, пыли и жира

Таблица 67: Структура покрытий в системе 1-K

<sup>1)</sup> Описание классов опасности и необходимость маркировки см. раздел 11

## 6. Структура материалов покрытия в 2-компонентной системе (2-К)

Преимущество покрытий 2-К заключается в их исключительной вязкости, стойкости и износу, адгезионной способности и стойкости к химическим воздействиям. Получение таких свойств обеспечивается многослойной структурой, состоящей из грунтовки и окончательного слоя.

Необходимо помнить о порядке нанесения слоёв (сначала - грунтовка, затем - окончательный слой). На детали, покрытые окончательным слоем, грунтовка не наносится.

Окончател. покрытие гидравлич. агрегата	Полиуретановое покрытие 2-К (любой цвет по RAL)
2-ой слой грунтовки на гидравлическом агрегате	Грунтовка на основе эпоксидных смол RAL 7032
1-ый слой грунтовки на гидравлическом агрегате	Грунтовка на основе эпоксидных смол RAL 7031
1-ый слой грунтовки на стальных элементах	На основе цинковой пыли RAL 7000
Металлическая основа	Сталь с нормированной степенью чистоты SA 2 1/2

Таблица 68. Структура покрытий

### 6.1 Материалы покрытий

#### 6.1.1 Покрытие 2-К на основе эпоксидных смол

Грунтовочное покрытие 2-К на основе эпоксидных смол содержит 67% твёрдых частиц.

Преимущества этого грунтовочного покрытия:

- универсальность использования практически на всех металлических основаниях (включая детали с пламенным оцинкованием);
- хорошая заполняемость;
- высоковязкая эластичность, стойкость к образованию царапин, очень высокая стойкость к набуханию;
- стойкость к растворителям;
- особо высокая стойкость к химическим нагрузкам.

#### 6.1.2 Полиуретановое покрытие

Полиуретановое покрытие представляет собой отверждающееся покрытие на полиуретановой основе с 67% твёрдых частиц.

Процесс сушки этой системы состоит из испарения растворителя и химической реакции.

При условии хорошего смешения полиуретановое покрытие отличается:

- стойкостью к действию химикатов, воды и растворителей;
- трудновоспламеняемостью;
- исключительной твёрдостью, стойкостью к истиранию, заполняемостью и гляncем;
- стойкостью к трудновоспламеняемым гидравлическим жидкостям.

#### Примечание.

Поверхности с окончательными покрытиями 2-К могут быть в течение 14 дней перелакированы материалами окончательных покрытий системы 2-К.

По истечении этого времени для этого требуется наличие матовой поверхности (обработка мелкой шкуркой).

Название "лак DD" дано по названиям отдельных компонентов "десмодур" и "десмофен", товарным знакам фирмы "Байер АГ", Лёверкузен. По окончании реакции между отдельными компонентами образуется полиуретановая плёнка.

6.2 Спецификация материалов покрытий в системе 2-К

описание покрытий		1-ый слой грунтовки стальные детали	2-ой слой грунтовки комплектный агрегат с обвязкой	окончательный слой комплектный агрегат (любой цвет по RAL)	
обозначение материала		покрытие на основе цинковой пыли RAL 7000	грунтовка 2-К на основе эпокс. смол RAL 7032	полиуретановый слой RAL 6011	
химическая характеристика		полиуретан 1-К цинковая пыль	эпоксидная смола 2-К с полиамидным отвердит. (не содержащая хромата цинка, свинца и асбеста)	полиуретан 2-К (не содержащий свинца)	
вид сушки		химический, под действием влаги воздуха	химическая реакция	химическая реакция	
лак	% твёрдых частиц, удельный вес в кг/дм <sup>3</sup>	84 2,8	краситель 60 отвердит. 7 1,67 0,97	покровн. лак 67 отвердит. 67 1,3 1,1	
	темпер. воспламен. в °C класс опасности <sup>1)</sup> необходим. маркировки <sup>1)</sup>	30 All	25 All Xn	25 All All	30 All All
вязкость при поставке в мм <sup>2</sup> /сек. рабочая вязкость в мм <sup>2</sup> /сек.		от 60 до 70 от 17 до 18	от 100 до 110 25	от 40 до 80 от 20 до 25	
подача разбавителя в % жизнеспособность в часах при 20 °C		10 от 6 до 8	от 5 до 10 12	са. 10 8	
соотношение "лак/отвердитель"			87,5 : 12,5	100 : 40	
разбавление, температура воспламенения в °C класс опасности <sup>1)</sup> необходимость маркировки <sup>1)</sup>		43 All	специальный разбавит. 25 All Xn	специальн. разбавитель 24 All	
нанесение		прокрашивание, напыление	прокрашивание, напыл.	прокрашив., напыление	
технология нанесения		пульверизатор. под давл. продукта, Airless	пульверизатор, под давл. продукта, электростатич. Airless, Esta	пульверизатор, под давл. продукта, электростатич. Airless, Esta	
теоретический расход в г/м <sup>2</sup> при толщине слоя 30 мкн, толщина слоя одного прохода в мкн, максимальная толщина слоя в мкн, укрывистость в м <sup>2</sup> /кг при 30%-ной прибавке на потери (при толщине слоя 40 мкн)		от 200 до 250 40 70 3	120 40 80 4	150 от 35 до 40 50 4	
высыхание от пыли при 20 °C в часах транспортн. сушка при 20 °C в часах перелакировка 20 °C в часах		0,25 8	10 2 16	20 от 6 до 8 6	
складируемость (в месяцах) в бочках оригин. упаковки при 5 до 40 °C		6	6	6	
температурная стойкость слоя покрытия в °C		-40 до 150	-40 до 150	-40 до 150	
качество поверхности основания		пескоструение до класса SA 2,5 или удаление ржав- чины, пыли, жиров; чистота поверхн. = 50 мкн	свободная от ржавчины, пыли и жиров	свободная от ржавчины, пыли и жиров	

Таблица 69 Структура покрытий в системе 2-К

<sup>1)</sup> Описание классов опасности и необходимость маркировки см. раздел 11

## 7. Использование материалов покрытий

При использовании материалов покрытий необходимо учитывать инструкции заводов-изготовителей.

Поверхности стальных элементов, недоступные после сварки или монтажа, должны покрываться цинковой пылью предварительно (см. раздел 5.1.1).

При нанесении покрытий необходимо выдерживать минимальные толщины слоёв, указанные в таблицах 68 и 69. Общая толщина покрытия не должна превышать 120 микрон, так как при более высоких значениях могут возникать поверхностные натяжения, снижающие антикоррозионную защиту.

Не покрываются следующие детали:

- таблички (например, заводские или указательные),
- выполненные из пластмасс,
- смотровые и мерные стёкла, указатели уровня масла,
- штоки и шланги.

При использовании материалов покрытий необходимо учитывать специальные нормы и правила.

## 8. Способы нанесения покрытий

Нанесение материалов покрытий напылением даёт при правильном исполнении прекрасное качество поверхности. Но под напылением понимают целый ряд способов, имеющих свою специфику.

### 8.1 Напыление при помощи сжатого воздуха

Этот способ даёт прекрасные результаты на больших и ровных поверхностях.

На деталях с малой удельной поверхностью этот способ в силу больших потерь материалов используется меньше. (При нанесении покрытий на подвешенные мелкие детали расход материалов как правило очень высок.)

Возникают трудности при использовании этого способа и при нанесении покрытий на галтели и полости (рисунок 227). При этом большое количество воздуха в струе создаёт обратный подпор, осложняющий нанесение покрытия или препятствующий ему. Использование этого способа при нанесении покрытий

в полостях возможно за счёт применения специальных сопел или удлинений.

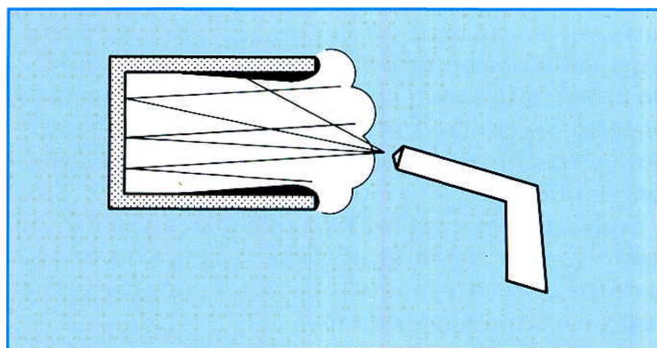


Рис. 227. При использовании пульверизации в полостях возникает обратный подпор, который при экстремальных условиях вообще исключает возможность нанесения покрытия

### 8.2 Нанесение покрытий материалами, находящимися под давлением

Использование этого способа даёт возможность избежать некоторых специфических трудностей, возникающих при пульверизации. В этом случае наносимый продукт сам находится под давлением и не требует подачи сжатого воздуха в качестве носителя. Основными его преимуществами являются высокая производительность (возможность использования для покрытия больших поверхностей) и почти полное отсутствие обратного подпора при нанесении покрытий на внутренние полости и галтели. Но как правило материал не распыляется настолько тонко, как при нанесении покрытий при помощи пульверизации, имеющей в большинстве случаев лучшие возможности регулирования.

#### 8.2.1 Горячее напыление

Преимущества этого способа заключаются в возможности нанесения высоковязких лаков, содержащих небольшое количество растворителя.

Наносимый материал разогревается в питающей ёмкости или в теплообменнике до температуры от 55 до 70 °С.

Повышение температуры материала необходимо для снижения его вязкости.

Преимущества этого способа:

- экономичность режима за счёт экономии разбавителя (при холодном напылении требуется от 5 до 15% весовых разбавителя),
- ускоренная сушка,
- возможность выполнения более толстых слоёв,
- экологическая чистота.

### 8.3 Электростатический способ напыления

Частицы лака движутся к заготовке под действием электрического поля, образующегося между распылителем и обрабатываемой поверхностью, благодаря чему может быть снижен расход материала.

По своей сути электростатический способ в первую очередь может быть использован для деталей с хорошей электропроводимостью, т.е. для металлических деталей.

В отношении расхода материалов этот способ отличается наивысшим КПД, особенно на деталях с большими проёмами (например, на гидравлических агрегатах с частичной обвязкой).

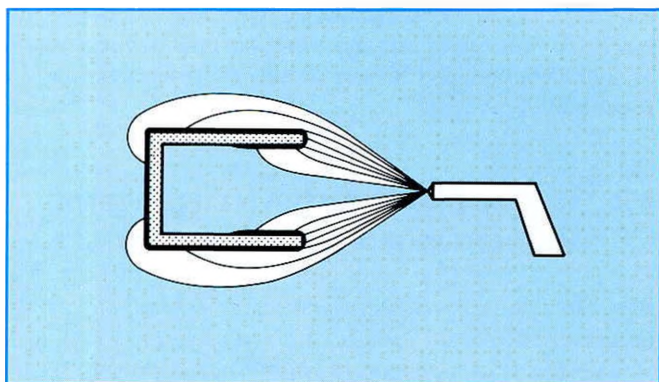


Рис. 228: Электростатическое напыление обеспечивает, с одной стороны, хороший охват деталей и тем самым возможность нанесения покрытий на поверхности, не обращённые к распылителю. Но с другой стороны, возникают сложности с нанесением покрытий в полостях (например, в клетках Фарадея), в которые не входят силовые линии.

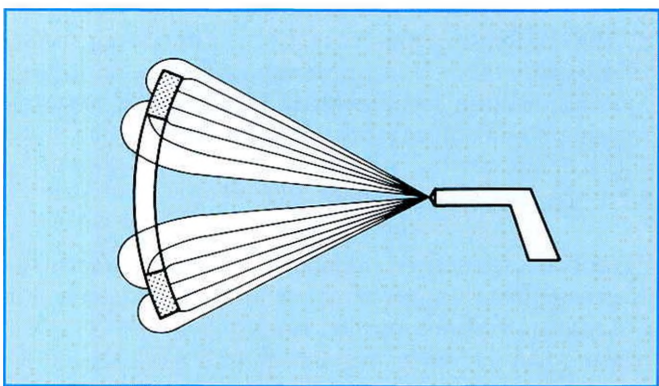


Рис. 229: Электростатическое напыление обеспечивает максимальное использование материалов.

### 9. Структура покрытий для гидравлических устройств и агрегатов, используемых в гидротехнике

Антикоррозионная защита гидравлических устройств и агрегатов, используемых в гидротехнике, предписывается как правило заказчиком или эксплуатационниками установки по DIN 55928, часть 5.

В DIN 55928, часть 5, таблица 6 определены распространённые и хорошо себя зарекомендовавшие системы защиты в виде индексов и указаны различные нагрузки от атмосферных, химических и механических воздействий.

По DIN 55928, часть 5 рекомендуются покрытия с толстыми слоями, выполнение которых возможно за счёт выбора вязкости наносимых материалов.

В зависимости от агрессивности антикоррозионная защита определяется заказчиком в виде индекса.

"a" При лёгкой агрессивности - например, при установке оборудования в закрытых помещениях - используются индексы с 6.11.1 по 6.11.5.

"b" При средней агрессивности - например, при установке оборудования на открытой площадке - используются индексы с 6.30.1 по 6.30.3.

"c" При сильной агрессивности - например, при наружном расположении цилиндра - используется индекс 6.31.1.

Пример обозначения антикоррозионной защитной системы по DIN 55928, часть 5, таблица 6, индекс 6.30.2:

"Антикоррозионная защита по DIN 55928 - T05 - 6.30.2".

