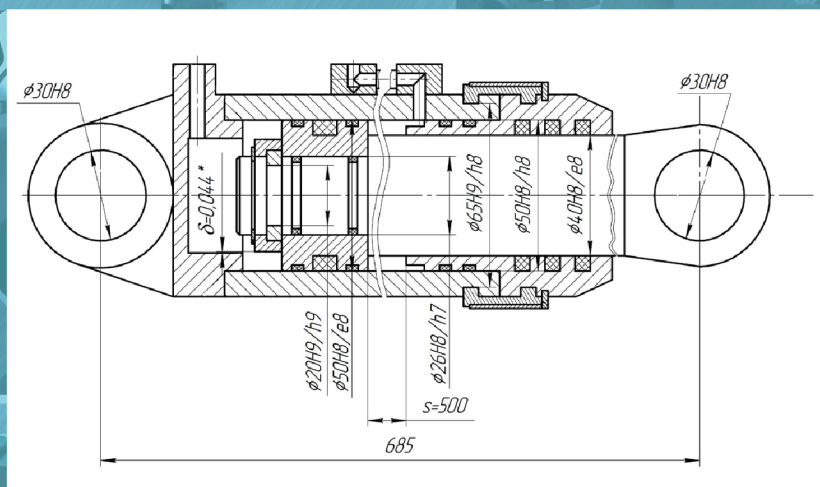


Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Тольяттинский государственный университет  
Институт машиностроения

Д.Ю. Воронов, Н.Ю. Логинов

# СИЛОВЫЕ ПРИВОДЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

Электронное учебно-методическое пособие



© ФГБОУ ВО «Тольяттинский  
государственный университет», 2021

ISBN 978-5-8259-1576-0

УДК 621.62-822(035)

ББК 34.447

---

Научный редактор канд. техн. наук, доцент В.А. Гуляев.

Рецензенты:

д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой  
«Сервис технических и технологических наук» Поволжского  
государственного университета сервиса *Б.М. Горшков*;  
канд. техн. наук, доцент кафедры «Оборудование и технологии  
машиностроительного производства» Тольяттинского  
государственного университета *Д.А. Расторгуев*.

Воронов, Д.Ю. Силовые приводы технологической оснастки : электронное учебно-методическое пособие / Д.Ю. Воронов, Н.Ю. Логинов. – Тольятти : Изд-во ТГУ, 2021. – 1 оптический диск. – ISBN 978-5-8259-1576-0.

В учебно-методическом пособии приведены основные параметры, условные обозначения и конструктивное исполнение гидроцилиндров для станочных приспособлений, дана методика расчета основных параметров, разработаны технические задания и предложена последовательность проектирования гидроцилиндров.

Предназначено для студентов направления подготовки бакалавров 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» дневной и заочной форм обучения при изучении дисциплин «Основы управления гидро- и электроприводами», «Проектирование технологической оснастки», «Оборудование и технологическая оснастка машиностроительного производства», а также для студентов, обучающихся по направлению подготовки магистров 15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» при изучении дисциплины «Автоматизация в машиностроении». Может быть полезно преподавателям, инженерно-техническим работникам, обслуживающему персоналу гидроприводов.

Текстовое электронное издание.

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

Минимальные системные требования: IBM PC-совместимый компьютер; Windows XP/Vista/7/8; PIII 500 МГц или эквивалент; 128 Мб ОЗУ; SVGA; CD-ROM; Adobe Acrobat Reader.

Редактор *Е.В. Пилясова*  
Технический редактор *Н.П. Крюкова*  
Компьютерная верстка: *Л.В. Сызганцева*  
Художественное оформление,  
компьютерное проектирование: *И.И. Шишкина*

---

Дата подписания к использованию 20.04.2021.  
Объем издания 15,3 Мб.  
Комплектация издания:  
компакт-диск,  
первичная упаковка.  
Заказ № 1-26-20.

---

Издательство Тольяттинского  
государственного университета  
445020, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14,  
тел. 8 (8482) 53-91-47, [www.tltsu.ru](http://www.tltsu.ru)

## Оглавление

ВВЕДЕНИЕ .....	6
Глава 1. ПАРАМЕТРЫ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ИСПОЛНЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ .....	7
1.1. Классификация и условные обозначения гидроцилиндров .....	7
1.2. Основной параметрический ряд и обозначения цилиндров .....	9
1.3. Технические требования к цилиндрам .....	11
1.4. Конструкции гидроцилиндров .....	11
1.5. Новые подходы к проектированию и производству гидроцилиндров .....	16
1.6. Изготовители и поставщики гидроцилиндров .....	17
Глава 2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИДРОЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ .....	19
2.1. Задачи и исходные данные для расчетов .....	19
2.2. Методика расчета силовых и скоростных параметров цилиндров .....	19
2.3. Выбор уплотнений .....	28
2.4. Рекомендации по монтажу уплотнений .....	31
2.5. Испытание гидроцилиндров .....	33
Глава 3. ПРАКТИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ .....	35
3.1. Разработка технических заданий на проектирование гидроцилиндров .....	35
3.2. Практика расчета и проектирования гидравлического цилиндра станочного приспособления .....	39
3.3. Особенности конструкции гидроцилиндра .....	44

3.4. Подбор насоса и гидравлической аппаратуры .....	45
3.5. Общие требования безопасности при обслуживании гидроприводов .....	52
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	55
ТЕСТЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ И КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ БАКАЛАВРОВ .....	56
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	97
Приложение А .....	99
Приложение Б .....	100
Приложение В .....	101
Приложение Г .....	102
Приложение Д .....	103

## **ВВЕДЕНИЕ**

Целью данного учебно-методического пособия является повышение эффективности конструкторско-технической подготовки бакалавров в системе технического образования по управлению и конструированию гидроприводов технологической оснастки.

Гидроцилиндры отличаются небольшими габаритами, массой и большими создаваемыми усилиями. Кроме этого, обладают бесступенчатым регулированием скорости и мощности. Наряду с компактностью и быстродействием гидроцилиндры характеризуются высоким коэффициентом полезного действия. Данная совокупность достоинств обуславливает широкое применение гидроцилиндров в качестве силовых приводов технологической оснастки для металлорежущих станков.

# **Глава 1. ПАРАМЕТРЫ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ИСПОЛНЕНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

## **1.1. Классификация и условные обозначения гидроцилиндров**

Гидроцилиндры являются простейшими гидродвигателями, выходное звено (шток, плунжер) которых совершает возвратно-поступательное движение. Они отличаются сравнительно малыми габаритами и массой, передаваемой на единицу мощности, бесступенчатым регулированием скорости, удобством эксплуатации, высоким коэффициентом полезного действия и другими положительными факторами, которые способствуют их распространению в различных отраслях промышленности.

Классификация гидроцилиндров показана на рис. 1.1. По конструкции рабочей камеры гидроцилиндры делятся на поршневые (рис. 1.1, *а*) и плунжерные (рис. 1.1, *б*), причем поршневые гидроцилиндры по направлению действия рабочей среды делятся на цилиндры одно- и двухстороннего действия (рис. 1.1, *в, а*).

Характерная особенность гидроцилиндра одностороннего действия заключается в том, что усилие на выходном звене (например, штоке), возникающее при нагнетании в рабочую полость гидроцилиндра жидкости под давлением, может быть направлено только в одну сторону (рабочий ход). В противоположном направлении выходное звено перемещается, вытесняя при этом жидкость из гидроцилиндра только под влиянием возвратной пружины (рис. 1.1, *в*) или другой внешней силы, например силы тяжести. Поршневые гидроцилиндры одностороннего действия применяют обычно в системах управления и для привода некоторых вспомогательных механизмов. Гидроцилиндры двухстороннего действия включают две рабочие полости, поэтому усилие на выходном звене и его перемещение могут быть направлены в обе стороны в зависимости от того, в какую из полостей нагнетается рабочая жидкость (противоположная полость при этом соединяется со сливом). Гидроцилиндры двухстороннего действия могут быть с одним или двумя штоками

(рис. 1.1, *д, з*) с подводом жидкости через корпус крышки (рис. 1.1, *в*) или штока (рис. 1.1, *е*).