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24		
ин-декс	связующее	вид покрытия GB		окончательное покрытие DB		общая толщ. покрытий GB+DB общая толщина в мкм	подготовка основания по DIN 55 928 часть 4 <sup>2)</sup>	принятые связующие для окончательного покрытия индекс	стальные элементы на открытой площадке (DIN 55 928, часть 1)												для закрытых помещений (например, цехов)				примечания
		грунтовка <sup>1)</sup>	толщина слоёв в мкм	толщина слоёв в мкм	толщина слоёв в мкм				атмосф. в сель-ской местн. L	атмос-ферные в городе S	атмосф. индус-триальные I	атмос-ферные мор-ские M	хими-ческая нагрузка Ch	посып-ка соли	посып-ка песка	меха-нич. нагруз-ки, от ходьбы	нагруз-ка от тран-спорта, под ше-бенкой	нагрузки внутри помещений	доступные поверхности	недоступн. детали					
		колч. слоёв	толщина слоёв в мкм	колч. слоёв	толщина слоёв в мкм													нагрузки внутри помещений	доступные поверхности	недоступн. детали	нагрузки внутри помещений	доступные поверхности	недоступн. детали		
6-10.1	масло,	1	40	1	40	80	Sa 2 1/2		—	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—	0	—			
6-10.2	комбинация масел	1	40	2	80	120			x	0	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—	x		—	
6-10.3		2	80	2	80	160			x	x	0	—	—	—	—	—	—	—	*	—	—	*		—	
6-10.4		2	80	3	120	200			*	x	x	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		*	—
6-11.1	алкидная смола,	1	40	1	40	80			FI <sup>3)</sup>	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—		0	—
6-11.2	комбин. алкин. смол.	1	40	2	80	120	x	0			—	—	—	—	—	—	—	—	x	—	—	x	—		
6-11.3	эфир эпоксидной смолы	2	80	2	80	160	Sa 2 <sup>4)</sup>	24	x	x	0	—	—	—	—	—	—	*	—	—	*	—			
6-11.4		2	80	3	120	200			*	x	x	x <sup>6)</sup>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
6-11.5		2 <sup>9)</sup>	160	1	80	240			*	x	x	x	—	x <sup>6)</sup>	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
6-12.1	комбинация битумов и масел	1	40	3	210	250	FI <sup>6)</sup> ; Sa 2 <sup>6)</sup>		—	*	x	x	0	x	0	—	—	x	0	—	0	0	комб. битумов и масел. толь. для DB GB-с антикорр. пигмент. связующ. масл. алкид. смолой или в комбин.		
6-20.1	хлоркаучук,	2	70	2	70	140	Sa 2 1/2	24	x	0	0	—	—	—	—	—	—	x	x	—	x	—	толстослойная система		
6-20.2	винилхлорид,	1	80	1	80	160	Sa 2 1/2; FI <sup>7)</sup>	53	x	0	0	—	—	—	—	—	—	x	x	—	x	—			
6-20.3	сополимеризат	2 <sup>5)</sup>	160	1	80	240				*	x	x	x	x	—	—	—	—	x	x	—	x	x	толстослойная система	
6-21.1	комбинация хлоркаучуков,	2	70	2	70	140	Sa 2 1/2	11	x	0	0	—	—	—	—	—	—	x	x	—	x	—	толстослойная система		
6-21.2	комбинация винилхлорида,	1	80	1	80	160			x	0	0	—	—	—	—	—	—	—	x	x	—	x		—	
6-21.3	и сополимеризата эпоксидная смола,	2 <sup>5)</sup>	160	1	80	240	Sa 2 1/2; FI <sup>7)</sup>		*	x	x	x	x <sup>6)</sup>	x <sup>6)</sup>	—	—	—	—	x <sup>6)</sup>	—	x <sup>6)</sup>	—	толстослойная система		
6-30.1	полиуретан	2	100	2	100	200	Sa 2 1/2 <sup>8)</sup>	30	x	x	0	—	—	—	—	—	—	x	0	x	0	x	0	толстослойная система	
6-30.2	стойкая к истиран. эпоксидная смола	1	80	2	160	240			*	x	x	x	x	x	0	—	—	—	—	x	x	—	x	x	толстослойная система
6-30.3		1	80	3	240	320			*	x	x	x	x	x	0	—	—	—	—	x	x	—	x	x	толстослойная система
6-30.4	стойкая к истиран. эпоксидная смола	2		1		2000 <sup>10)</sup>	Sa 2 1/2 <sup>8)</sup>						x	x	x	x	—						прокрашивание 3 слоями, каждый по 300 мкм, с прослойкой кварцев. песком между отдельн. слоями		
6-30.5	стойкая к истиран. эпоксидная смола	2	600	1	4000	4600 <sup>10)</sup>							x	x	x	x	—	*	x				прокрашив. GB с кварцевым песком DB-с Gb-mötelim Spachtelverfahren *		
6-31.1	дёготь-эпокс. смола, пек-эпокс. смола, дёг.-/пек-эпокс. смол.			3	360	360	Sa 2 1/2	30			*	x	x	x	x	0	—			x		x	толстослойная система		
6-31.2	эпокс. смола, полиур. дёготь-/пек-эпоксидная смола, дёготь-/пек-полиуретан	1	60				Sa 2 1/2 <sup>8)</sup>	30	—	—	*	x	x	x	x	0	—					x		толстослойная система	
				2	240																				
6-40.1	битумы с наполнит.	1	40	3	240	280	FI <sup>6)</sup>	11	x	x	x	x	0	0	—	—	—	x	x	0	x	0	только для DB, GB - с антикорроз. пигментом, связующим, алкидной смолы или в комбинации		
6-41.1	каменноугольный пек с наполнителем	1	40	3	240	280	Sa 2 <sup>6)</sup>	24	*	*	x	x	x	x	—	—	—	*	x	x	*	x	только для DB, GB - с антикорроз. пигментом, связующим, алкидной смолы или в комбинации		
6-50.1	силоксановая смола	1	30	2	50	80	Sa 3					—	—	—	—	—	—						на высокую темп. (400 °C) для GB - с цинков. пылью, а для DB - с алю-мин. класк и/или с жарост. пылью		
6-52.1	цинк-алкалисиликат	1	80			80			x	x	0	x	—	x	x	—	—	x	0	—	x	—	без DB, на высокую температуру		
6-53.1	цинк-этилсиликат	1	80			80			x	x	0	x	—	x	x	—	—	x	0	—	x	—	(400 °C)		

Таблица 70: Примеры используемых систем антикорроз. защиты металлоконстр. (за исключением несущих тонкостенных элементов, гидротехн. сооружений, кораблестроения)



## 10. Выполнение специальных покрытий по требованиям заказчика

При выполнении специальных покрытий необходимо учитывать высокие затраты, связанные с приобретением, хранением, использованием и утилизацией специальных материалов.

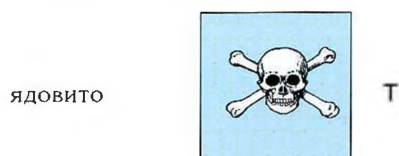
При этом должны учитываться следующие условия:

- материалы не должны содержать канцерогенных веществ, например, хромата и кадмия;
- не использовать вещество, имеющих маркировку "ядовито!", например, свинец;
- нельзя использовать лаки, разбавители и отвердители с классом опасности "A1" (например, нитролаки).

## 11. Описание классов опасности и необходимость маркировки

Маркировка ядовитости осуществляется на основании распоряжения об использовании ядовитых веществ от 26.8.1986.

Примеры маркировки:



Определение класса опасности А производится на основании распоряжения об использовании горючих жидкостей от мая 1982.

- Класс А I: жидкости с температурой воспламенения ниже 21 °С.
- Класс А II: жидкости с температурой воспламенения от 21 °С до 55 °С.
- Класс А III: жидкости с температурой воспламенения свыше 55 °С до 100 °С.

## 12. Перечень основных норм

DIN 55 928

Антикоррозионная защита стальных элементов посредством покрытий

Часть 1: Общие положения

Часть 2: Обеспечение антикоррозионной защиты исполнением конструкции изделий

Часть 4: Подготовка и проверка поверхностей

Часть 5: Материалы покрытия и защитные системы

DIN 55 945

Лаки, лакокрасочные материалы и похожие материалы покрытия Понятия

## 13. Литература

Юрген Фихтнер:

Лучшая лакировка путем квалифицированной работы на чертежной доске  
Инженер Дигест,  
Март 1977 г.

Карл-Альберт ван Йотерен:

Лакокрасочные материалы на основе цинковой пудры и их применение.  
Машиненмаркт, Вюрцбург,  
1970 г. № 30

Для заметок

Для заметок

# Упаковка и транспортировка

Эрхард Висман

## 1. Общие положения

Поставщик обязан поставить свои изделия в нормальном, соответствующем требованиям покупателя и контрактным соглашениям состоянии.

Гидравлические устройства и агрегаты должны иметь упаковку, обеспечивающую при нормальных условиях транспортировки их доставку покупателю без повреждений. Это значит, что они должны быть защищены от влаги, осадков, коррозии, ударов при транспортировке, пыли, загрязнений и других воздействий для предотвращения повреждений.

Для выполнения требований поставки изделий такого же качества, с каким они выходят с завода-изготовителя, важно, чтобы изделия имели достаточную антикоррозионную защиту и консервацию.

Упаковка должна выполняться с учётом возможности использования в зависимости от веса и габаритов транспортных средств (вилочных погрузчиков) или кранов.

Исполнение ящиков, рам и салазок должно учитывать вес, чувствительность грузов, расположение их центра тяжести, а также предполагаемые условия перевозки, погрузки и перегрузки.

Для этого необходимо:

- Выбирать систему упаковки, обеспечивающую поступление грузов в место назначения в нормальном состоянии. Упаковка должна быть экономичной и соответствовать нагрузкам.
- Обеспечить выполнение требований заказчика по упаковке и отгрузке.
- Хранить готовые устройства и агрегаты перед отгрузкой так, чтобы не было повреждений и путаницы.
- Защитить обработанные поверхности таким образом, чтобы до пуска на них не появилась коррозия.

## 2. Консервация гидравлического оборудования и установок, поставляемых в упаковке

При транспортировке - особенно морской - на грузы действуют условия, для которых при определённых обстоятельствах заводская антикоррозионная защита оказывается недостаточной.

Этими условиями могут быть:

- дождь и /или морская вода,
- высокая влажность воздуха,
- высокая засоленность воздуха,
- чрезвычайно высокие или низкие температуры или колебания температур,
- химическое воздействие.

Вид и интенсивность этих воздействий зависит от выбора трассы, сроков транспортировки, промежуточного хранения, а также от вида и чувствительности грузов.

Описанные ниже методы консервации предотвращают отрицательное воздействие на упаковываемые грузы и обеспечивают дополнительную антикоррозионную защиту.

### 2.1 Использование осушителей

Для обеспечения антикоррозионной защиты и эффективного использования осушителей необходимо исключить действие наружных климатических условий на микроклимат в объёме упаковки.

Упаковываемый груз заворачивается в полиэтиленовую плёнку толщиной не менее 0,2 мм, а при особо неблагоприятных условиях - алюминиевую фольгу, обеспечивающую 100%-ную герметичность по газам и водяному пару. Благодаря применению осушителей относительная влажность воздуха в упаковке составляет максимально 50%.

Расход используемых осушителей определяется положениями DIN 55474. При этом необходимо учитывать также и климатические условия в месте назначения.

Для контроля насыщения осушителей могут быть установлены гигроскопы.

В упаковку из алюминиевой фольги могут быть вварены смотровые окна из полиэтиленовой плёнки или аналогичных материалов, в которых могут быть установлены индикаторы. При длительном хранении грузов в ящиках на этих ящиках вырезаются в соответствующих местах достаточно большие отверстия, закрываемые жалюзийными решётками, для контроля установленных в оболочке из фольги индикаторов.

## 2.2 Использование летучих ингибиторов

Для защиты обработанных металлических деталей от коррозии их помещают в упаковку с атмосферой, насыщенной летучими ингибиторами коррозии. Эти ингибиторы используются в основном для защиты при хранении и отгрузке, так как защитная атмосфера удерживается упаковочной оболочкой.

Обработанные металлические детали (например, поршни, втулки или уплотнительные поверхности клапанов) консервируются таким ингибитором в виде антикоррозионного масла или упаковываются в ингибированную бумагу.

Летучие ингибиторы коррозии постоянно выделяют микроскопические количества защитных веществ. Поэтому антикоррозионная смазка или ингибированная бумага оказываются эффективными не только при непосредственном контакте с металлом, но и на расстоянии и поэтому чрезвычайно удобны для консервации сложных конфигураций (полостей, резьбовых отверстий, труб и машинного оборудования).

Летучие ингибиторы не только препятствуют агрессивному действию кислорода воздуха, водяного пара и морского воздуха, кислот, пота и производственных выбросов на металлическую поверхность, но и приостанавливают уже начавшуюся коррозию. Условием эффективного использования летучих ингибиторов является герметизация объёма упаковочной оболочкой.

Летучие ингибиторы коррозии могут использоваться для стали, железа, хрома, чугуна и алюминия. Кроме того существуют специальные летучие ингибиторы для меди и её сплавов, а также для обоих этих материалов отдельно.

Метод летучих ингибиторов не применяется для цинка, олова, кадмия, магния, свинца и сплавов из этих металлов.

## 3. Габариты провоза, пределы весовых нагрузок и правила отгрузки

Во избежание трудностей при транспортировке габариты провоза должны учитываться уже при разработке конструкции изделий. Изделия, имеющие габариты провоза и пределы весовых нагрузок, не превышающие указанных в таблицах 71 и 72, не требуют согласований на провоз.

### 3.1 Габариты изделий, не требующие согласования на провоз

	конструкция	габариты			дверь		высотная отметка днища	макс. грузоподъёмность
		длина	ширина	высота	ширина	высота		
ж-д	Е: открытый нормальный вагон	12 500	2 760	2 000	1 800		1 235	21 t
ж-д	G: крытый нормальный вагон	9 000	2 700	2 100	2 000	2 000	1 245	21 t
ж-д	KLM: нормальная платформа	12 500	2 700	2 000			1 250	23 t
ж-д	RS: платформа на тележках	18 500	2 700	1 200			1 375	45 t
автотр.	грузовик	6 500	2 400	2 650			1 350	8 t
автотр.	прицеп	8 000	2 400	2 650			1 350	14 t
автотр.	седловой прицеп	12 500	2 400	2 350			1 650	25 t
автотр.	полуприцеп	12 000	2 500	3 000			1 000	23 t
автотр.	низкорамный прицеп	8 000	2 500	3 500			500	20 t

Таблица 71: Габариты, не требующие согласования на провоз в ФРГ

#### Примечание:

Низкорамный прицеп и седловой прицеп с брезентовым тентом являются специальными транспортными средствами.

Максимальные габариты провоза и грузоподъёмность принимаются по условиям одного упаковочного места. При поставке машинного оборудования с оснасткой вес оснастки не должен превышать 10% от веса оборудования.

	конструкция	габариты груза			высотная отметка днища	предельный вес
		длина	ширина	высота		
автотр.	грузовик	6 500	2 400	2 650	1 350	*
автотр.	прицеп	8 000	2 400	2 650	1 350	*
автотр.	седловой прицеп	12 500	2 400	2 350	1 650	*
автотр.	полуприцеп	12 000	2 500	3 000	1 000	*
автотр.	низкорамный прицеп	5 000	2 500	3 500	500	*

\* = предельный вес для разных стран-разный, от зависит от допустимых нагрузок на ось и расстояний.

Таблица 72: Габариты провоза, не требующие в странах Западной Европы специального согласования

### 3.2 Габариты грузов, требующие особого согласования для провоза

Грузы, ширина которых превышает значения таблиц 71 и 72, должны быть согласованы для провоза властями стран (штатов), по которым проходит трасса. При этом предписывается маршрут движения транспорта.

Предприятия, занимающиеся перевозками тяжёлых и объёмных грузов, имеют как правило долгосрочные разрешения властей на перевозку грузов шириной до 3000 мм.

Перевозимые автотранспортом грузы не должны иметь высоту, превышающую значений по таблицам 71 и 72. В противном случае гидравлические агрегаты должны быть перед отгрузкой разобраны, чтобы указанная высота, включая упаковку, не была бы превышена. (И в этих случаях целесообразно обращаться к специализированным автотранспортным предприятиям для проверки возможностей провоза завышенных узлов.)

При железнодорожных перевозках определяющим является продольный профиль пути германских железных дорог. Провоз изделий с особыми габаритами должен быть согласован с руководителем погрузочных работ германских железных дорог.