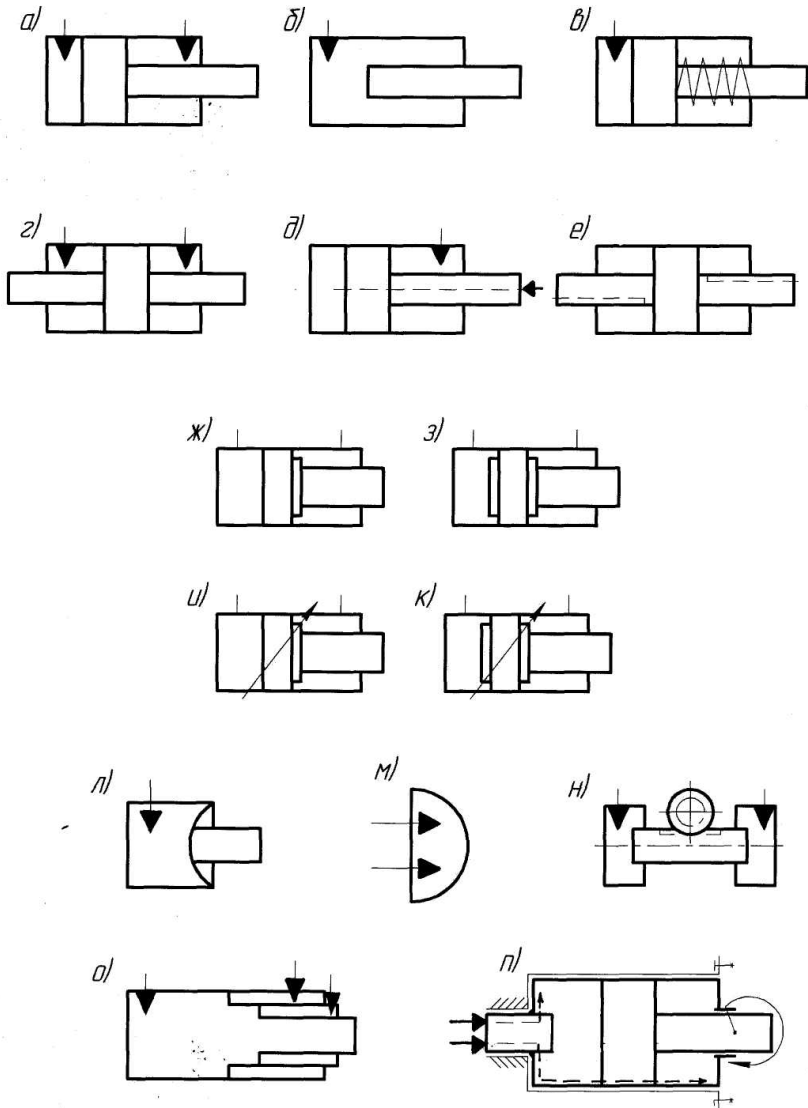


Рис. 1.1. Классификация гидроцилиндров



По способу торможения гидроцилиндры с линейным перемещением штока разделяются на цилиндры с торможением в конце хода справа (рис. 1.1, *ж*), с обеих сторон (рис. 1.1, *з*), с регулируемым торможением также в конце хода (рис. 1.1, *и*) или с обеих сторон (рис. 1.1, *к*). На рис. 1.1, *л* показан гидроцилиндр, у которого вместо поршня применена мембрана. Такие цилиндры имеют небольшой ход и применяются в автоматических зажимных устройствах. В станках (редко) для загрузочных и подающих устройств применяют гидроцилиндры (гидродвигатели) поворотного действия (рис. 1.1, *м*). Схема плунжерного гидродвигателя, который обеспечивает одинаковую скорость и предельную силу, приведена на рис. 1.1, *н*. Особую группу составляют дифференциальные, телескопические (рис. 1.1, *о*) и вращающиеся гидроцилиндры (рис. 1.1, *п*).

## **1.2. Основной параметрический ряд и обозначения цилиндров**

Основными параметрами гидроцилиндров являются их внутренний диаметр  $D$  (мм), диаметр штока  $d$  (мм), ход поршня  $S$  (мм) и номинальное давление  $p_{\text{ном}}$  (МПа), определяющее его эксплуатационную характеристику и конструкцию, в частности тип применяемых уплотнений, а также требования к качеству обработки и шероховатости внутренней поверхности и наружной поверхности штока.

Установлены следующие ряды:

- номинальных давлений  $p_{\text{ном}}$  (МПа): 2,5; 6,3; 10; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63;
- диаметров поршня  $D$  (мм) основного ряда: 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800;
- диаметров штока  $d$  (мм) основного ряда: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800;
- хода поршня  $S$  (мм): 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3150; 4000; 5000; 63000; 8000.

В соответствии с ГОСТ 25020–84 присоединительные резьбы штоков и плунжеров следует выбирать из ряда: М3×0,35; М4×0,5; М5×0,5; М6×0,75; М8×1; М10×1,25; М12×1,25; М14×1,5; М16×1,5; М18×1,5; М20×1,5; М22×1,5; М24×2; М27×2; М30×2; М33×2; М36×2;

M42×2; M48×2; M56×2; M64×3; M72×3; M80×3; M90×3; M100×3; M110×3; M125×4; M140×4; M160×4; M180×4; M200×4; M220×4; M50×6; M280×6.

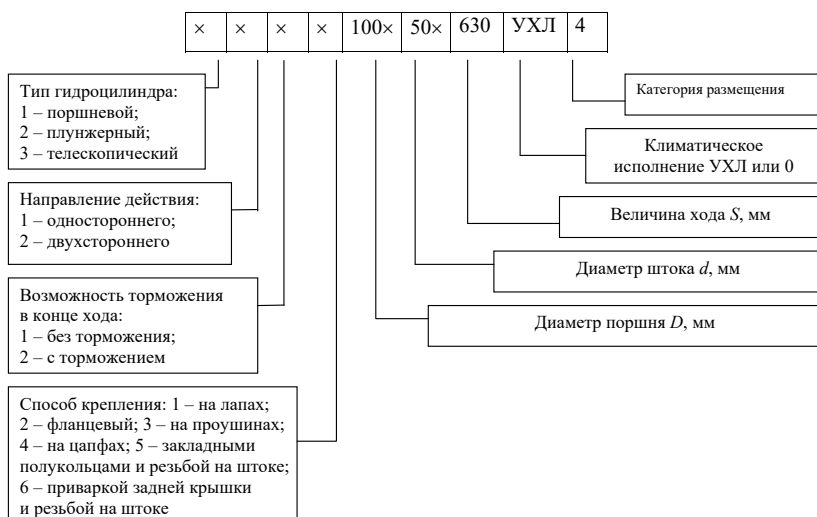
В гидроцилиндрах (гидросистемах) различают также максимальное давление  $p_{\max}$ , допустимое для периодической работы гидрооборудования, и пиковое давление  $p_{\text{п}}$ , действующее мгновенно и определяемое в основном характеристиками предохранительных устройств.

Узлы станочного гидропривода, в том числе и гидроцилиндры, изготавливают в двух климатических исполнениях: УХЛ по ГОСТ 15150–69 для умеренного и холодного климата; 0 – климатическое (в том числе и для тропического климата); при этом устанавливается категория размещения 4 – в закрытых отапливаемых или охлаждаемых производственных помещениях. Климатическое исполнение и категория размещения (УХЛ 4 или 04) указываются в конце условного обозначения.

При отсутствии специальных указаний в технической документации допускаются вибрационные нагрузки на элементы гидропривода при ускорении не менее  $5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  и частоте 1...35 Гц.

В шифре обозначения последовательно указываются номер исполнения, диаметры поршня и штока, а также величина хода поршня.

### Шифр обозначения гидроцилиндров по ГОСТ 2Г52-1-86



### 1.3. Технические требования к цилиндрам

Гидроцилиндры, предназначенные для механизации зажима заготовок в станочных приспособлениях, работают на минеральных маслах 2-го класса чистоты жидкости по ГОСТ17216–2001 с вязкостью от 10 до 100 сСт, при номинальном давлении 10 МПа (100 кгс/см<sup>2</sup>) и температуре окружающей среды от –5 до +60 °С, со скоростью перемещения поршня до 0,6 м/с, поэтому к ним предъявляются особые технические требования.

1. В рабочей полости цилиндра допускается перегрузка в течение 10 % времени, не превышающая 50 % от номинального давления.
2. Механический КПД цилиндров должен быть не менее 0,93.
3. Цилиндр должен быть герметичным при давлении рабочей среды 15 МПа (150 кгс/см<sup>2</sup>).
4. Резьба метрическая по ГОСТ 9150–59, коническая – по ГОСТ 61111–52. Цилиндры с метрической резьбой являются предпочтительными для применения.
5. Узкие канавки, нарезы и фаски под резьбу по ГОСТ 10549–52.
6. Покрытие – Хим.Окс.прм по ГОСТ 9.073–77.
7. Канавки для выхода шлифовального круга по ГОСТ 8820–69.
8. Класс шероховатости поверхностей гильз  $R_a$  0,32, поршней  $R_a$  0,16 и штока  $R_a$  0,25 мкм.

### 1.4. Конструкции гидроцилиндров

Гидроцилиндры различаются по способу крепления: на удлиненных стяжках, на лапах, на цапфах, на переднем фланце, на заднем фланце, на проушинах, серьгах, закладными кольцами. Жесткое крепление применяют в основном для небольших гидроцилиндров системы управления. В мобильных машинах (краны-манипуляторы, эвакуаторы, автоматические краны, буровые агрегаты и т. д.) чаще используют шарнирное крепление корпуса гидроцилиндра и штока. Гидроцилиндры рабочего оборудования стрел и манипуляторов крепят шарнирно на проушинах-серьгах, причем в обоих местах шарнирного крепления (у корпуса) применяются сферические подшипники скольжения типа ШС. Эти подшипники допускают поворот (на небольшой угол) пальца в любой полости,

обеспечивают свободный монтаж и демонтаж шарнирного соединения и исключают его заклинивание при небольших перекосах из-за недостаточности изготовления элементов рабочего оборудования.

Основные конструкции гидроцилиндров по справочным источникам [2; 4; 8; 9; 15] приведены на рис. 1.2, 1.3, 1.4.

**Гидроцилиндры поршневые по ОСТ Г25-1-86** выпускаются ОАО «Агрегатный завод» (г. Людиново, Калужская область) специально для станкостроения. Одна из типовых конструкций (рис. 1.2, *а*) состоит из гильзы *б*, крышек *1* и *9*, поршня *4*, штока *10*, разрезной гайки *2*, тормозных втулок *3* и *5*, фланцев *7*, полуколец *8*, втулки *11*, передней опоры *12*, крышки *14*, дросселей, обратных клапанов и винтов. Уплотнение поршня по диаметру  $D$  обеспечивается с помощью чугунных поршневых колец, а уплотнение штока по диаметру  $d$  — с помощью шевронных уплотнений *13*, натяг которых регулируется путем изменения толщины пакета прокладок между крышками *14* и *9*. Масло в цилиндр проводится через отверстия  $d_1$ ; для выпуска воздуха в крышках *1* и *9* предусмотрены отверстия, заглушаемые пробками. В исполнениях с торможением втулки *3* и *5* в конце хода входят в соответствующие расточки крышек *1* и *9*, после чего слив масла из рабочей полости возможен лишь через дроссель, регулирующий эффективность торможения. После реверса движения масло в рабочую полость поступает через обратный клапан (на чертеже не показан). Крепление цилиндра на лапах.

**Гидроцилиндры по ОСТ 2 Г29-1-77** (ТУ2-053-1652-83) для зажимных и фиксирующих устройств агрегатных станков и автоматических линий на  $p = 10$  МПа ОАО «Агрегатный завод» (г. Людиново, Калужская область) (рис. 1.2, *б*) допускают скорость перемещения поршня  $0,1 \dots 0,5$  м/с, состоят из гильзы *3*, штока *4* с поршнем *5*, крышек *2* и *6*, направляющей втулки *1*, крепежных и уплотнительных деталей. Диаметры цилиндров и штоков 40/20; 50/25; 63/32; 80/40; 100/50; 125/63. Ход  $S$  выбирается из ряда: 16; 32; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400 мм. Крепление закладными полукольцами и резьбой на штоке.

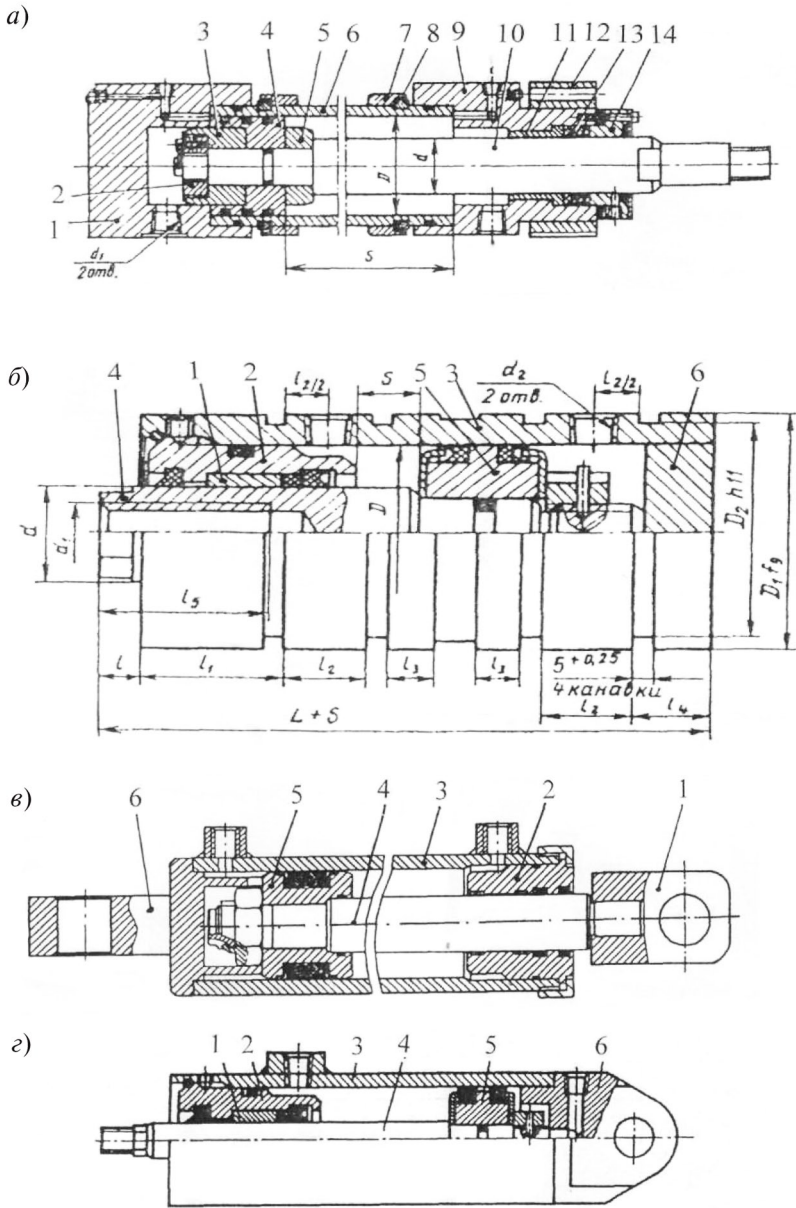
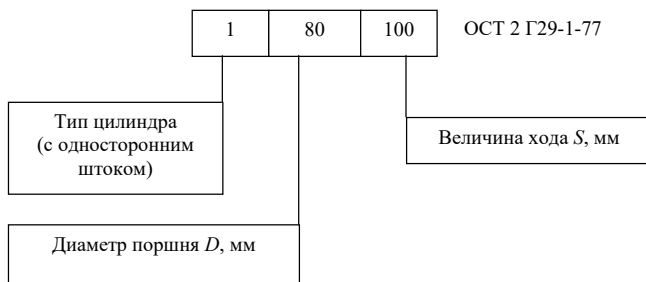


Рис. 1.2. Конструкции гидроцилиндров

### Шифр обозначения гидроцилиндров по ОСТ 2 Г29-1-77



**Гидроцилиндры ГЦО на  $p_{ном} = 16$  МПа** по ТУ 2-053.0221020.007-89 (рис. 1.2, в, г) ОАО «Агрегатный завод» предназначены для деревообрабатывающих станков строительно-дорожных машин и могут эксплуатироваться при температурах рабочей жидкости  $-15...+70$  °С; цилиндры могут использоваться также в приводах вспомогательных механизмов станков для металлообработки. Цилиндры состоят из гильзы 3, штока 4 с поршнем 5, крышек 2 и 6, направляющей втулки 1, крепежных и уплотнительных деталей. Крепление на проушинах и резьбой на штоке, возможен также способ крепления на двух проушинах, а также с применением сферических подшипников скольжения типа ШС.