### 3.3 Отгрузка гидроаккумуляторов, находящихся под давлением

Предварительно наполненные азотом гидроаккумуляторы могут поставляться отдельно или в смонтированном состоянии с учётом положений о поставке опасных грузов.

Поставка может производиться автомобильным, железнодорожным, морским или авиационным транспортом. Поставка почтовым отправлением в настоящее время не возможна.

При поставке любым видом транспорта на гидроаккумуляторы должна быть наклеена зелёная маркировочная лента с надписью "Негорючий сжатый газ". В сопроводительной документации должны быть сделаны соответствующие предписаниям записи

Следить за устойчивостью крепления агрегатов при транспортировке во избежание их опрокидывания или падения с опорных поверхностей.

Поставка несмонтированных гидроаккумуляторов производится в картонных коробках или в деревянных ящиках.

### 3.4 Перевозки морским транспортом

Для выдерживания габаритов ящиков (рисунок 230), предназначенных для морских перевозок, размеры упаковываемых агрегатов не должны превышать:

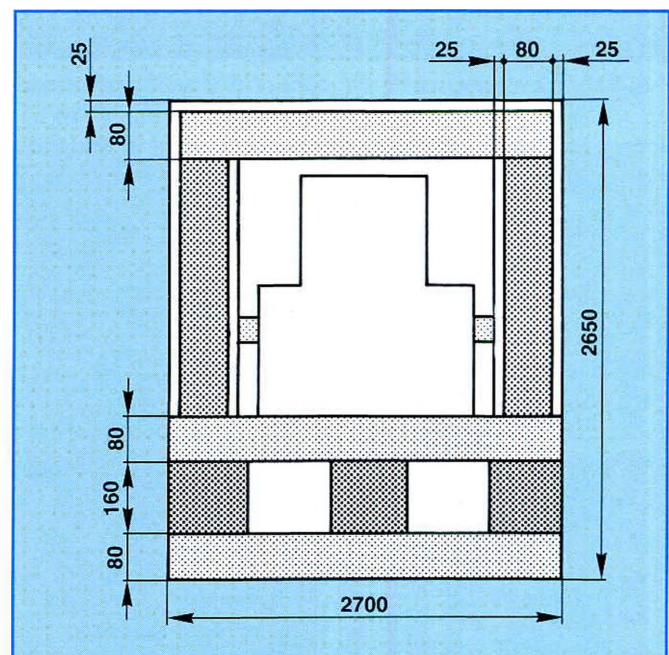
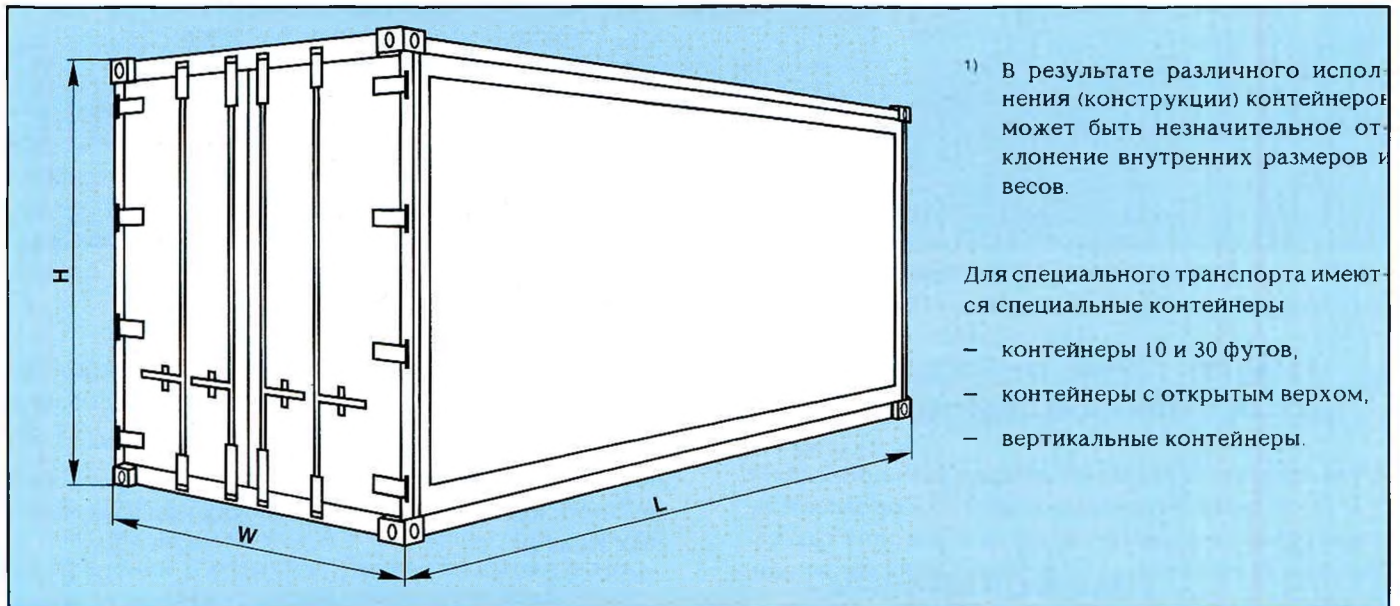


Рис. 230: Ящик для тяжёлых грузов, перевозимых морским путём

- ширина: 2490 мм,
- высота: 2225 мм,
- длина: 4000 мм.

### 3.5 Габариты и веса грузов, перевозимых в морских контейнерах



размеры стандартного контейнера в футах	габариты			приблизит. внутр. разм. <sup>1)</sup>			дверной проём		приблизительные веса <sup>1)</sup>			объём в м <sup>3</sup>
	длина в мм	ширина в мм	высота в мм	длина в мм	ширина в мм	высота в мм	ширина в мм	высота в мм	допуст. общ. вес в кг	собст. вен. вес в кг	макс. вес груза в кг	
20' x 8' x 8'	6058	2438	2438	5900	2335	2258	2335	2145	20320	2000	18320	31,8
20' x 8' x 8,6'	6058	2438	2591	5900	2335	2395	2335	2292	20320	2200	18120	33,1
40' x 8' x 8,6'	12192	2438	2591	12011	2342	2407	2335	2292	30480	3800	26680	67,7

Рис. 231

#### 4. Строповочные средства для транспортировки гидравлических агрегатов

Конструкция гидравлических агрегатов должна учитывать возможность их транспортировки без повреждений транспортными и грузоподъемными средствами (вилочными погрузчиками и кранами). Строповочные средства (места подвески для перемещения краном) требуются для внутризаводского транспорта, для погрузки и разгрузки и для установки оборудования у заказчика.

##### 4.1 Размещение стрповочных устройств

Во избежание изгиба транспортные проушины должны устанавливаться в направлении натяжения стрповочных тросов.

Агрегаты, транспортируемые в горизонтальном положении (например, сборки гидроаккумуляторов), должны иметь транспортные проушины, обеспечивающие их перевод в горизонтальное положение.

##### 4.2 Пределы нагрузок на транспортные проушины

При определении предельных нагрузок на проушины необходимо учитывать их снижение в зависимости от угла стрповки.

$\alpha$ в °	$\beta$ в °	предел нагрузки в тоннах	предел нагрузки в тоннах	предел нагрузки в тоннах	предел нагрузки в тоннах
0	0	3,4	2,6	1,00	1,20
0	30 до 45	2,3	2,0	0,80	1,40
0	45 до 60	2,1	1,6	0,90	0,90
0	60 до 90	1,7	1,3	0,50	0,50
30 до 45	30 до 45	1,0	0,8	0,20	0,20
30 до 45	45 до 60	0,8	0,6	0,20	0,20
30 до 45	60 до 90	0,6	0,5	0,16	0,16
45 до 60	30 до 45	0,3	0,3	0,08	0,08
45 до 60	45 до 60	0,3	0,2	0,07	0,07
45 до 60	60 до 90	0,2	0,2	0,06	0,06
исполн. трансп. проушин		Тип: А	Тип: В	Тип: С	Тип: С
сварной шов					

Таблица 73: Пределы нагрузок на транспортные проушины



### 4.3 Размеры транспортных проушин и монтажных штуцеров

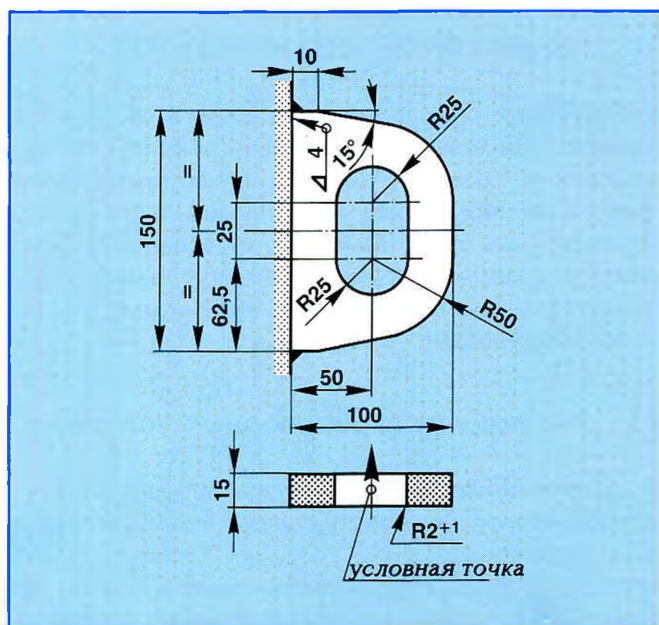


Рис. 232: Проушина типа А под строповочные крюки, располагаемая на вертикальных стенках

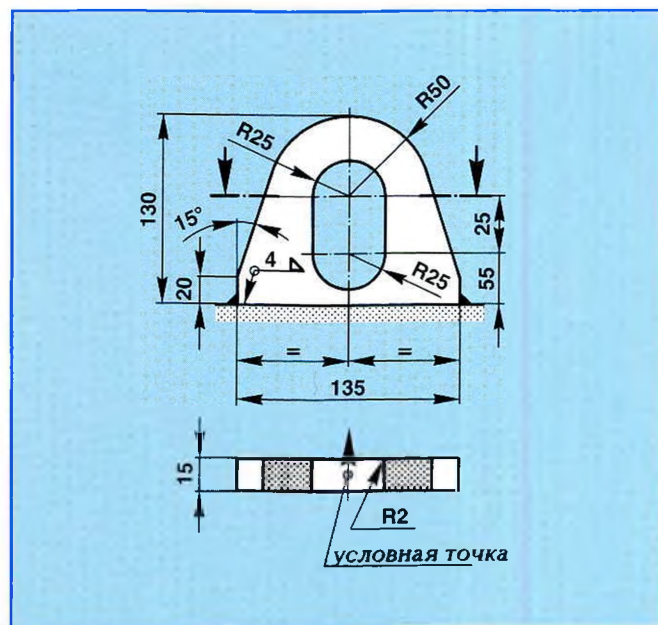


Рис. 234: Проушина типа В под строповочные крюки, располагаемая на горизонтальных стенках

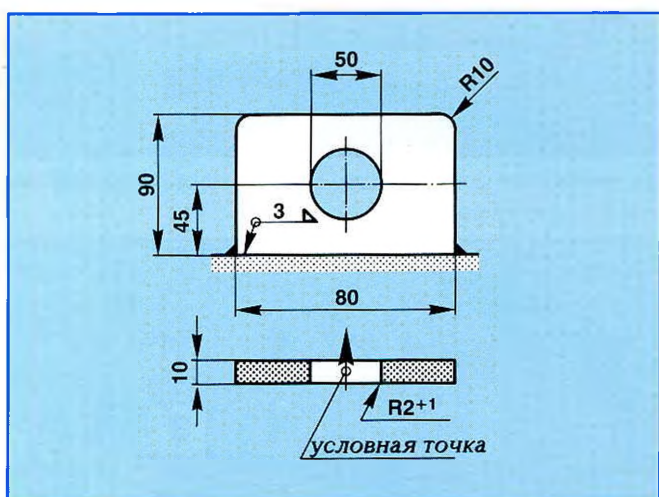


Рис. 233: Проушина типа С под строповочные крюки, располагаемая на вертикальных и горизонтальных стенках

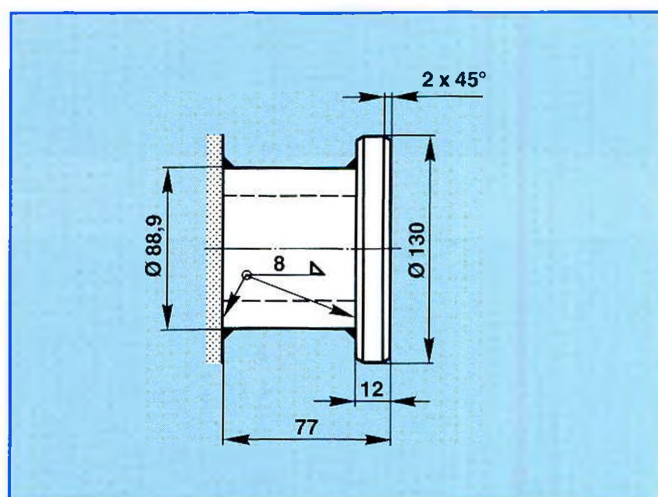


Рис. 235: Монтажные штуцеры под строповочные тросы

## 5. Упаковка гидравлических устройств

Описанные ниже меры выполняются при упаковке в зависимости от требований страны-получателя.

### 5.1 Поставка в пределах ФРГ

Поставка небольших изделий (весом до 50 кг) осуществляется в толевых или картонных коробках. Изделия укладываются в коробках с использованием соответствующих прокладочных материалов, исключающих возможность повреждения при транспортировке. Пустые пространства забиваются наполнительным материалом.

При весе упаковочных грузов брутто более 50 кг упаковка должна иметь на днище подставочные бобышки или крепиться на поддоне для возможности транспортировки грузов при помощи средств малой механизации (вилочных погрузчиков).

Антикоррозионная защита обработанных металлических поверхностей производится консервантами под давлением (см. раздел 2.2).

### 5.2 Поставка в пределах стран Общего рынка

Исполнение упаковки принимается по *разделу 5.1*.

Антикоррозионная защита грузов производится консервантами под давлением.

### 5.3 Поставка в страны Восточной Европы и за океан

Отгрузка производится преимущественно в морской упаковке (в ящиках).

Антикоррозионная защита выполняется при помощи осушителей и консервантами под давлением.

### 5.4 Поставка в СССР

Отгрузка производится всегда в морской упаковке. Антикоррозионная защита выполняется при помощи осушителей и консервантом под давлением с использованием защитной алюминиевой фольги.

Остальное выполняется по *разделу 5.1*.

## 6. Упаковка гидравлических агрегатов

Ниже описаны меры, выполняемые при упаковке гидравлических агрегатов с учётом требований стран-получателей.

Экспортная упаковка должна рассчитываться на общий срок транспортировки и хранения от 6 до 24 месяцев.

Наружные металлические обработанные поверхности должны быть покрыты напыляемой антикоррозионной защитой.

### 6.1. Поставка в пределах ФРГ

Гидравлические агрегаты типа ёмкостей, вентильных групп, вентильных сборок и насосных агрегатов прибалчиваются к деревянным подложкам и покрываются для дополнительной защиты от влаги и пыли полиэтиленовой плёнкой.

Запирающиеся гидравлические устройства типа цилиндров и аккумуляторов упаковываются в зависимости от габаритов на поддонах или салазках.

### 6.2 Поставка в пределах стран Общего рынка и Восточной Европы

Отгрузка гидравлических агрегатов производится в деревянных рамах с предварительной упаковкой в полиэтиленовую плёнку. По желанию заказчика может быть предусмотрена антикоррозионная защита при помощи осушителей.

### 6.3 Поставка за океан в морской упаковке

Для транспортировки морем гидравлические агрегаты отгружаются в ящиках, обитых водонепроницаемой пропитанной битумом бумагой (за исключением днищ для возможности отвода попавшей воды). Консервация агрегатов на период транспортировки до 6 месяцев предусматривается при помощи осушителей.

## 6.4 Поставки в СССР или на период транспортировки более 6 месяцев и на период хранения до 24 месяцев

Транспортировка гидравлических агрегатов осуществляется в ящиках, обитых пропитанной битумом бумагой (за исключением дниш).

Консервация агрегатов производится при помощи осушителей с использованием алюминиевой защитной фольги.

По желанию заказчика в замкнутом объеме могут быть установлены индикаторы для контроля эффективности действия осушителей (см. раздел 2.1).

Для обеспечения работоспособности гидравлических устройств при длительных сроках транспортировки и хранения необходима внутренняя консервация при помощи защитной смазки (см. главу "Внутренняя консервация гидравлических устройств и агрегатов").

## 7. Маркировка и обозначения

### 7.1 Маркировка отдельно поставляемых и запасных деталей

Все отдельно поставляемые детали, а также детали, поставляемые отдельно в пределах одного упаковочного места, должны быть отдельно замаркированы изготовителем/поставщиком. Эта маркировка должна быть приведена в упаковочной ведомости.

### 7.2 Маркировка упакованных грузов

Упакованные грузы должны быть замаркированы или при помощи шаблонов стойкой к морской воде и свету контрастной краской, или предоставляемыми заказчиком маркировочными табличками. При маркировке с помощью шаблонов величина букв определяется габаритами груза. При поставке неупакованных деталей и грузов на салазках маркировка должна наноситься непосредственно на груз. Все грузы должны в принципе маркироваться на обеих продольных сторонах.

### 7.3 Условные обозначения

Для обозначения грузов, требующих особого обращения, должны использоваться следующие международные условные знаки.

Знаки опасности должны приниматься по коду IMDG (рисунок 236). Обозначения наносятся на той же стороне, что и маркировка, а положение центра тяжести указывается также и на торцевых сторонах.

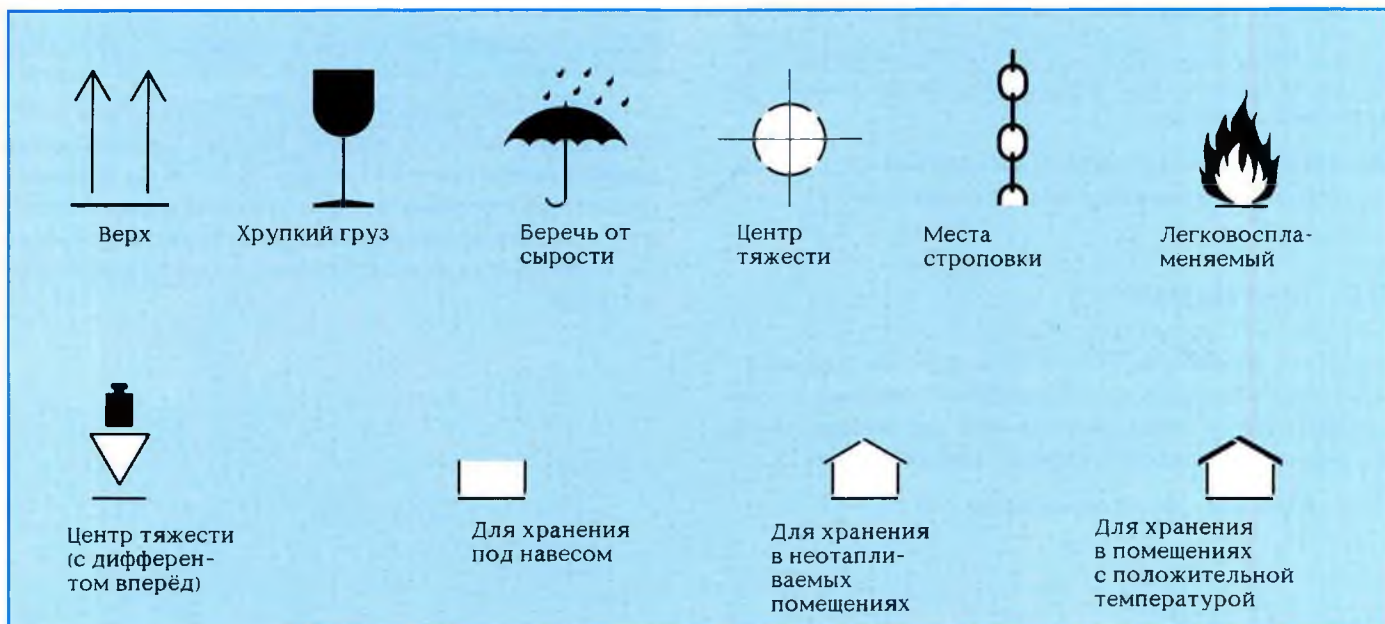


Рис. 236. Условные обозначения обращения и опасности

## 8. Литература

Фирменная публикация:

Предписания об упаковке и отправке для баллонных пневмогидроаккумуляторов и мембранных аккумуляторов фирмы Хыдак, которые поставляются с давлением подпитки (азот) Хыдак ГмбХ, Сульцбах/ФРГ

Фирменная публикация:

Общие условия упаковки для деталей машин и установок  
Маннесманн Анлагенбау АГ, Теодорштрассе 90, 4000 Дюссельдорф 30/ФРГ

Для заметок

# Пуск гидравлических установок

Франц Х. Файхт

## 1. Подготовка к пуску

### 1.1 Контроль ёмкости для рабочей жидкости

Перед отгрузкой ёмкости гидравлических установок для рабочей жидкости проверяются на чистоту, а все отверстия закрываются надлежащим образом. Особо неблагоприятные условия при транспортировке с завода на площадку, возможная необходимость промежуточного хранения в неблагоприятных условиях могут привести к тому, что ёмкости будут "загрязнены" прежде, чем установка придёт на площадку.

Если заранее предполагаются длительные сроки промежуточного хранения (более 6 месяцев), то по условиям консервации может выявиться необходимость отглушения возвратных и всасывающих линий и внутри ёмкостей для предотвращения утечки консервантов.

При монтаже на площадке бывает так, что места подключения обратных линий долгое время остаются открытыми.

На основе всего сказанного следует контролировать ёмкости гидравлических установок и в случае необходимости очищать их, не используя при этом бахромящихся тряпок.

### 1.2 Контроль соединительных линий между гидравлической установкой и потребителями

Если пуск установки производится не тем персоналом, который выполнял монтаж трубопроводов между гидравлической установкой, системой управления и потребителем, необходимо хотя бы выборочно провести контроль обвязки. От внутренней чистоты обвязки в значительной степени зависит безаварийность эксплуатации и срок пробега компонентов гидравлической установки.

Кроме того необходимо проверить правильность подключения отдельных потребителей к гидравлической установке по схеме соединений, так как лю-

бая переобвязка связана с потерями рабочей жидкости и всегда нежелательной спешкой.

### 1.3 Выверка агрегата "насос-электродвигатель"

В результате транспортировки, установки дополнительных деталей и др. может получиться так, что электродвигатель окажется смещённым относительно насоса.

Различные конструкции насосов не допускают наличия ни радиальных, ни осевых нагрузок. Эластичные элементы муфт допускают лишь незначительные параллельные или угловые смещения. Об этом не следует забывать, даже если все очень и торопят с пуском.

### 1.4 Заполнение гидроаккумуляторов газом

Для заполнения может использоваться только азот. Заполнение азотом следует производить до достижения указанного в схеме предварительного давления  $p_0$  (по жидкостному тракту система должна оставаться при этом без давления!). Для возможности использования баллонного азота имеются так называемые наполнительные установки, с помощью которых давление азота из баллонов может подниматься до соответствующей величины.

Для поршневых аккумулирующих установок с подключёнными газовыми баллонами при определённых условиях для поднятия давления азота может использоваться и гидравлическая установка.

Для баллонных аккумуляторов с подключёнными газовыми баллонами этот способ очень опасен в связи с возможностью перегрузки баллонов.

## 1.5 Заполнение рабочей жидкостью

Поскольку рабочая жидкость - независимо от того, в какой таре она поставляется - не обладает достаточной степенью чистоты, необходимо производить заполнение гидравлической установки ею через фильтр.

Абсолютная фильтрующая способность этого фильтра должна быть не ниже, чем у фильтров, смонтированных на установке.

## 1.6 Пуско-наладочный персонал

В целях обеспечения безопасности на площадке должен находиться только персонал, непосредственно занятый на пуске установки.

Сделать это не просто, так как к этому моменту на площадке находится ещё целый ряд бригад, в спешке заканчивающих свои дела. А утверждение, что "знать надо было, знать!" приходит всегда слишком поздно.

## 2. Пуск

### 2.1 Исходное положение арматуры по давлению

Все клапаны ограничения и снижения давления, регуляторы давления насосов должны находиться в разгруженном состоянии. Исключение составляют клапаны, настройка которых выполняется Технической инспекцией.

### 2.2 Состояние исполнительных органов

С исполнительных органов снимаются сервоклапаны и заменяются промывочными плитками или - что ещё лучше - позиционными клапанами такого же условного диаметра. Потребители должны заменяться байпасными линиями. При промывке во всей гидравлической системе должны быть достигнуты температуры не ниже рабочих при последующей эксплуатации. В соответствии с требованиями необходимо производить замену фильтрующих элементов.

Время промывки может быть принято по формуле:

$$t = \frac{V}{Q} \times 5 \text{ [ч]}, \text{ где}$$

$V =$  объём ёмкости в литрах,

$Q =$  производительность насоса высокого давления в л/мин

## 2.3 Пуск насосов

Если необходимо, заполнить насосы перед первым пуском рабочей жидкостью для предотвращения сухого хода подшипников и деталей механизма движения.

Произвести короткий пуск двигателя циркуляционного насоса и проверить направление вращения. При правильном вращении циркуляционный насос оставить включённым и проверить систему на герметичность и правильность расхода.

При отсутствии дефектов можно медленно вывести ограничительный клапан на значение давления, указанное в схеме, и зафиксировать его.

По такой же схеме могут быть пущены наполнительные и подпиточные насосы. При этом необходимо открыть на системе воздушники, обеспечивающие отвод воздуха из линий.

После этого должны быть пущены насосы гидравлической системы управления, если таковые имеются на установке. После того, как и в этом контуре не будет никаких дефектов, давление управления может быть выведено до предусмотренного значения и зафиксировано. На этом контуре также должны быть открыты воздушники. И уже потом могут быть последовательно пущены основные рабочие насосы. При этом также должны быть учтены требования деаэрации питающих линий и системы и проверки правильности направления вращения коротким пуском. При пуске отдельных насосов необходимо контролировать уровень масла в ёмкости и добавлять масло до полного заполнения всей системы.

Следить за работой отдельных насосов до достижения ими равномерной и непрерывной подачи. Насосы, работающие при пуске на жидкости, содержащей большее или меньшее количество пузырьков воздуха, издадут громкие "хлопки" или громкий постоянный шум. Так как на вытеснительных насосах достигается очень высокая скорость подъёма давления, то рабочая жидкость может местами очень сильно нагреваться за счёт компрессии пузырьков воздуха, что приводит к потере ею рабочих свойств.

Если же после нескольких минут работы к насосам будет подаваться рабочая жидкость, содержащая воздух, то необходимо срочно выявить и устранить причины, вызывающие это явление.

### 2.4 Пуск системы управления и потребителей

Для предотвращения повреждений, вызываемых неправильной коммутацией электрических или гидравлических цепей, пуск системы управления и потребителей должен производиться на малых расходах и низком давлении.

Давление и расходы могут быть подняты до предусмотренных значений только после того, как будет

установлено, что цепи скоммутированы правильно, управление потребителями выполняется правильно и правильно зафиксированы ограничения при помощи выключателей конечного положения и других средств.

В течение всего времени непрерывно должны контролироваться следующие показатели:

- уровень рабочей жидкости в ёмкости,
- температура рабочей жидкости в ёмкости,
- наличие утечек во всех узлах установки,
- наличие и уровень шумов,
- температуре корпуса гидравлических насосов и двигателей,
- степень загрязнения установленных фильтров.

## 2.5 Выполнение прочих работ по наладке

Установить и зафиксировать клапаны ограничения давления по указанным значениям.

Установить и зафиксировать значения регуляторов давления на насосах.

Установить значения давления на понижающих, включающих и отключающих клапанах.

Настроить прибор контроля уровня жидкости в ёмкости.

Настроить реле давления и перепада давления.

Настроить регуляторы температур на требуемые значения.

Установить пределы температурного контроля.

## 2.6 Необходимый контроль

- достаточности крепления обвязки при смене грузов по давлению,
- правильности расположения точек опор,
- правильности прокладки шланговых линий, исключающей их повреждение и при действии давления.

## 2.7 Пуск установок, оснащённых клапанами пропорционального регулирования

Такие установки пускаются следующим образом.

Вывод на режимы может осуществляться при помощи ручной системы аварийного управления. Сами же клапаны пропорционального регулирования во избежание повреждений должны пускаться при помощи вспомогательной электроники, которая предлагается заводами-изготовителями средств контроля

и автоматизации и которая в последующем может быть использована как для контроля этих клапанов, так и для контроля модулей усилителей.

## 2.8 Пуск установок, оснащённых сервоклапанами

Пуск этих установок должен осуществляться без сервоклапанов. Вместо них должны устанавливаться или промывочные плитки, или - если это возможно - позиционные клапаны такого же условного диаметра. Сервоклапаны устанавливаются после промывки системы. При этом необходимо следить за их полнейшей чистотой. И в этом случае вся система гидравлического управления должна пускаться вручную. Для управления самих сервоклапанов также предлагаются приборы с питанием от батарей или от сети, которые значительно облегчают как сам пуск, так и последующее обнаружение дефектов.

## 2.9 Пуск быстродействующих установок

Во многих случаях такие установки уже не могут быть пущены при помощи традиционных контрольно-измерительных средств и стандартных инструментов, не говоря уже о возможности оптимизации их режимов технологической эксплуатации. Такими установками являются, например, кузнечные прессы, червячнолитьевые машины при производстве изделий из пластмасс, специальные металлообрабатывающие станки, вальцовочное оборудование, системы управления кранов, машинное оборудование с электро-гидравлическими станциями управления и т.д.