**Гидроцилиндры поршневые типа ГЦО** предназначены для манипуляторов специальных установок. Изготавливаются заводами ОАО «КМЗ» (г. Новокузнецк, Кемеровская область), ОАО «ДЗГО» (ст. Дарасун, Читинская область) на  $p = 16$  МПа различных диаметров и величин хода поршня. Одна из таких конструкций (рис. 1.3) состоит из корпуса 1, штока 2, поршня 3, втулки 4, уплотнений 12, 13, 14, 15, грязесъемника 16. Данные типы цилиндров работают в тяжело нагруженных манипуляторах в условиях вибрационных и динамических нагрузок, перемещают массы до 2000 кг, нагружены в основном изменяющимися сжимающими нагрузками, поэтому все крепежные элементы 5, 6, 7, 8, 9, 10 безрезьбовые, выполнены в виде разрезных термически обработанных до  $45 \pm 5$  НRC<sub>3</sub> сегментов 5 и 7, устанавливаемых во внутренних (гильза) или наружных (шток) канавках и фиксируемых кольцами 6, 8, 9, 10. Эти конструктивные особенности обеспечивают высокую надежность, и цилиндры хоро-

шо работают в условиях шахтных агрессивных сред (запыленность, химически активные воды и т. д.). Гидроцилиндры снабжены двухсторонними гидравлическими замками с дросселями, что позволяет надежно фиксировать рабочий орган в промежуточных положениях в течение длительного времени и регулировать скорость движения рабочих органов. Гильзы цилиндров изготовлены из холодноотянутых труб с параметрами шероховатости  $R_a$  0,4 мкм, к которым привариваются серьги-дно, пластики для установки гидрозамков и каналы, подводящие масло в штоковую полость. Штоки изготавливают цельными с серьгами на одном из концов, обрабатывают и хромируют. Заводами хорошо освоена технология изготовления (раскатка, хонингование, хромирование) и сварки элементов корпуса по специальной технологии с минимальными требованиями к деформациям.

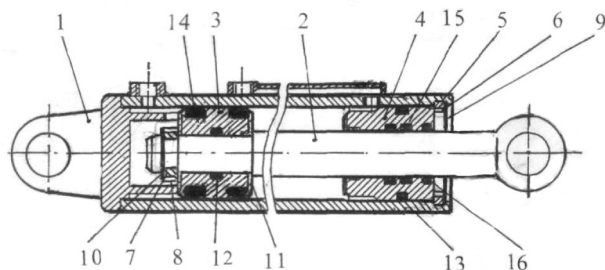


Рис. 1.3. Конструкция цилиндров КМЗ, ДЗГО

На рис. 1.4 показан поршневой сдвоенный цилиндр конструкции ОАО «КМЗ» для подающих устройств рабочего органа (бурильной головки) на  $p = 10$  МПа. Он состоит из противоположно направленных жестко соединенных (безрезьбовыми соединениями) цилиндров 1 и 2. Поршневые  $A_1$  и штоковые  $A_2$  полости цилиндров соединены гидромагистралями 3 и 4. Шток 5 цилиндра 1 жестко крепится к направляющим, к штоку 6 закрепляется рабочий орган. Шток 5 выполнен из толстостенной трубы с двумя расположенными внутри трубками для подвода масла в поршневую или штоковую полость через маслоподводящую муфту 7. Шток 6 выполнен из толстостенной трубы без внутренних каналов. Корпус цилиндра 1 снабжен направляющими 8, так как в процессе работы перемещается. При подаче масла в полости  $A_1$  цилиндров 1 и 2 происходит выдвигание

штоков 5 и 6 вместе с рабочим органом, одновременно по направляющим 8 перемещается корпус цилиндра 1, так как шток 5 закреплен неподвижно. При подаче масла в штоковые полости  $A_2$  происходит «складывание» механизма, рабочий орган возвращается в исходное положение. Такая конструкция цилиндра обеспечивает постоянство усилий (чего не обеспечивают телескопические цилиндры вследствие разности площадей поршней) и скоростей прямого и обратного хода при  $p = \text{const}$ ,  $Q = \text{const}$ , компактна, технологична, надежна.

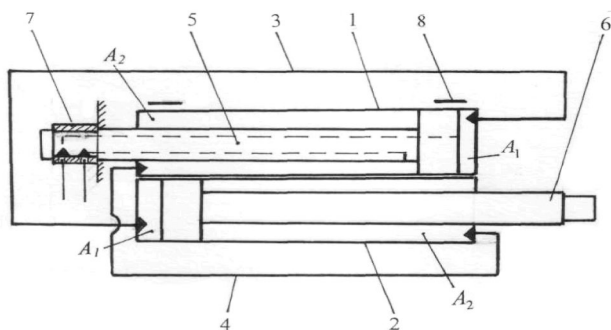


Рис. 1.4. Схема двоярного гидроцилиндра

## 1.5. Новые подходы к проектированию и производству гидроцилиндров

Компания «ГидраПак» (Россия) предлагает новые подходы к производству гидроцилиндров, позволяющие значительно снизить трудоемкость изготовления, повысить качество и надежность, сократить потребность в специальном оборудовании, участвующем в технологическом процессе, что доказано богатым опытом подавляющего большинства европейских фирм — производителей гидроцилиндров [2; 10].

В соответствии с новым технологическим процессом в производстве гидроцилиндров используются холоднотянутые хонингованные или раскатанные трубы, хромированные штоки и уплотнения итальянских или швейцарских фирм. Материал трубы: сталь для судов, работающих под давлением, холоднотянутая;  $\sigma_b > 570 \text{ Н/мм}^2$ ;



$\sigma_T > 470 \text{ Н/мм}^2$ ;  $\delta > 15 \%$ . Материал штоков: сталь  $\sigma_B > 570 \text{ Н/мм}^2$ ;  $\sigma_T > 470 \text{ Н/мм}^2$ ;  $\delta > 15 \%$ . Трубы поставляются длиной 2...8,4 м (в зависимости от диаметра) с параметром шероховатости рабочей поверхности  $R_a$  0,4 мкм, причем торцы труб закрыты пластмассовыми пробками, что исключает попадание влаги и загрязнений при транспортировке. Штоки поставляются длиной 3...7,2 м (в зависимости от диаметра) с параметрами шероховатости  $R_a$  0,2 мкм. Каждый шток находится в закрытом тубусе, который предохраняет рабочую поверхность от ударов и загрязнений. Штоки выпускаются по 18 стандартам в зависимости от марки стали (рабочая температура до  $-55 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и термообработки (объемная закалка или ТВЧ).

Раскрой труб и хромированных штоков на заготовки производится на ленточно-отрезных станках. Отрезные заготовки укладываются в межоперационную тару. Обработка штоков осуществляется на универсальных токарных станках или станках с ЧПУ.

Типовой гидроцилиндр показан на рис. 1.2, г. При производстве гидроцилиндров в основном отказываются от сварки или производят ее по специальной технологии, минимизирующей тепловые деформации гильзы. Штоки и гильзы гидроцилиндров поставляют также АОЗТ «СП «ФИНАРОС» (г. Санкт-Петербург). При проектировании гидроцилиндров рекомендуется соблюдать международные стандарты (ИСО) посадочных мест под уплотнения и опоры для поршней (прил. В).

## 1.6. Изготовители и поставщики гидроцилиндров

Из источника [2] следует, что ОАО «Агрегатный завод» выпускает гидроцилиндры моделей ОСТ 2-Г79-1-77 1215, Ц 140 1213 на  $p_{\text{ном}}$  от 10 до 25 МПа; ООО «Гидросила» (г. Люберцы, Московская область) выпускает цилиндры моделей ЦГП 1213 на  $p_{\text{ном}} = 32 \text{ МПа}$ ; ОАО «Елецгидроагрегат» (г. Елец, Липецкая область) выпускает цилиндры ЦГ 1213, ЦГ 1216 на  $p_{\text{ном}}$  от 16 до 28 МПа; АООТ «Омскгидропривод» (г. Омск) выпускает цилиндры ГС 75 2113, ППТ 3112 на  $p_{\text{ном}}$  от 10 до 16 МПа; ОАО «КЭМЗ» (г. Ковров, Владимирская область) изготавливает цилиндры моделей Ц 1213, Ц 1211 на  $p_{\text{ном}} 12 \div 16 \text{ МПа}$ ; АО «Гидромаш» (г. Кобрин, Брестская область) выпу-

скает гидроцилиндры модели КГЦ на  $p_{ном}$  до 32 МПа; ОАО «КМЗ» (г. Новокузнецк), ОАО «ДЗГО» (ст. Дарасун) изготавливают цилиндры для специальных бурильных установок до  $\varnothing 125$  мм. Ход цилиндров ( $S$ , мм) рассмотренных моделей принят из стандартного ряда ГОСТ 6540–68 в зависимости от технологических требований и заказов потребителей.