Для пуска и оптимизации таких установок необходимо соответствующее конкретному назначению большее или меньшее оснащение средствами контроля и автоматизации, обеспечивающее одновременную многоканальную запись различных параметров (например, нескольких значений давления, электрических сигналов, перемещений, скоростей, расходов и т.д.) для возможности определения времени запаздывания, регистрации пиков и кратковременных посадок давления, определения неправильных режимов работы отдельных приборов, оценки существующей безопасности при наложении движений и регистрации производительности установки к моменту её приёмки/передачи.



### 3. Наиболее распространённые ошибки при пуске

Пуск установки наряду с её техническим обслуживанием является очень важным фактором, определяющим срок и надёжность её эксплуатации.

Поэтому необходимо насколько это возможно избежать при пуске каких-либо ошибок.

Наиболее распространёнными из них являются следующие:

- Отсутствие контроля уровня рабочей жидкости в ёмкости.
- Подача неотфильтрованной рабочей жидкости.
- Отсутствие контроля правильности выполнения монтажа перед пуском, приводящее к необходимости переделок, связанных с потерями рабочей жидкости.
- Наличие воздуха в узлах системы.
- Малый перепад по давлению между значениями ограничения и рабочим, т.е. отсутствие учёта перепада давления, необходимого для запираания.
- Установка давления на гидравлических насосах выше или на уровне давления ограничительного клапана.
- Занижение времени промывки сервоустановок.
- Отсутствие реакции на ненормальный шум при работе насосов в результате кавитации, негерметичности подающей линии, наличия большого количества воздуха в рабочей жидкости.
- Наличие боковых нагрузок на штоки из-за неправильности сборки.
- Наличие воздуха в цилиндрах в результате повреждения уплотнений.
- "Зажатая" установка значений срабатывания выключателей конечного положения.
- Неучёт задержки при настройке реле давления.
- Отсутствие рабочей жидкости в корпусах гидравлических насосов и двигателей перед пуском.
- Отсутствие регистрации установочных значений.
- Отсутствие фиксации или опломбирования регулирующих шпинделей.
- Большое количество народу на установке при пуске.

### 4. Заключение

В зависимости от размеров и степени сложности установки её пуск может осуществляться персоналом, предусмотренным для её последующей эксплуатации, если он располагает необходимыми сведениями по гидравлике, или пусконаладочным персоналом завода-изготовителя, имеющего соответствующее оборудование контроля и автоматизации. Опыт показывает, что многие ничего не выиграли, пытаясь сэкономить на средствах, затрачиваемых на специалистов по пуску и наладке, предлагаемых заводами-изготовителями установок.

Для заметок

Для заметок

# Техническое обслуживание гидравлических установок

Франц К. Файхт

## 1. Введение

В соответствии с DIN 31051 понятие "техническое обслуживание" включает в себя следующее:

### 1.1 Собственно техническое обслуживание

Представляет собой совокупность мер, направленных на поддержание требуемого состояния оборудования, т.е. на обеспечение того, чтобы износ так называемых рабочих запасов в течение эффективно-го срока эксплуатации установки был минимальным.

### 1.2 Ревизии

Представляют собой совокупность мер для определения истинного состояния оборудования, т.е. для определения, как и почему идёт процесс использования рабочих запасов.

### 1.3 Ремонт

Представляет собой совокупность мер для восстановления требуемого состояния оборудования, т.е. восстановления его производительности и рабочих запасов.

Для гидравлических установок под рабочими запасами можно понимать:

- возможность увеличения зазора между поршнями и гильзами цилиндров,
- возможность износа динамических уплотнений,
- запас на эрозию управляющих кромок,
- запас на усталость материалов подшипников качения,
- возможность увеличения зазора между подшипником скольжения и валом,
- запас на возможность развития кавитации на насосах и клапанах,
- запас на возможность химических изменений рабочих жидкостей.

Все эти явления износа определяют медленный расход предусмотренных при проектировании резервов до того момента, когда уже больше не выдерживаются указанные значения (этот момент времени не должен отождествляться с выходом установки из строя) или до внезапного выхода из строя отдельных компонентов.

## 2. Ремонт гидравлических установок

Всестороннее использование гидравлики определяет и большой спектр используемых для этого установок, от самых простых (например, стационарного насоса для обеспечения работы одного потребителя) до крупных установок (например, многонасосных систем регулирования).

Ремонтные работы должны планироваться и выполняться с учётом стоимости и режима эксплуатации (периодический или длительный многосменный), последствий останова (отдельная установка для выполнения второстепенных задач или установка в рамках процесса с остановом всей линии при выходе из строя одного звена) и требуемой надёжности.

### 2.1 Ревизия

Отдельные проверки должны быть сведены в так называемую ревизионную ведомость, составляемую с учётом специфики соответствующей установки, для того, чтобы отдельные работы могли быть выполнены достаточно качественно сотрудниками различной квалификации.

Для крупных установок требуются различные ревизии в зависимости от различных сроков эксплуатации, например, ежедневные, месячные или ревизии незадолго до продолжительного останова установки (например, перед производственным отпуском).

К основным ревизиям относятся:

### 2.1.1 Проверка уровня жидкости в ёмкости

Занижение уровня рабочей жидкости обычно указывает наличие внешних утечек. После проведения больших ремонтных работ уровень рабочей жидкости в ёмкости может в течение некоторого промежутка времени медленно опускаться, если установка имеет систему автоматического деаэрирования. Завышение же уровня жидкости в ёмкости может указывать на сток жидкости с узлов установки, расположенных выше, во время останова за счёт попадания воздуха. За счёт разгерметизации теплообменников, работающих на системе "вода - масло", в гидравлическую систему может попадать вода.

### 2.1.2 Проверка работоспособности теплообменников

#### Воздушные холодильники рабочей жидкости

В зонах большой запылённости теплообменная способность аппаратуры резко снижается за счёт отложений пыли на её поверхности. А если же охлаждающий воздух содержит ещё и "масляный туман" от наружных утечек, то теплообмен вскоре почти совсем прекращается.

#### Водяные холодильники рабочей жидкости

Для предотвращения снижения теплообмена за счёт отложений шлама охлаждающая вода должна быть достаточно чистой. Это особенно важно в тех случаях, когда температура рабочей жидкости поддерживается постоянной за счёт дросселирования охлаждающей воды, в результате чего не могут поддерживаться высокие скорости потока воды, необходимые для вымывания отложений. Важно также, чтобы ни по тракту воды, ни по тракту рабочей жидкости водяные холодильники не работали вхолостую, так как в результате этого для теплообмена будет использоваться только часть предусмотренной поверхности.

### 2.1.3 Проверка герметичности установки относительно атмосферы (выборочное испытание)

Проверке подлежат трубопроводы, шланговые линии (особенно в местах врезок), насосы, приборы управления, гидравлические двигатели и цилиндры.

### 2.1.4 Проверка температуры рабочей жидкости при эксплуатации

Повышение температуры может обуславливаться следующим:

- низкий КПД теплообменника (загрязнение поверхностей теплообмена, отказ вентилятора, занижение или прекращение подачи охлаждающей воды,

высокая температура охлаждающей воды на входе, наличие отложений в теплообменнике и т.д.);

- увеличение тепловыделений на гидравлических насосах и двигателях в результате повреждения подшипников качения и скольжения;
- снижение теплоотдачи ёмкости рабочей жидкости, системы трубопроводов и компонентов гидравлической системы в результате отложений загрязнений на их поверхностях;
- увеличение утечек на отдельных компонентах системы;
- срабатывание ограничительных клапанов при заниженном давлении;
- отказ системы управления по нагрузкам;
- эксплуатация установки за пределами допустимых характеристик и т.д.

### 2.1.5 Проверка величин давлений

Проверить:

- давления отпирания первичных ограничительных клапанов, вторичных ограничительных клапанов, ограничительных клапанов в системе управления;
- давление газа, развиваемое гидроаккумуляторами;
- установочные давления ограничительных, включающих и отключающих клапанов.

### 2.1.6 Проверка утечек

На основании замеров утечек на гидравлических двигателях и частично на гидравлических насосах можно судить о состоянии износа оборудования. То же самое касается ряда управляющих, регулирующих и отсечных клапанов. Замедленное втягивание (или выдвигание) находящегося под действием внешних нагрузок штока при закрытых запорных органах позволяет судить о наличии дефектов в уплотнениях штока.

### 2.1.7 Проверка чистоты рабочей жидкости

Визуальный контроль даёт лишь грубую оценку состояния рабочей жидкости (помутнение, более тёмный цвет, чем при заполнении, осадок).

Для определения чистоты рабочей жидкости могут быть использованы три метода:

- Гравиметрическое определение содержания твёрдых частиц при помощи тонкой фильтрации определённого количества жидкости (например, 100 мл) и взвешивания фильтрующего полотна до и после фильтрации. Это даёт возможность определения содержания твёрдых частиц в миллиграммах на литр. Действительное же их содержание будет несколько выше определённого значения, так как даже самые тонкие фильтры имеют в среднем ячейки размером, например, 0,8 мкм. Мельчайшие загрязнения таких размеров, правда, почти не вызывают износа потока жидкости появле-

нию эрозии (например, на клапанах ограничения или понижения давления, на пазах точного распределения управляющих клапанов, на амортизирующих пазах насосов с бесклапанным управлением и т.д.). Гравиметрическое определение не даёт никакой информации о составе отделённых твёрдых частиц, как и об их зернистости. Выполнение гравиметрической оценки возможно только в лабораторных условиях или в специально оборудованной для анализа жидкостей передвижной лаборатории.

- Подсчёт частиц при помощи электронных счётных сортировочных устройств

Такие приборы могут работать в полностью автоматизированном режиме. При их помощи не могут проводиться анализы водосодержащих жидкостей, смесей и жидкостей с повышенным содержанием твёрдых частиц. Так как эти установки очень дороги, то имеют их в основном только лаборатории крупных предприятий, заводов-изготовителей фильтров, жидкостей и возможно изготовителей компонентов гидравлических систем. При помощи соответствующей калибровки результат может непосредственно переводиться в классы загрязнённости по NAS 1638 или по стандарту SAE.

- Исследования под микроскопом.

На хорошо впитывающую поверхность (например, на лист промокательной или фильтровальной бумаги) наносятся несколько капель (точно отмеренное количество) рабочей жидкости. Задержанные на ней твёрдые частицы могут быть рассмотрены в микроскоп. Этот метод даёт возможность оценки распределения по зернистости и общего представления о составе (например, о содержании металлических частиц, частиц износа уплотнений, силикатов, волокон и т.д.). Этот метод обеспечивает возможность быстрого местного анализа, в то время как выполнение описанных ранее методов возможно только в условиях лаборатории или специально оборудованных передвижных станций.

Решающее значение для выполнения описанных методов определения содержания твёрдых частиц имеет вопрос о том, как и где произведён отбор образцов рабочей жидкости из системы. Наиболее достоверные результаты дают образцы, взятые из системы, находящейся в эксплуатации.

Очень высокой представительностью обладают образцы, взятые из напорной линии по возможности ближе к насосу. Как правило, на этой линии находятся точки замера давления, которые могут быть использованы для отбора проб. Чем ближе будет находиться точка отбора к выкиду насоса, тем выше будет и пульсация потока, стирающая различие между ламинарностью и турбулентностью. (Точное определение отбора проб дано в ISO 4021.)

При отборе проб с помощью измерительного шланга необходимо сначала сбросить не менее 2 литров жидкости с максимально высокой скоростью, чтобы

быть уверенным, что в исследуемый образец не попадут твёрдые частицы, содержащиеся в используемых при отборе шланге и арматуре. Отбор статичных проб из ёмкости рабочей жидкости - а тем более долго не работающей установки - даст результат, который не даст возможности судить о содержании твёрдых частиц в рабочей жидкости на установке. Но поскольку этот метод очень прост, им несмотря ни на что очень часто пользуются. При этом, конечно, следовало бы хотя бы соблюдать требования норм "Cetop RP 95 H", раздел 3.

### 2.1.8 Проверка загрязнённости фильтров

Визуальный контроль широко используемых сегодня глубинных фильтров уже невозможен.

Степень загрязнения может быть определена только замером перепада давления на фильтрующем элементе (или - на фильтрах в сливных линиях - замером скоростного напора, если за фильтром нет гидравлического сопротивления жидкости). Для возможности проведения такого замера без помощи измерительных приборов могут быть использованы только фильтры с оптической индикацией загрязнённости или с системой длительного контроля при помощи электрической индикации загрязнённости.

Содержание твёрдых частиц в рабочей жидкости практически является основной причиной износа компонентов гидравлических систем. От 75 до 80% направляемых заказчиками на капитальный ремонт приборов отказывают из-за износа и эрозии в результате высокого содержания твёрдых частиц в рабочей жидкости. Примерно 10% имеют повреждения в результате действия кавитации. При использовании рабочих жидкостей HFA, HFC и HFD повреждения от действия кавитации возрастают до 15 - 20%. Имеет значение также и содержание твёрдых частиц с размерами менее размеров ячеек фильтров, так как они способствуют явлениям эрозии, а происходящие при их участии процессы "притирки" увеличивают посадочные зазоры, изнашивают поверхности управляющих органов и уплотнений. Резкий отказ приборов происходит в результате этого, правда, редко, но предусмотренный конструкцией срок эксплуатации на какую-то долю снижается.

### 2.1.9 Проверка химических свойств рабочей жидкости

Поскольку рабочая жидкость подвергается высоким нагрузкам за счёт изменения давлений, высоких скоростей потока, высокого усилия вреза, местных нагревов, контактов и насыщения воздухом (кислородом воздуха), контакта с различными металлами, эластомерами и пластмассами, конденсатом и частичками твёрдых веществ, то со временем её химическая стабильность не остаётся неизменной.

Необходимо регулярно проверять:

кислотное число, число омыления, содержание продуктов окисления, вязкость и индекс вязкости.

Для рабочих жидкостей HFA, HFC и HFD такой анализ является более важным и должен проводиться через более короткие промежутки времени, чем для минеральных масел, поскольку постоянно подтверждается, что в результате очень быстро протекающих химических изменений, неуловимых внешне на-глаз, возникают серьёзные повреждения (например, коррозия, дефекты подшипников и т.д.). При отсутствии собственной лаборатории можно договориться с заводами-изготовителями рабочей жидкости о периодическом проведении таких исследований. При небольших расходах рабочей жидкости дешевле и проще производить периодическую замену для экономии средств, затрачиваемых на анализы.

#### 2.1.10 Проверка температуры подшипников

Если на рабочих поверхностях подшипников качения начинает появляться точечная коррозия, то можно говорить о повышении температуры в зоне установки этих подшипников за счёт повышенных потерь мощности. Но условием для этого является требование, чтобы после обкатки в заданных рабочих циклах в той же точке была замерена для сравнения базовая температура, так как выводы можно делать только на основании проводимых сравнений.

#### 2.1.11 Проверка образования шумов

Эта проверка также выполняется прежде всего на основании сравнений с образованием шумов в "свежем" состоянии.

При отпирании клапанов ограничения давления слышен шупящий звук. Если же слышен стуки свист, то это признак повреждения ограничительных или понижающих клапанов.

При выдвигении или втягивании штоков может слышаться стук или хруст, что может указывать на выработку направляющих, на приложения усилия (например, на заржавевших шарнирных опорах), на несоответствующее качество рабочей жидкости.

Повышение шума при работе насосов (а также и гидравлических двигателей) с увеличением давления может указывать на наличие повреждений от действия эрозии или кавитации в зоне управляющих поверхностей или по крайней мере на увеличение зазора по вытеснительным элементам или на начало образования дефектов на подшипниках качения. Неприятный громкий шум насосов, независимый от нагрузки по давлению, на чрезмерно возрастающий с увеличением числа оборотов, свидетельствует о занижении давления подпитки или о слишком высоком разрежении в линии всасывания (или подпора).

#### 2.1.12 Проверка производительностей оборудования и скоростей вращения

Проверка времени выдвигения и втягивания штоков по сравнению с гарантированными значениями, скорости вращения двигателей, потребляемой насосами мощности связана в зависимости от типа уста-

новки с большими или меньшими затратами, но она позволяет судить об общем состоянии установки.

#### 2.1.13 Проверка системы трубопроводов и шланговых линий

Трубопроводы, подключающая и соединительная арматура должны проверяться на герметичность. Кроме того трубопроводы должны проверяться также на прочность крепления в точках опор. Незакреплённые трубопроводы могут протереться, а подключающая арматура - подвергаться недопустимым механическим нагрузкам.

Места вмятин и переломов повышают гидравлическое сопротивление, что вызывает потери мощности и дополнительное нагревание. Шланговые линии должны проверяться на наличие потёртостей и пузырей. Необходимо проверять соблюдение норм по проведению монтажа. Подключающая арматура шланговых линий должна проверяться на герметичность.

#### 2.1.14 Проверка аккумуляторных установок

Необходимо периодически проверять примерно при одной и той же температуре окружающего воздуха и находящейся без давления гидравлической системе давление подпитки газа ( $p_g$ ). Это относится к баллонным, поршневым и мембранным аккумуляторам. Пружинные и грузовые аккумуляторы, встречающиеся сегодня очень редко, должны проверяться только на герметичность тракта для жидкости.

## 2.2 Техническое обслуживание гидравлических установок

В практике работы по ревизиям, техническому обслуживанию и ремонту не разделяются так строго, как в определениях. Как раз вот работы по техническому обслуживанию проводятся совместно с ревизиями.

**Основными работами по техническому обслуживанию являются:**

#### 2.2.1 Дополнительная заливка рабочей жидкости

В принципе при этом должна использоваться та же самая жидкость, какой была заполнена система. Это касается также и минеральных масел, потому что масла хотя и отвечают требованиям DIN 51524, часть I и часть II, но отличаются по содержащимся в них присадкам и по своим базовым основам. При использовании рабочих жидкостей классов HFA, HFC и HFD в любом случае следует избегать применения смесей различных фабрикатов. При смешении жидкостей одного и того же типа, но разных заводов-изготовителей вопрос ответственности за возможное появление дефектов не является однозначно решённым.

Часто для гидравлических жидкостей предлагаются присадки, снижающие механическое трение, почти устраняющие так называемый эффект торможения скольжения, якобы увеличивающие сроки годности рабочих жидкостей и многое тому подобное. Но прежде чем такие присадки будут добавлены в любом случае это должно быть согласовано с заводом-изготовителем рабочих жидкостей для обеспечения совместимости сред. Заранее следует сказать, что часто заводы-изготовители гидравлических жидкостей снимают с себя любую ответственность, если к этим жидкостям примешиваются какие-либо присадки других заводов-изготовителей.

Аналогично ведут себя и заводы-изготовители гидравлического оборудования, поскольку требуются очень большие затраты времени и средств для определения этих действий в течение длительного времени и реакции оборудования с учётом колебаний дозировки и производственно специфических нагрузок на рабочую жидкость.

### 2.2.2 Замена рабочей жидкости

Замена рабочей жидкости требуется в тот момент, когда начинается её химическое изменение (появление продуктов окисления, повышение кислотного числа или числа омыления, выпадение необходимых присадок в осадок, изменение вязкости и т.п.).

Кроме того замена рабочей жидкости необходима в тех случаях, когда загрязнение мелкими частицами (размер частиц меньше размера ячеек используемых фильтров) возрастает настолько, что приходится учитывать увеличение износа (например, более 250000 частиц с размерами от 5 мкм до 15 мкм на каждые 100 мл жидкости). Дорогостоящие способы очистки, если это вообще допускается типом используемой рабочей жидкости, например, центрифугирование или очистка на фильтр-прессах, экономически выгодны только для больших количеств. Поскольку находящееся в системе количество рабочей жидкости (в насосах, трубопроводах, приборах управления и прежде всего в цилиндрах) иногда в несколько раз превышает объём ёмкости, то недостаточно заменять рабочую жидкость только в объёме ёмкости (особенно в тех случаях, когда она имеет уже признаки химических изменений).

При каждой замене рабочей жидкости необходимо производить чистку ёмкости. Как при доливе рабочей жидкости, так и при её замене необходимо учитывать, что свежая рабочая жидкость в своем поставочном состоянии не годится для работы с точки зрения содержания твёрдых частиц. Необходимая её чистота не может быть гарантирована в результате часто очень длинной транспортной цепочки от завода-изготовителя до потребителя (хранение в запасных ёмкостях, на танкерах, в цистернах и бочках различного вида и т.п.). Поэтому свежая рабочая жидкость как при доливе, так и при полностью новом заполнении должна заливаться через фильтр. Размеры ячеек этого фильтра должны быть не больше

размеров ячеек фильтров, находящихся на установке. Но лучше использовать фильтр для этих целей с ещё более мелкими ячейками.

Это положение очень важно, так как в противном случае как раз после замены рабочей жидкости и могут появиться производственные неполадки.

### 2.2.3 Очистка фильтров

В принципе фильтрующие элементы должны очищаться или заменяться при каждой замене рабочей жидкости.

Из используемых в основном в настоящее время фильтровальных тканей практически нет ни одной, которую можно было бы целесообразно очистить без значительных затрат, поэтому фильтровальные элементы должны заменяться. Поскольку на многослойных фильтровальных элементах загрязнения невооружённым глазом не могут быть обнаружены (человеческий глаз в состоянии различать без помощи вспомогательных увеличительных средств частицы размером от 45 - 50 мкм), степень загрязнения фильтровального элемента может оцениваться только по перепаду давления на нём. Поэтому сегодня должны использоваться только фильтры, имеющие так называемую оптическую или электрическую индикацию загрязнения. Фильтры, не имеющие контроля, должны заменяться через определённые промежутки времени, которые должны быть достаточно короткими для надёжного предотвращения отпирания вентилей на байпасе или разрушения забившегося фильтровального элемента.

### 2.2.4 Подстройка значений по давлению

Должны быть подналажены все установки по давлению. Это касается клапанов ограничения давления в рабочем диапазоне, в цепи давления управления и в диапазоне низкого давления, а также понижающих клапанов, клапанов включения и отключения.

### 2.2.5 Устранение утечек в системе трубопроводов

Работы по уплотнению системы трубопроводов могут выполняться только когда они не находятся под давлением. Утечки в местах, имеющих мягкие уплотнения (O-образные кольца, фасонные прокладки и т.п.), не могут быть устранены за счёт подтягивания болтов, поскольку эти уплотнения или разрушены, или потеряли свою эластичность. Уплотнение возможно только заменой уплотнительных элементов.

### 2.2.6 Чистка установки

Время от времени необходимо чистить установку снаружи для обнаружения мест утечек, для предотвращения попадания внутрь загрязнений во время долива рабочей жидкости и замены фильтровальных элементов, для защиты втянутых и выдвинутых штоков от коробления и для предотвращения снижения заложенной в расчёт теплоотдачи оборудования.



При чистке нужно следить, чтобы используемая для этих целей жидкость не попала в гидравлическую систему.

При использовании для чистки пропарки паром высокого давления необходимо обеспечить, чтобы крышка ёмкости, проходы труб, уплотнения вала, электротехническая обвязка и пр. могли выдержать этот весьма эффективный способ.

### 2.2.7 Техническое обслуживание сосудов, работающих под давлением

Для этого в каждой стране существуют собственные предписания. В ФРГ действуют правила "Инструкции на сосуды, работающие под давлением" и инструкции "Сосуды для газа под давлением и запитывающие установки ("Инструкция на сосуды под давлением" - Сосуды под давлением V) и "Общие административные правила", а также "Технические правила для сосудов, работающих под давлением" (TRB).

Изложенные в этих документах правила служат обеспечению производственной безопасности и должны максимально предотвращать угрозу здоровью людей и нанесения ущерба окружающей среде.

На гидравлических установках к сосудам, работающим под давлением, причисляются в этом смысле ёмкости для рабочей жидкости, находящиеся под избыточным давлением (например, подпиточные ёмкости кузнечных прессов и т.п.), гидроаккумуляторы (баллонные, поршневые, мембранные и относящиеся к ним газонакопительные баллоны).

По газовому тракту гидроаккумуляторы заполняются - за некоторыми исключениями - только азотом. Перед проведением работ по техобслуживанию на гидравлических установках, оснащённых гидроаккумуляторами, давление жидкости на этих установках должно быть во всех случаях полностью сброшено. Поэтому на всех установках на хорошо видимом месте должна быть вывешена табличка с хорошо читаемым текстом следующего содержания (в случае необходимости - на нескольких языках):

#### **"ВНИМАНИЕ! УСТАНОВКА РАБОТАЕТ ПОД ДАВЛЕНИЕМ.**

**Перед началом ремонтных работ давление жидкости на установке должно быть сброшено полностью!"**

### 2.2.8 Замена быстроизнашивающихся частей

Возможность отказа большинства компонентов системы не так-то просто предвидеть заранее. Решающее значение при этом имеют условия эксплуатации (динамические нагрузки по давлению, скорости потоков, вид рабочей жидкости, температурные нагрузки, воздействие внешней среды и т.п.).

При известных условиях эксплуатации можно приблизительно предсказать средний срок пробега подшипников качения и динамически нагруженных уп-

лотнений. Предварительная замена подшипников качения, уплотнений цилиндров, грязезащитных манжет, уплотнений вала и шланговых линий целесообразна в том случае, если отказ этих компонентов чреват большими последствиями (например, если повреждение подшипника ведёт к полному повреждению всего механизма движения, или выдвигающийся шток ломает другие узлы машинного оборудования, или если в результате отказа шланговых линий может возникнуть угроза окружающей среде или даже жизни людей).

Кроме того предварительная замена быстроизнашивающихся частей во время работ по техническому обслуживанию целесообразна и в том случае, когда установки работают в несколько смен и объединены в поточные линии, т.е. когда отказ одной позиции может вызвать останов всей поточной линии.

Наряду с указанными выше как быстроизнашивающиеся могут рассматриваться следующие детали:

- все статически и динамически нагруженные уплотнительные элементы, изготовленные на основе эластомеров и полиуретана (так называемые "мягкие уплотнения");
- комплекты рабочих органов клапанов ограничения давления (особенно рабочих), а также понижающих, включающих и отключающих клапанов; электромагниты (особенно воздушные магниты переменного напряжения) при большом числе выполняемых коммутаций;
- фильтровальные элементы (если предел их насыщения не имеет постоянного контроля);
- передаточные элементы эластичных муфт вала;
- шланговые линии высокого давления, если завод-изготовитель на основе данных по условиям эксплуатации может гарантировать только определённое количество знакопеременных нагрузок.

## 2.3 Ремонт гидравлических установок и отдельных компонентов систем

### 2.3.1 Локализация дефектов

Предпосылкой для проведения системного ремонта является успешное, т.е. системное обнаружение дефектов.

В любом случае необходимым условием для этого является наличие необходимой документации и свободный доступ к ней.

Желательно, чтобы в непосредственной близости от гидравлической установки постоянно имелась монтажная схема со спецификацией и принципиальная схема. Хорошо зарекомендовало себя размещение этой документации на ДСП с последующим покрытием прозрачным лаком или плексигласом для защиты от загрязнений и разрушения, а также с соответствующим освещением.

Также по близости от установки - особенно: больших установок - должны находиться основные контрольно-измерительные приборы.

Основными приборами для обнаружения дефектов являются:

**Манометры** с необходимыми для установки диапазонами замеров. Выбор манометров для обеспечения точности и предполагаемого срока пробега должен производиться так, чтобы обычно использовалось только от 2/3 до 3/4 указанного на шкале диапазона замеров.

Быстро и без каких-либо потерь рабочей жидкости манометры могут быть подключены при помощи быстроразъёмных мини-муфт и шланговых линий диаметром от 1,8 до 2,4 мм. Очень важно, что после выполнения замеров эти муфты могут быть закрыты резьбовыми пробками для защиты от попадания загрязнений и предотвращения порчи шаровых или конических уплотнений.

### Термометры

(лучше всего электронные с поверхностными датчиками)

для возможности быстрого обнаружения мест образования высокой температуры (в результате высоких утечек, потери мощности).

### Комбинированный электроизмерительный прибор для:

- возможности проверки сопротивления магнитных катушек;
- возможности проверки подачи напряжения на переключающие магниты (замер производить на входе и выходе катушек, а не в распределительном шкафу!);
- возможности замера токов на клапанах пропорционального регулирования и сервоклапанах.

Конечно, на рынке можно приобрести специальные приборы для замеров напряжения на переключающих магнитах и тока на регулирующих магнитах, выполненные для конкретных случаев и очень простых в обращении.

### Промышленный стетоскоп

для локализации источников шума путём прослушивания корпуса оборудования.

### Хронометр для возможности:

- замеров времени втягивания и выдвигания штоков;
- выполнения замеров утечек на гидравлических насосах и гидравлических двигателях.

### Тахометр

для возможности определения числа оборотов гидравлических двигателей со стороны машинного оборудования.

### Замеры расхода

В отличие от электриков, измеряющих ток, гидравлики имеют существенные проблемы при замерах расхода жидкости.

Для установки расходомерных счётчиков система должна быть открыта, что сопряжено с потерями рабочей жидкости и попаданием загрязнений.

Лишь немногие измерительные приборы способны воспринимать нагрузки от имеющегося давления. Диапазон замера сравнительно во много раз меньше. Поэтому в большинстве случаев гидравлики вынуждены вести замеры расхода косвенно, через время движения штоков и через число оборотов гидравлических двигателей.

### Стандартный инструмент

#### 2.3.2 Устранение дефектов

Испорченные приборы как правило не ремонтируются на месте, поскольку в этих условиях нет ни требуемого для этих целей инструмента, ни необходимой чистоты. В условиях площадки должна всегда производиться по возможности только комплектная замена приборов для того, чтобы было можно:

- держать установку в открытом состоянии под действием внешних условий ровно столько, сколько это действительно необходимо;
- обеспечить минимальное количество утечек;
- за счёт использования отремонтированных и проверенных приборов обеспечить надёжность работы и максимально сократить сроки простоя установки.