Более подробные сведения о параметрах цилиндров, схемах монтажа и рекомендациях эксплуатации приведены в [2; 8] и зависят от области применения, конструкции цилиндра, режима работы. Рекомендуется ход цилиндра делать несколько большим, чем ход рабочего органа, во избежание ударов поршня о крышки, а в цилиндрах, где требуется остановка и работа в промежуточном положении (гидравлические краны, горные машины и т. д.), во избежание «сползания» применяются гидрозамки.

## Глава 2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГИДРОЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

### 2.1. Задачи и исходные данные для расчетов

В задачи расчета гидроцилиндров входит определение усилий  $F$ , Н; диаметров гильзы  $D$ , мм; штока  $d$ , мм; выбор уплотнений поршня и штока; расчет толщины гильзы  $j$ , мм; диаметральной деформации  $\Delta D$ , мм; линейной податливости системы  $e_s$ , мм/Н; конструктивных параметров крепежных элементов; мощности  $P$ , кВт.

Исходные данные:

- вид привода, в котором используется гидроцилиндр, – объемный с дроссельным регулированием для станочного приспособления;
- тип гидроцилиндра;
- рабочая нагрузка  $F_n$ , Н;
- скорость рабочего хода  $U_p$ , м/с;
- скорость обратного хода  $U_x$ , м/с;
- длина хода поршня  $S$ , мм; степень неравномерности скорости  $\chi$  % ( $\chi = U/U_{\max} < 1$ );
- перемещаемая масса  $m$ , кг;
- конструктивные особенности: крепление, торможение, уплотнения.

### 2.2. Методика расчета силовых и скоростных параметров цилиндров

Приводится обобщенная по литературным источникам [2–5; 7; 8] скорректированная и дополненная в области точности и податливости методика расчета и конструирования гидравлических цилиндров. Основные параметры поршневого цилиндра с односторонним штоком (рис. 2.1):  $A$ , см<sup>2</sup>;  $D$ ,  $d$ , мм;  $F$ , Н;  $p$ , МПа;  $U$ , м/мин;  $Q$ , л/мин.

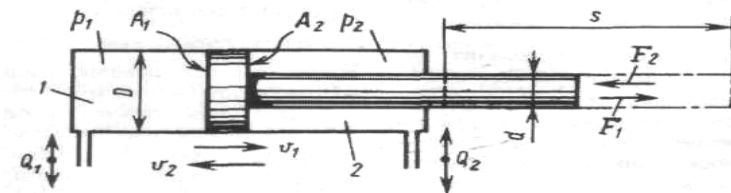


Рис. 2.1. Основные параметры цилиндра

Площадь поршневой и штоковой полости:

$$A_1 = D^2/127; A_2 = D^2 - d^2/127. \quad (2.1)$$

Усилие, развиваемое цилиндром:

$$F_1 = 100k_{\text{тр}}(p_1A_1 - p_2A_2); F_2 = 100k_{\text{тр}}(p_2A_2 - p_1A_1), \quad (2.2)$$

где  $k_{\text{тр}} = 0,9 \dots 0,98$  – коэффициент, учитывающий потери на трение;  $p_1, p_2$  – давление в поршневой и штоковой полостях, МПа.

Скорость прямого и обратного хода:

$$U_1 = 1270(Q_1/D^2) = 10(Q_1/A_1); U_2 = 1270(Q_2/D^2 - d^2) = 10(Q_2/A_2). \quad (2.3)$$

Расход масла:

$$Q_1 = U_1D^2/1270; Q_2 = U_2(D^2 - d^2)/1270. \quad (2.4)$$

Главным параметром силового цилиндра является усилие  $F$  (Н), которое на стадии проектирования в первом приближении предлагается определять по коэффициенту запаса  $k_3$ . Таким образом, необходимое усилие

$$F = k_3 F_{\text{н}}. \quad (2.5)$$

Коэффициент запаса при дроссельном регулировании следует принимать 1,5–3 в соответствии с техническими требованиями к цилиндрам.

В зависимости от назначения и типа оборудования (станки, краны, манипуляторы и т. д.) максимум силы может соответствовать переходным режимам (например, реверс стола в шлифовальных станках) или моменту резания (строгальные, долбежные, протяжные станки), поэтому выбор диаметра цилиндра и максимального рабочего давления в гидроприводе должен производиться на основании анализа графиков изменения нагрузок во времени цикла (при прямом и обратном ходе).

Задаваясь номинальным давлением  $p$  (МПа) из стандартного ряда и типом цилиндра, определяем диаметр цилиндра с учетом его КПД  $\eta_m$  (0,85...0,95) и коэффициента потерь давления в гидросистеме  $\eta_r$  (0,75...0,9):

$$D = 1,13 \sqrt{F / p \cdot \eta_m \cdot \eta_r}. \quad (2.6)$$

При заданном соотношении скоростей прямого и обратного ходов ( $U_1 < U_2$ ) в случае, когда количество масла, поступающего в цилиндр, постоянно,

$$d = D \sqrt{1 - (U_1 / U_2)}. \quad (2.7)$$

Диаметры цилиндра  $D$  и штока  $d$  выбираются из стандартного ряда ГОСТ 6540–68. После предварительного определения  $D$  и  $d$  уточняется усилие  $F$  с учетом всех нагрузок, сил трения и динамики механизма. В процессе работы оборудования цилиндр преодолевает силы полезной нагрузки  $F_n$  (например, силы резания, зажима, подъема, поворота и удержания и т. д.), трения  $F_{тр1}$  в направляющих,  $F_{тр2}$  в уплотнениях поршня и штока, веса  $G$ , противодействия  $F_{пр}$ , зависящие от сопротивления сливу жидкости из нерабочей полости, а в динамических режимах – инерционные нагрузки  $F_{ин}$ :

$$F = F_n + F_{тр10} + \sum F_{тр2} + G + F_{пр} + F_{ин}. \quad (2.8)$$

Сила трения  $F_{тр1}$ , Н, в рабочих органах зависит от конструкции рабочего органа, скорости перемещения, материала трущихся частей и т. д., определяется по формуле [7, с. 327]:

$$F_{тр10} = fG = fmg, \quad (2.9)$$

где  $f$  – коэффициент трения в направляющих при разгоне рабочих органов, принимается  $f = 0,05...0,08$  свыше 0,2 м/с;  $f = 0,10...0,12$  при скоростях меньше 0,2 м/с [7, с. 327].

Сила трения в подвижных соединениях при уплотнении манжетами определяется по формуле [2, с. 339]:

$$F_{тр} = \pi DH(p - p_k) \mu z, \quad (2.10)$$

где  $D$  – диаметр уплотняемой поверхности, мм;  $H$  – ширина манжеты, мм;  $p$  – давление масла, МПа;  $p_k = 2,5$  МПа – контактное давление, возникающее при манжете;  $\mu = 0,1...0,13$  – коэффициент трения;  $z$  – число манжет.

Сила трения поршня и штока при установке в цилиндрах различных резиновых манжет и колец может быть определена по формулам [7, с. 329].

Раздельно:

– для поршня:

$$F_{\text{тр2п}} = \pi(zp_k + p_{\text{уп}})Db\mu_{\text{п}}; \quad (2.11)$$

– для штока при уплотнительных кольцах с шевронным (елочным) профилем:

$$F_{\text{тр2ш1}} = \pi dhp; \quad (2.12)$$

– для штока с манжетным уплотнением:

$$F_{\text{тр2ш2}} = \pi dhp\mu_{\text{ш}}, \quad (2.13)$$

где  $D, d$  – диаметры поршня и штока, мм;  $b, h$  – ширина поршня и длина уплотнения, мм;  $p$  – давление в штоковой полости цилиндра, МПа;  $p_k$  – давление кольца на стенку цилиндра, МПа;  $p_{\text{уп}}$  – уплотняющее давление, МПа;  $z$  – число колец;  $\mu_{\text{п}}, \mu_{\text{ш}}$  – коэффициенты трения поршня по цилиндру и штока по уплотнениям.