Важно после локализации отказавших приборов проверить, не загрязнена ли вся система или часть её обломками оборудования или повышенным содержанием металлических частиц в результате износа. Если же такое случится (а это можно проконтролировать по состоянию фильтров и ёмкости для рабочей жидкости), то перед повторным пуском установка должна быть в любом случае очищена (например, промывкой), фильтровальные полотна заменены, и при определённых обстоятельствах в зависимости от типа установки будет необходима замена рабочей жидкости (на малых установках).

На крупных установках рабочая жидкость очищается (например, после чистки ёмкости) при помощи тонких фильтров или центрифуги и вновь подаётся на установку. Только таким образом можно предотвратить дальнейшие аварии и отказы других компонентов системы. Для обеспечения максимальной надёжности именно на высокочувствительных установках целесообразно иметь высоко точные системы управления и регулирования, устанавливая на некоторое время на фильтрах полотна со следующим в сторону уменьшения номером ячеек (например, на время их полного насыщения).

Это возможно почти во всех случаях при использовании применяемых на сегодняшний день фильтров. После повторного пуска отремонтированная установка должна находиться некоторое время под наблюдением для уверенности, что при проведённом ремонте действительно устранены все неполадки. Иногда установка некоторое время работает неритмично, если не удаётся полностью сбросить воздух из системы, что подтверждается движением или неправильным положением штоков, звуковыми ударами на отдельных насосах и т.д.

При автоматическом сбросе воздуха из системы такие явления могут продолжаться по нескольку часов.

### 2.3.3 Ремонт компонентов гидравлических систем

При ремонте компонентов гидравлических систем необходимо принципиально решить, какие из них могут быть отремонтированы на месте, а какие - только на заводе-изготовителе.

Для ремонта компонентов гидравлических систем должна иметься соответствующим образом оборудованная мастерская с более высокой чистотой помещения, чем на обычных машиностроительных заводах. Это, конечно, экономически оправдано только в тех случаях, когда на соответствующих предприятиях имеется много установок, оснащенных по большей части гидравликой.

Второе условие состоит в том, чтобы на предприятии имелся соответствующим образом подготовленный персонал и необходимая документация.

Но оба эти условия будут бесполезными, если на предприятии не будет склада запасных частей с соответствующей номенклатурой изделий. Какие же компоненты гидравлических систем могут быть отремонтированы в условиях технологического производства с разумными экономическими затратами?

#### 2.3.3.1 Гидроцилиндры (линейные двигатели)

Основными дефектами цилиндров являются:

- Изношенные уплотнения, которые могут быть заменены. В особых случаях должны ставиться уплотнения с применением специального инструмента.
- Коробление поверхности поршней, гильз цилиндров, направляющих штоков и повреждение ударами (или сварочными брызгами) самих штоков. При небольших повреждениях трубные элементы могут быть отхонингованы, со штоков может быть снято хромирование с последующей шлифовкой и повторным хромированием. Могут быть также выполнены некоторые работы на головках и основаниях цилиндров по выдерживанию допустимых зазоров для уплотнений.

#### 2.3.3.2 Запорные клапаны

Почти все виды запорных клапанов имеют металлические уплотняющие поверхности. Часто конусы имеют более высокую твёрдость, чем седла корпусов клапанов. Основными дефектами этой группы оборудования (обратные клапаны, наполнительные клапаны, 2-позиционные встроенные клапаны, называемые "логическими элементами") являются:

- Затвердевание мягких уплотнений. Затвердевшие уплотнения могут быть легко заменены. Учитывая большие усилия пружин, необходимо быть осторожным при отпирании.
- Негерметичность за счёт повреждённых седел клапанов. Подобные дефекты практически всегда обуславливаются наличием инородных тел или эрозии. Ремонт возможен или за счёт обработки седел на станках или за счёт замены пары "седло - конус". Работы на седлах должны выполняться очень точным инструментом, так как седло и направляющая практически не должны иметь смещений. Проведение статических испытаний на герметичность не представляет собой проблемы.

#### 2.3.3.3 Позиционные клапаны

Конструкция позиционных клапанов - особенно малых диаметров - не обеспечивает возможности экономичного ремонта, так как кроме замены уплотнительных элементов или магнитов могут быть дефекты и в гидравлической части.

В зависимости от вида конструкции при замене магнитов необходимо произвести поверку, которую можно выполнить только при помощи специальных устройств.

#### Золотниковые позиционные клапаны

Кроме замены уплотнений и элементов обслуживания (например, электромагнитов, ламп или деталей ручного, механического, гидравлического или пневматического обслуживания) другие виды ремонтных работ на площадке практически невозможны, так как в этих случаях приходится иметь дело с изменением размеров, например, при помощи хонингования или притирки отверстий или точного шлифования соответственно увеличенных диаметров поршней. В результате того, что в настоящее время принимаются микроскопические зазоры, такие работы должны выполняться при помощи прецизионного оборудования, чтобы можно было получить производственные характеристики, как на новых изделиях.

Для заключительного контроля требуется наличие испытательного стенда.

#### 2.3.3.4 Напорные клапаны

В принципе во всех напорных клапанах возможны и используются как конструкции с золотниками, так и конструкции с коническим затвором.

Для ремонта клапанов золотниковой конструкции действительно сказанное в п. 2.3.3.3.

На клапанах с коническим затвором может производиться замена конуса и седла в зоне пилотного управления и замена втулки и конуса - на основной ступени.

Но в настоящее время увеличивается применение напорных клапанов, состоящих из корпуса и ввёртываемой на резьбе вставки (патрона). В этих случаях ремонт состоит в замене комплектной вставки.

Затраты на контроль, дающий возможность оценки работы напорного клапана, сами по себе достаточно высоки и поэтому являются во многих случаях для технологической установки неэкономичными.

#### 2.3.3.5 Регуляторы расхода

Дроссельные клапаны и дроссели с обратными клапанами используются в качестве трубопроводной арматуры, для установки в блоках и в качестве встраиваемых комплектов (в комбинированных блоках управления).

Ремонт этого вида оборудования малых диаметров может быть ограничен только заменой уплотнительных элементов. Другие виды ремонтных работ - типа замены быстроизнашивающихся деталей - неэкономичны.

Для дорогостоящего оборудования - например, точных регуляторов расхода, дроссельных клапанов и дросселей с обратными клапанами, клапанов выдержки времени с обратным клапаном или без него - выполнение ремонтных работ, не считая замены уплотнений, экономически целесообразно только в том случае, если для этого на площадке имеется необходимый инструмент и станочное оборудование.

Для возможности приведения этого оборудования в состояние, аналогичное новому, в первую очередь необходимо иметь рабочую документацию завода-изготовителя. Если же необходимо провести проверку определённых характеристики, то требования, предъявляемые к испытательному стенду, будут уже сами по себе достаточно высокими.

Самые высокие требования к ремонтному оборудованию, квалификации ремонтников и контрольному оборудованию по этой группе приборов предъявляют клапаны регулирования расхода. Поэтому выполнение ремонтных работ, не считая замены уплотнений, на площадке может быть рекомендовано в крайне редких случаях.

#### 2.3.3.6 Клапаны пропорционального регулирования

##### Позиционные, напорные и расходные клапаны пропорционального регулирования

Оборудование этой группы сегодня настолько распространено, что о нём можно говорить как о серийном. И возможности его использования быстро растут.

Но производить его ремонт своими силами заводчанам не рекомендуется, за исключением замены уплотнений.

И это не следует понимать так, что эти приборы настолько чувствительны, подвержены отказам или сложны, что ремонтники, которые в состоянии выполнить ремонт указанных выше приборов, не могут его произвести на клапанах пропорционального регулирования.

Но затраты на контрольно-измерительное оборудование, включая электронное и самописцы для определения и соответствующей настройки требуемых характеристик, высоки настолько, что даже заводы-изготовители могут иметь его у себя в секторе ремонтных работ только в тех случаях, если оно будет загружено не менее 5 - 7 часов в день.

При меньшей загрузке отремонтированные приборы проверяются и документируются на стендах серийного изготовления.

#### 2.3.3.7 Сервоклапаны

Всё сказанное в предыдущем пункте в ещё больше мере относится к сервоклапанам. Так как притирка поршней в гильзах (а гидравлическая посадка нулевая не равноценна механической нулевой посадке) уже сама по себе требует специального оборудования, а поверочно-испытательный стенд является наиболее дорогостоящим из того, что нужно для гидравлических устройств, то эксплуатационникам не рекомендуется - даже если у них постоянно работает несколько сотен сервоклапанов - тратить деньги на приобретение оборудования для их ремонта. Хотя техническое обслуживание их в условиях технологической площадки вполне возможно: так, например, в любое время можно произвести чистку или замену защитных фильтров на первой ступени. Квалифицированному персоналу не требуется больших затрат на контрольно-измерительное оборудование для проверки нулевой точки. Необходимо ещё раз указать, что персонал должен пройти обучение на заводе-изготовителе по обслуживанию как клапанов пропорционального регулирования, так и сервоклапанов до того, как эти приборы потребуют обслуживания на установке.

### 2.3.3.8 Гидроаккумуляторы

Поскольку на гидроаккумуляторы распространяется действие норм для сосудов, работающих под давлением, то подробное рассмотрение этих положений выходило бы далеко за пределы настоящего раздела.

Пружинные аккумуляторы и аккумуляторы с грузом за редким исключением практически в настоящее время больше уже не используются. В обоих случаях отсечка со стороны жидкости производится относительно атмосферы при помощи поршней с мягкими уплотнениями.

В поршневых аккумуляторах разделение между жидкостью и газом также производится при помощи поршней с уплотнительными элементами на основе эластомеров, ткани и полиуретана, которые могут быть легко заменены в условиях установки.

В большой группе баллонных и мембранных аккумуляторов разделение между жидкостью и газом производится при помощи баллона или мембраны, выполненных из эластомерного материала, выбор которого производится с учётом вида рабочей жидкости. При замене баллонов или мембран (а оба они относятся к быстроизнашивающимся частям) необходимо следить, чтобы они были выполнены из материала, совместимого с рабочей жидкостью.

Баллонные аккумуляторы могут ремонтироваться только специально подготовленным персоналом, так как ошибки при этом почти всегда связаны с большой опасностью несчастного случая (как для оборудования, так и для персонала).

По газовому тракту гидроаккумуляторы могут заполняться только азотом (во избежание пожаров и взрывов). Часть небольших аккумуляторов имеет сварную конструкцию и поэтому неремонтноспособна (так называемые "изделия разового пользования").

### 2.3.3.9 Гидронасосы - гидродвигатели (выполненные по принципу шестерёчных насосов и шестерёчных двигателей)

Уплотнительные элементы являются заменяемыми во всех конструкциях шестерёчных насосов. Но для большинства конструкций капитальный ремонт шестерёчных насосов является неэкономичным, и в первую очередь в тех случаях, когда корпус насоса образует с отдельными полостями вытеснения уплотнительный зазор. При дефектах подшипников (в большинстве случаев - скользящих) или при попадании внутрь инородных тел в большинстве случаев происходит полная авария на соответствующей позиции.

#### Пластинчатые насосы с постоянным и переменным объёмом вытеснения

Ремонтные работы могут выполняться только соответственно подготовленным персоналом. Наряду с заменой уплотнений в большинстве случаев воз-

можен экономически целесообразный капитальный ремонт с заменой узлов механизма движения.

Так как потери должны быть минимальными (это первоначально хотя бы для европейских стран), то часто детали механизма движения берутся двойными для обеспечения минимальных объёмных потерь. Только пробный пуск на испытательном стенде может показать, удачно ли выполнен ремонт насоса. Но если потребуется проверка характеристик или проверка выполняемых функций (например, времени на повышение параметра или его понижение и т.п.), то затраты на такой стенд будут очень значительными.

Конечно, в безвыходном положении таким стендом может служить сама технологическая установка. Но для ответственных установок это нельзя считать нормальным, так как при этом становится неучитываемым время простоев.

#### Аксиально-поршневые насосы Аксиально-поршневые двигатели

Ремонтные работы также должны проводиться только специально подготовленным персоналом.

Для этой конструкции насосов и двигателей наряду с мелким ремонтом (заменой уплотнений) в большинстве случаев по регулируемым узлам возможно экономически целесообразное проведение капитального ремонта.

Для нерегулируемых узлов в зависимости от степени повреждения капитальный ремонт может оказаться экономически невыгодным.

В зависимости от вида используемой настроечно-регулирующей аппаратуры и мощности затраты по капитальным вложениям на испытательные стенды, включая контрольно-измерительное оборудование, составляют от 0,25 до 0,75 миллионов германских марок и более.

Такие установки могут иметь амортизацию только при очень высоком коэффициенте их использования.

#### 2.3.3.10 Высокооборотные гидродвигатели (с постоянным вытесняемым объёмом)

В зависимости от конструкции и для этой группы оборудования может быть экономически целесообразным проведение капитального ремонта, не считая выполнения мелких видов работ.

Но он должен проводиться только специально подготовленным персоналом. Результаты ремонта могут быть проверены только на испытательном стенде.

Капитальные затраты на ремонт по этой группе оборудования также очень высоки. Это обуславливается низкими значениями числа оборотов и высокими значениями вращающих моментов.

### 2.3.3.11 Вспомогательное оборудование на гидравлических установках

К нему относятся следующие группы оборудования: фильтры, реле давления, позиционные переключатели манометров, отсечная арматура манометров, воздушные теплообменники для рабочей жидкости, водяные теплообменники для рабочей жидкости, нагревательные приборы и т.д..

Часть этого оборудования и групп ремонтноспособна, ремонт другой части экономически нецелесообразен.

### 2.3.4 Ремонт и капитальный ремонт гидравлических устройств

В принципе можно констатировать, что капитальный ремонт экономичнее и надёжнее всего может быть выполнен на заводе-изготовителе.

Причиной этого служат следующие положения:

- В ремонтном секторе завода-изготовителя капитальный ремонт проводится по тем же стандартам, по которым выпускается новое оборудование.
- Персонал, выполняющий ремонт, подготовлен так же, как и персонал, выпускающий новое оборудование.
- Запасные части изготавливаются на том же оборудовании, на котором изготавливаются детали для нового оборудования.
- Наличие возможностей контроля в полном объёме.
- Отремонтированное оборудование в большинстве случаев подвергается более жёстким испытаниям, чем новое.
- Заводы-изготовители гарантируют для оборудования, прошедшего у них капитальный ремонт, те же технические характеристики, что и для нового.
- Некоторые заводы-изготовители дают на прошедшее у них капитальный ремонт оборудование те же сроки гарантий, что и для нового.

## 3. Заключение

Объём и сроки проведения технического обслуживания и ревизий должны определяться и фиксироваться в соответствии с величиной и значимостью соответствующей установки.

Работы по техническому обслуживанию и ревизиям, проводимые на основе официальных норм и требований профсоюзов как обязательные, должны выполняться и соответствующим образом фиксироваться независимо от профилактических мер для обеспечения безопасности обслуживаемого персонала и предотвращения возможного материального ущерба.

Для ремонта установок лучше всего иметь необходимую документацию и важнейшие контрольно-измерительные приборы под рукой для максимально успешного и кратчайшего выявления дефектов.

Если персонал по техническому обслуживанию не владеет одновременно знаниями по гидравлике и электрике (что крайне желательно, но, к сожалению редко), то для скорейшего выявления и устранения дефектов должны одновременно использоваться и гидравлики, и электрики, чтобы избежать сваливания грехов друг на друга.

Ремонт в условиях технологической установки должен быть ограничен заменой комплектных компонентов.

Ремонтные работы, за исключением хорошо освоенных, должны проводиться на заводах-изготовителях оборудования, чтобы можно было иметь в последующем на складе нормально работающий резерв.

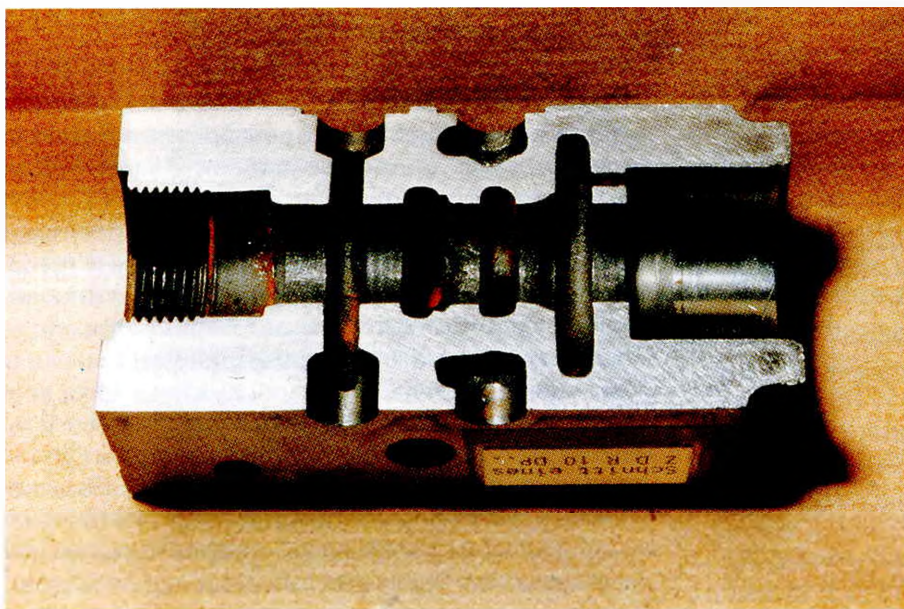


Рис. 237:  
Эрозия на управляющей кромке понижающего клапана после 12000 рабочих часов. Перепад давления на кромке: с 50 бар до 65 бар.



Рис. 238:  
Места коррозии на поверхности контакта поршня и гильзы ограничительного клапана с пилотным управлением  
Причина:  
Действие колебаний высокой частоты и малой амплитуды.

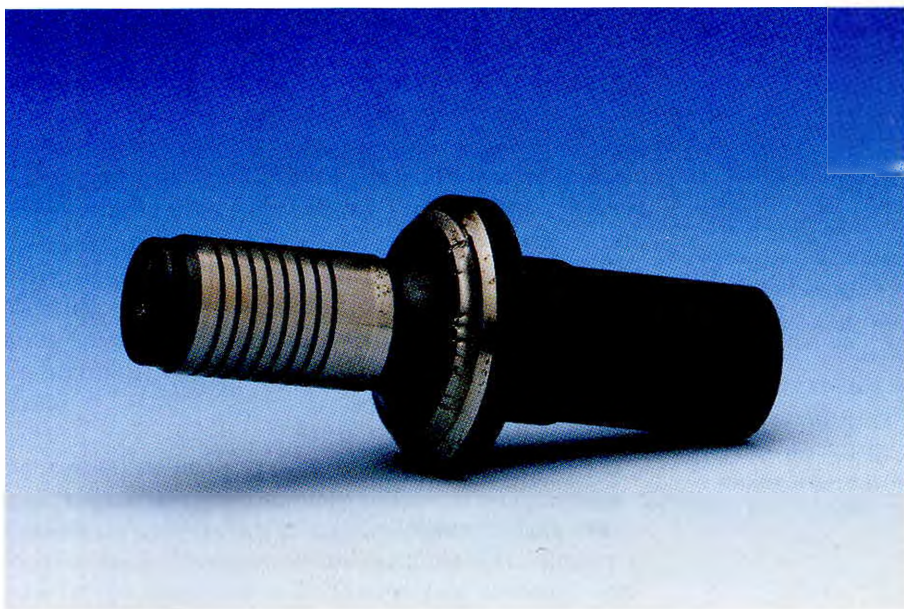


Рис. 239:  
Эрозия уплотняющей поверхности отпирающего конуса питающего клапана, обусловленная очень высоким перепадом давления и завышенным содержанием твёрдых частиц в рабочей жидкости.

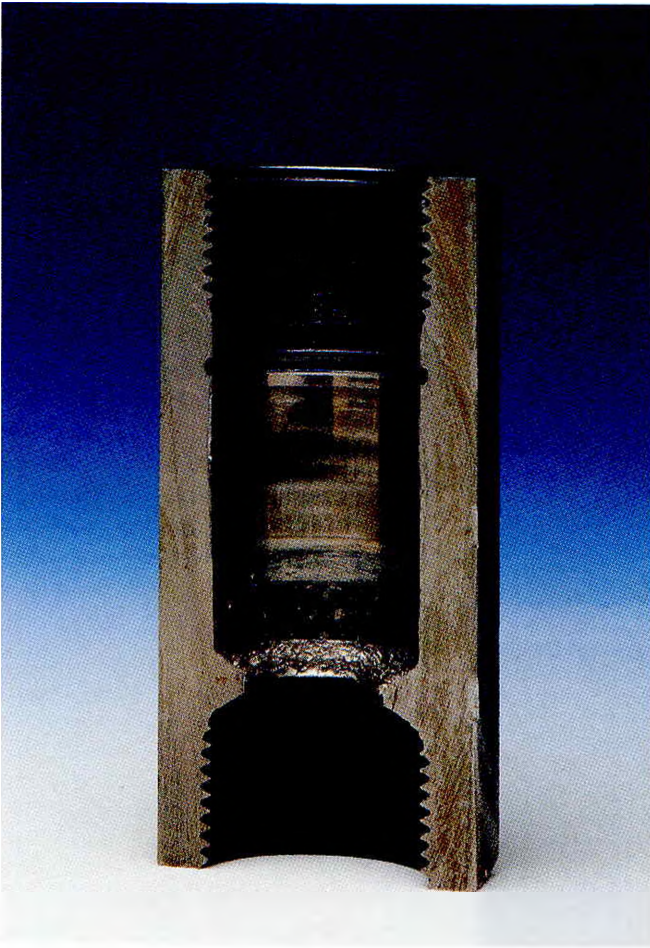
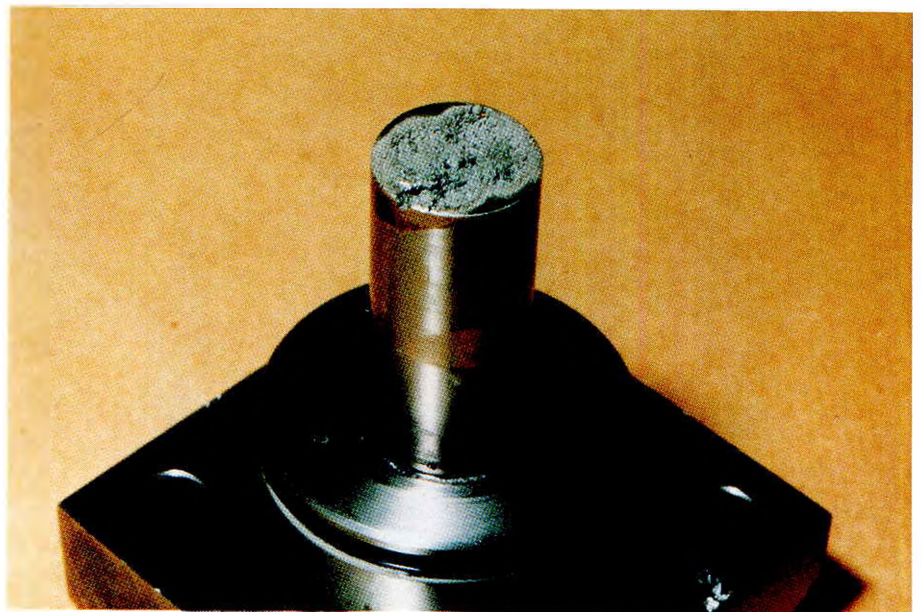


Рис. 240:  
Седло обратного клапана, разрушенное действием инородных тел.



Рис. 241:  
Нормальный износ затвора ограничительного клапана прямого управления, работавшего в условиях высокой частоты срабатывания в течение продолжительного времени.

Рис. 242:  
Дефекты на пальце дросселя в результате действия кавитации  
Устранение:  
Повышение давления после места дросселирования





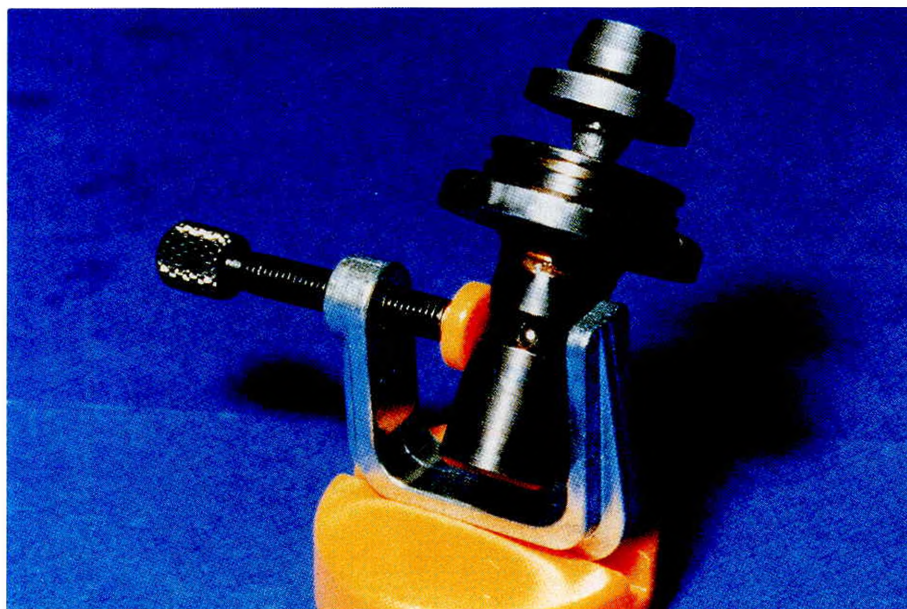


Рис. 243.  
Эрозия на уплотняющем конусе ограничительного клапана прямого управления.

Причина:  
Высокий перепад давления и высокое содержание твёрдых частиц в рабочей жидкости при высокой частоте срабатывания.

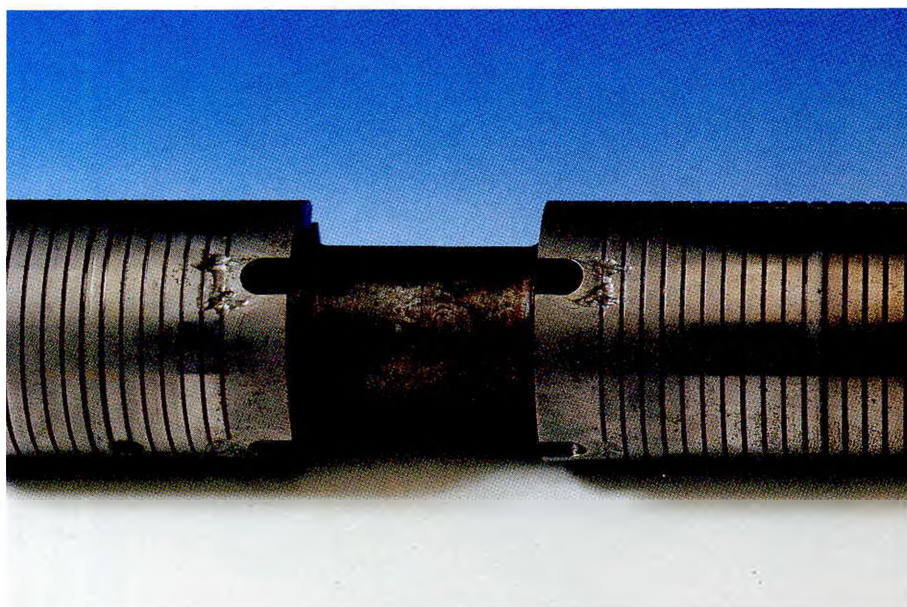


Рис. 244.  
Эрозия в зоне пазов точного управления позиционного клапана ДУ 25.

Причина:  
Для разгрузки клапана использовался большой объём масла, находящийся под высоким давлением. Содержание твёрдых частиц в рабочей жидкости: по NAS 1638 более 12.



Рис. 245.  
Дефекты на диске крышки пластинчатого насоса в результате действия кавитации, обусловленной занижением давления на приёме насоса.

Рис. 246:

*Разорванный баллон аккумулятора.*

*Причина:*

*В результате повышенного отбора жидкости баллон был втянут под тарельчатый затвор клапана.*



Рис. 247:

*Износ управляющей кромки поршня ограничительного клапана прямого управления в результате высокого содержания твёрдых частиц в рабочей жидкости.*



Для заметок





































Настоящий учебный и информационный справочник, выпущенный фирмой "Маннесманн Рексрот", включает в себя следующие основные разделы:

Проектирование гидравлических систем • Гидравлические жидкости • Тепловой режим гидравлических систем • Гидравлические аккумуляторы • Правила и предписания по технике безопасности при эксплуатации гидравлических аккумуляторов на гидравлических установках • Фильтрация на гидравлических установках • Конструкция металлических элементов гидравлических агрегатов • Мероприятия по снижению шума • Расчёт и выбор трубопроводов для гидравлических систем • Изготовление и монтаж трубопроводов гидравлических систем • Консервация внутренних поверхностей гидравлических устройств и гидравлических агрегатов • Антикоррозионная защита наружных поверхностей при помощи покрытий • Упаковка и транспортировка • Пуск гидравлических установок • Ремонт гидравлических установок

В серии "Учебный курс по гидравлике" вышли в свет:

"Основы гидравлики и компоненты гидравлических систем"

Учебный курс по гидравлике, том 1

"Сервоклапаны и клапаны пропорционального регулирования"

Учебный курс по гидравлике, том 2

"Проектирование и сооружение гидроустановок"

Учебный курс по гидравлике, том 3

"Двухпозиционные встроенные клапаны"

Учебный курс по гидравлике, том 4

**Mannesmann Rexroth GmbH • D 8770 Lohr am Main • Postfach 340 • Tel.: 0 93 52/18 0**

**SCAN by AF\_SERGEY  
(Ivanovo, Russia)**