Сила противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра  $A_1$  и  $A_2$ :

$$F_{\text{пр}} = \Delta p_{\text{пр}} A_{1-2}, \quad (2.14)$$

где  $\Delta p_{\text{пр}}$  – потери давления на трение жидкости сил, МПа, принимается  $\Delta p_{\text{пр}} = 0,05 p$  [7, с. 328];  $A_{1-2}$  – поршневая или штоковая площадь поршня, мм<sup>2</sup>.

Инерционные нагрузки, действующие при разгоне и торможении, чаще всего не совпадают по времени с действием сил резания, в этих случаях нагрузки, преодолеваемые цилиндрами при разгоне и торможении, могут определяться по формулам (для вертикального движения).

При ускорении вверх:

$$F = m\alpha_1 + G + \sum F_{\text{тр}}.$$

При замедлении вниз:

$$F = m\alpha_2 + G - \sum F_{\text{тр}}.$$

При ускорении вниз:

$$F = m\alpha_1 - G + \sum F_{\text{тр}}. \quad (2.15)$$

При замедлении вверх:

$$F = m\alpha_2 - G - \Sigma F_{\text{тр}}.$$

Предлагается на первом этапе проектирования и расчета инерционные силы определять по формуле

$$F_{\text{ин}} = GU/(qt_0), \quad (2.16)$$

где  $G = mq$  – ориентировочный вес перемещающихся частей, Н;  $U$  – максимальная скорость рабочего органа, м/с;  $t_0 = 0,01 \dots 0,5$  с – время разгона поршня до рабочей скорости;  $q = 9,81$  – ускорение свободного падения;  $m = m_1 + 1,16 \cdot 10^{-2}(A_1^2 l_1/d_1^2 + A_2^2 l_2/d_2^2)$  – приведенная к поршню масса подвижных частей цилиндра, приводимого механизма и масса масла в поршневом и сливном трубопроводах;  $A_1, A_2$  – рабочие площади цилиндра, см<sup>2</sup>;  $m_1$  – масса подвижных частей цилиндра и приводимого механизма, кг;  $d_1, d_2, l_1, l_2$  – внутренние диаметры и длины соответственно напорного и сливного трубопроводов, мм;  $\alpha_1, \alpha_2$  – ускорения разгона и торможения, м/с<sup>2</sup>:

$$\alpha_1 = 0,139U^2/x_1; \quad \alpha_2 = 0,139U^2/x_2, \quad (2.17)$$

где  $U$  – скорость поршня, м/мин;  $x_1, x_2$  – пути разгона и торможения, мм.

Для горизонтального движения  $G = 0$ .

После уточнения по формулам (2.8)–(2.16) усилий  $F$  корректируется диаметр поршня и штока (если это необходимо) и согласуется с ГОСТ 6540–68, определяются параметры цилиндра.

Толщина стенки гильзы цилиндра:

$$j \geq 2 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot D/\Delta D, \quad (2.18)$$

где  $\Delta D$  – допустимая диаметральная деформация (мкм) стенок толщиной  $j$  (мм) цилиндра с внутренним диаметром  $D$  (мм) под действием внутреннего давления  $p$  (МПа).

Величиной  $\Delta D$  можно задаться путем использования допуска формы на диаметр поршня  $D$ , приняв величину допуска формы 60 % (нормальная точность) от допуска на размер для 8 качества (DH8) [6, с. 441]:

$$\Delta D = 15 \cdot 10^{-3} (0,45 \sqrt[3]{D + 0,001D}). \quad (2.19)$$

Толщину стенки цилиндров, у которых ( $D/j \geq 16$ ) рассчитывают по формуле [5, с. 108]:

$$j \geq p_{\max} \cdot D/2 \cdot [\sigma_p], \quad (2.20)$$

где  $p_{\max}$  – давление в цилиндре, которое принимается максимальным, МПа;  $[\sigma_p]$  – допустимое напряжение, для стали  $[\sigma_p] = 50 \dots 60$  МПа.

При толщине стенки  $j < 0,1D$  и  $j \geq 0,1D$  диаметральной деформация  $\Delta D$  (мкм) определяется по формулам:

$$\Delta D = 2,17 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D^2/j; \quad (2.21)$$

$$\Delta D = 5,1 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D((0,425 \cdot D^2/D \cdot j + j^2) + 1). \quad (2.22)$$

Стенки цилиндра проверяются на прочность по формуле [7, с. 303]:

$$\sigma = 0,4D^2 + 1,3D_{\text{нар}}^2/D_{\text{нар}}^2 - D^2 \cdot p_y < [\sigma_p], \quad (2.23)$$

где  $D_{\text{нар}}$  – наружный диаметр гильзы цилиндра, мм;  $p_y$  – условное давление, МПа.

Диаметр условного прохода штуцеров:

$$d_y \geq 4,6 \cdot \sqrt{Q_{\max}/U_m}, \quad (2.24)$$

где  $Q_{\max} = A \cdot U_{\max} \cdot 60 \cdot 10^{-3}$  л/мин – максимальный расход жидкости;  $U_m = 5$  м/с – допустимое значение скорости движения масла в трубопроводе;  $A$  – активная мощность поршня, соответствующая направлению скорости. Диаметр  $d_y$  согласовывается с установленным рядом по ГОСТ 16516–80.

При нагружении штока сжимающими нагрузками может возникнуть его прогиб (потеря устойчивости). Для исключения этого явления рекомендуется по заданному значению  $S$  определить приведенный ход:

$$S_{\text{пр}} = S \cdot k_3, \quad (2.25)$$

где  $k_3$  – коэффициент закрепления ( $k_3 = 0,5 \dots 2$ ), который зависит от способа закрепления, и учитывается наибольшее значение сжимающей силы  $F$  по номограмме.

Расчет цилиндра на устойчивость. Критическая сила:

$$F_{\text{кр}} = \pi^2 E J_{\min} / (kS)^2, \quad (2.26)$$

где  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости штока, изготовленного из качественной конструкционной стали, термообработанного;



$J_{\min} = 0,1d^4$  – наименьший момент инерции поперечного сечения штока, мм<sup>4</sup>;  $(kS)^2$  – приведенная длина цилиндра, мм.

Запас устойчивости:

$$n_y = F/F \geq [n]_y = 2,5 \div 4. \quad (2.27)$$

Для цилиндров, имеющих скорость перемещения поршней более 18 м/мин, а в точных станках более 8 м/мин, в конце хода необходимо применять тормозные устройства, исключающие резкий удар о крышку. Различают два способа торможения: с контролем по времени и по пути. При установке на входе цилиндра тормозного золотника с конической формой рабочего элемента площадь проходного сечения дросселирующей щели (мм<sup>2</sup>) тормозного устройства в начальный момент торможения

$$A_{\text{щ}} = A_2^{1,5} \cdot U_0 / \sqrt{a_{\max} \cdot m}, \quad (2.28)$$

где  $A_2$  – площадь, см<sup>2</sup>;  $U_0$  – начальная скорость движения, м/мин;  $a$  – ускорение, м/с<sup>2</sup>.

Длина (мм) тормозного конуса (прорезей):

$$y = 0,46(U_0^2/\alpha_{\max}) \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.29)$$

При торможении цилиндра тормозными втулками, входящими с малым зазором в отверстие крышки (см. рис. 1.2, а), диаметральный зазор (мкм) без учета сил трения рассчитывается по формуле

$$\delta = \frac{166}{d} \cdot \sqrt[3]{\frac{A_2^2 v d^2 x U_0}{m U_0 / x + 715 p A_1}}, \quad (2.30)$$

где  $v = 2 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с – кинематическая вязкость масла.

При равнозамедленном торможении увеличение давления в задней полости цилиндра определяется по формуле

$$\Delta p = m U_0 / 720 \cdot A_2. \quad (2.31)$$

В некоторых случаях размеры цилиндра определяются требованиями плавности движения или возможностью обеспечения малых подач при минимальных расходах дросселирующих устройств. Устойчивое (плавное) движение горизонтально расположенных механизмов подачи агрегатных станков ( $S = 4$  мм/мин) может быть обеспечено при определенном соотношении  $D$  и  $S$ .

Сжимаемость масла в рабочей полости цилиндра приводит к запаздыванию  $\tau$  (с) начала движения его штока:

$$\tau = 0,06 \frac{AH\Delta p}{QE}, \quad (2.32)$$

где  $\Delta p$  – изменение давления, обеспечивающее начало движения, МПа.

Статическая жесткость цилиндра  $C$  (Н/мм):

$$C = 10E/[A_1^2/H_1A_1 + V_{10}] + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}], \quad (2.33)$$

где  $H_1$  – высота столба масла (см) в полости площадью  $A_1$  (см<sup>2</sup>);  $V_{10}$ ,  $V_{20}$  – объем масла в полостях и соединительных линиях в крайних положениях поршня;  $E$  – модуль упругости масла, МПа. Рекомендуется для практических расчетов принимать  $E = (1,4...1,7)10^3$  МПа.

При разработке цилиндров для точных механизмов критерием оценки деформации является податливость – величина, обратная жесткости.

Так, линейная податливость гидроцилиндра  $e_s$  (мм/Н) с учетом формулы (10.39) [2, с. 439] рассчитывается следующим образом:

$$e_s = 1/10E[A_1^2/(H_1A_1 + V_{10}) + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}]. \quad (2.34)$$

Собственная частота (Гц) привода с цилиндром:

$$f = 5\sqrt{C/m}, \quad (2.35)$$

где  $C$  – коэффициент, Н/мм;  $m$  – масса, кг.

Предельная мощность цилиндра  $P$  (кВт):

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_n \cdot F. \quad (2.36)$$

При применении цилиндров со стяжками рассчитывается диаметр стяжки, скрепляющий переднюю и заднюю крышки:

$$d_c \geq 4F_{\max}/\pi \cdot n \cdot [\sigma], \quad (2.37)$$

где  $F_{\max} = p_{\max} \cdot (\pi D^2/4)$  – максимальное усилие, Н;  $n$  – число стяжек;  $[\sigma] = 0,6\sigma_r$  – допускаемое напряжение на разрыв.

Величина удлинения (мм) стяжки под действием максимального усилия  $F_{\max}$  определяется по формуле

$$\Delta L = (L_c \cdot 4F_{\max})/\pi \cdot nd_c^2 \cdot E \leq \Delta L, \quad (2.38)$$

где  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости стали;  $[\Delta L] = 0,5$  мм – допустимая величина удлинения стяжки.

При длине гидроцилиндра более 1 м целесообразно крепить крышки к гильзе с помощью болтов, диаметр которых может быть рассчитан по формуле (2.37). При креплении втулки цилиндра и поршня на штоке с помощью сегментов, работающих на смятие и срез, рассчитывается активная площадь сегмента по формулам:

$$\begin{aligned} A_{\text{см}} &= F_{\text{max}} / [\sigma]_{\text{см}}; \\ A_{\text{ср}} &= F_{\text{max}} / [\tau]_{\text{ср}}. \end{aligned} \quad (2.39)$$

В свою очередь,  $A_{\text{см}}$  и  $A_{\text{ср}}$  будут зависеть от высоты сегмента  $h$  (мм) и его ширины  $b$  (мм):

$$A_{\text{см}} = \pi(D_{\text{тр}}^2 - d_c^2)/4. \quad (2.40)$$

Из уравнений (2.36) и (2.37) получаем:

$$d_c = \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{\text{тр}}^2 \cdot [\sigma]_{\text{см}} - 4F_{\text{max}}}{\pi[\sigma]_{\text{см}}}}, \quad (2.41)$$

где  $[\sigma]_{\text{см}} = 110 \dots 190 \text{ Н/мм}^2$  – допускаемые напряжения смятия для стали с  $\sigma_b \geq 600 \text{ Н/мм}^2$ . При переменной нагрузке  $[\sigma]_{\text{см}}$  необходимо уменьшать на 50 %.

Высота кольца сегмента по диаметру зависит от глубины врезания  $t_2$  (мм) сегментов в гильзу и шток и определяется из соотношений  $t_2 = 0,4h$  и  $D_c = d + 1,2h$ :

$$h = (d - d_c)/0,8. \quad (2.42)$$

Площадь среза, мм<sup>2</sup>:

$$A_{\text{ср}} = \pi \cdot d \cdot b. \quad (2.43)$$

Ширина сегмента  $b$  (мм) рассчитывается из уравнений (2.39) и (2.43):

$$b = F_{\text{max}} / \pi \cdot D [\tau]_{\text{ср}}, \quad (2.44)$$

где  $[\tau]_{\text{ср}} = 70 \dots 100 \text{ Н/мм}^2$  – допустимое напряжение на срез.

В практике машиностроения для сегментов применяется сталь 45 ГОСТ 1050–88, после термической обработки сегменты имеют твердость  $50 \pm 2 \text{ HRC}_3$  и обладают высокой прочностью на срез и смятие.

Диаметр болтов для крепления гидроцилиндра на лапах без использования установочных штифтов определяется формулой

$$d_6 \geq 4F_{\text{max}} / \pi \cdot n \cdot f \cdot [\tau], \quad (2.45)$$

где  $f = 0,1$  – коэффициент трения;  $n$  – число болтов.

При использовании штифтов (совместно с болтами) для крепления гидроцилиндра на лапах диаметр болтов может быть рассчитан по формуле (2.37) при  $[\sigma] = 0,6\sigma_p$ , а диаметр штифтов – по этой же формуле при  $[\sigma] = 0,3\sigma_p$  – допустимое напряжение на срез,  $n$  – число штифтов.

Диаметр резьбовой части штока рассчитывается по формуле (2.37). При креплении цилиндра на цапфах или на проушинах диаметр цапфы (проушины) определяется по формуле

$$d_{ц(пр)} \geq \sqrt{F_{\max} / n_{ц(пр)} \cdot l_{ц(пр)} \cdot [q]}, \quad (2.46)$$

где  $n = 2$  – число цапф (проушин, серёг);  $l_{ц(пр)}$  – длина цапфы (толщина проушины), мм;  $[q]$  – допускаемое давление для опоры скольжения (для пары бронза – сталь  $[q] = 20$  МПа).

Палец проушины серёги рассчитывается на срез по формуле

$$[\tau]_{ср} = 4F_{\max} / \pi d^2 \leq [\tau]_{ср}. \quad (2.47)$$

*Примечание:* согласно [16, с. 77] рекомендуется принимать  $[\tau]_{ср} = 0,2\sigma_b$ ,  $[\sigma]_{см} = (0,4...0,5)\sigma_b$ .

Внутренний диаметр трубы (высоконапорного рукава) вычисляется по формуле [7, с. 316]:

$$d_T \geq 1,13 \sqrt{Q_H / U_T}, \quad (2.48)$$

где  $Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $U_T = 1,5...2,0$  м/с, 3,5 м/с и 5,5 м/с – скорость масла соответственно для всасывающих, нагнетающих и коротких мест сужения трубопроводов.

Толщина стенки трубы определяется по формуле [7, с. 316]:

$$j_T = p \cdot d_T / 2[\sigma]_p, \quad (2.49)$$

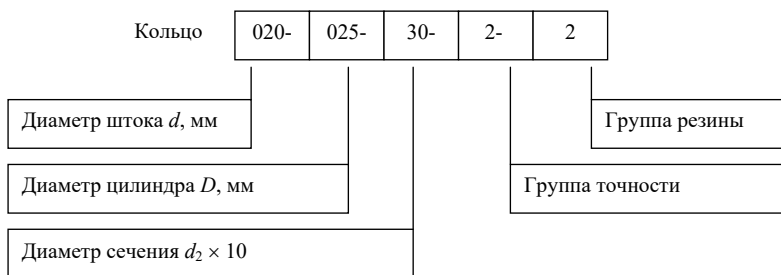
где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение при растяжении: для стальных труб  $[\sigma]_p = 40...60$  МПа.

### 2.3. Выбор уплотнений

Уплотнения гидроцилиндров должны быть достаточно герметичными, надёжными, удобными для монтажа, создавать минимальный уровень трения, иметь небольшие размеры, низкую стоимость и совместимость с рабочей жидкостью.

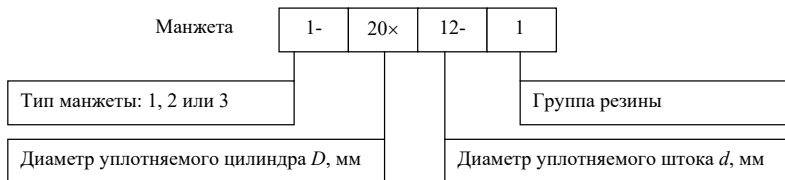
**Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения по ГОСТ 9833–73** отличаются простой конструкцией, минимальными размерами, возможностью герметизации радиального соединения независимо от направления действия давления, широкой универсальностью, низкой стоимостью, хорошей герметичностью. Недостаток — ограниченная долговечность в подвижных соединениях. Рабочие температуры  $-60...+200\text{ }^{\circ}\text{C}$  (для резины группы 2  $-50...+100\text{ }^{\circ}\text{C}$  и группы 4  $-30...+120\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); уплотняемое давление до 50 МПа в неподвижных соединениях и до 32 МПа — в подвижных; скорость перемещения до 2 м/с. Гарантийный срок эксплуатации колец для неподвижных соединений из резины группы 4 при давлении до 32 МПа и температуре  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$  составляет 7 лет (при температуре  $+50, +70\text{ }^{\circ}\text{C}$  соответственно 8500 и 18 000 часов), из резины группы 2 — 6 лет (при температуре  $+50, +70\text{ }^{\circ}\text{C}$  соответственно 3700 и 720 часов). Срок хранения 9–10 лет. Кольца имеют две группы точности: 1 — для подвижных соединений и 2 — для неподвижных и неподвижных. Их изготавливают из различных групп резины по ГОСТ 8829–73. Основные параметры резиновых колец даны в справочниках [2; 8].

*Шифр обозначения кольца уплотнительного*



**Манжеты уплотнительные резиновые для гидравлических устройств по ГОСТ 14896–84** предназначены для уплотнения деталей гидроцилиндров, перемещающихся со скоростью до 0,5 м/с при давлении от 0,1 до 50 МПа, температуре от  $-60$  до  $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ходе  $S$  до 10 м и частоте срабатывания до 0,5 Гц. Для работы с минеральными маслами применяются манжеты, изготовленные из резины групп 0, 1, 2а, 2б и 4. Установленный срок хранения манжет, изготовленных из резины групп 0 и 1, — 4 года, остальных — 2 года.

### Шифр обозначения манжет



Основные размеры уплотнительных резиновых манжет приведены в справочной литературе [1; 2; 8].

**Грязесъемники резиновые по ГОСТ 24811–81** предназначены для очистки от грязи поверхностей штоков гидроцилиндров. Изготавливаются четырех типов: 1 – закрепляемые во фланцевых соединениях; 2 – устанавливаемые в посадочные места по рекомендациям СЭВ; 3 – комбинированные (резиновое основание, второпластовый скребок); 4 – закрепляемые запрессовкой в посадочные места. Пример условного обозначения грязесъемника типа 1 для штока диаметром 32 мм: **грязесъемник 1-32 ГОСТ 24811–81**.

**Уплотнения и опоры ЭЛКОНТ** (ООО «Компания АГА») [11] предназначены для стандартных гидроцилиндров диаметром 20...250 мм (рис. 2.2), работающих в среде минеральных масел и водомасляных эмульсий с чистотой не грубее 10-го класса по ГОСТ 17216–2201, вязкостью 12...1500 мм<sup>2</sup>/с при давлении до 80 МПа, температуре от –50 до +200 °С и линейной скорости до 10 м/с. Рекомендуемые значения диаметрального зазора при давлениях до 10, 20 и 40 МПа находятся в пределах соответственно 0,7...102; 0,5...1 и 0,3...0,6 мм (для уплотнений Е18, работающих при давлении до 80 МПа,  $\delta = 0,2...0,4$  мм).

Окончательный выбор уплотнений делается в соответствии с табл. 2.1.

Таблица 2.1

Рекомендации по выбору уплотнений в гидроцилиндрах

Наименование	Стандарт	$p_{\max}$ , МПа	$U_{\max}$ , м/с
Кольца резиновые круглого сечения	ГОСТ 9833–73	50	0
		32	2,0
Манжеты резиновые	ГОСТ 14896–84	50	0,5
Уплотнения и опоры ЭЛКОНТ	–	80	10,0
Шевронные уплотнения	ГОСТ 22704–77	63	3,0

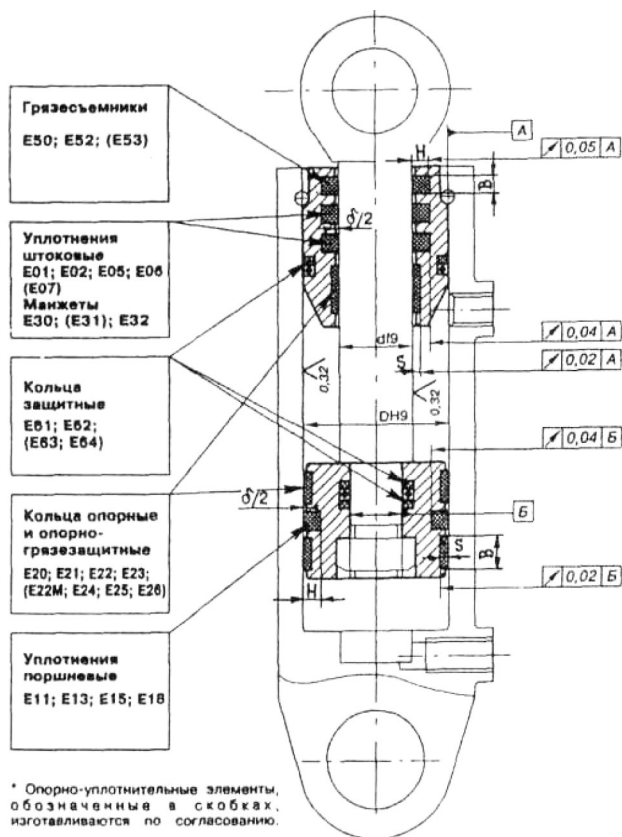


Рис. 2.2. Уплотнительные, опорные и грязесъемные элементы ООО «Компания АГА» (ЭЛКОНТ) для гидроцилиндров

## 2.4. Рекомендации по монтажу уплотнений

**Кольца.** При монтаже кольца следует предохранять от перекосов, скручивания и механических повреждений. Сопрягаемые детали должны иметь конусные заходные фаски под углом  $15...30^\circ$  к направлению движения. Перед монтажом кольца рекомендуется смазывать.

**Манжеты.** При монтаже места установки и трущиеся поверхности следует смазать тонким слоем густого смазочного материала. Манжеты с  $d > 76$  мм могут монтироваться в закрытых канав-

ках поршня, причем их кратковременное растяжение при монтаже должно быть не более 25 %. При давлении свыше 10 МПа следует применять защитные кольца по ГОСТ 14896–84, а при повышенной запыленности внешней среды – грязесъемники по ГОСТ 24811–81.

В гидросистемах должны быть фильтры со степенью очистки не более 50 мкм. Движущиеся поверхности, контактирующие с манжетами, рекомендуется обработать до 47 НРС<sub>3</sub> с последующим хромированием. Давление масла должно разжимать лепестки манжеты, гнездо и шток должны иметь заходные фаски, а если их нет, то следует применять монтажные втулки. Манжеты, вынутые из гнезда, обычно повторно не используются. Центрирующую поверхность штока рекомендуется располагать со стороны, противоположной направлению действия рабочего давления  $p$ , во избежание выдавливания манжеты в зазор.

**Уплотнения и опоры ЭЛКОНТ.** Штоковые E01, E05, E02, E06 состоят из уплотнительного, поджимного и защитного колец, размеры посадочных мест соответствуют ISO DP 7425/2. Для повышения надежности и герметичности рекомендуется установка двух компонентов. При наличии защитных колец давление может быть увеличено с 40 до 80 МПа. Уплотнения E07 устанавливают в канавки глубиной 5 мм и применяют главным образом для телескопических гидроцилиндров. Поршневые E13, E13М, E15 и E15М комплектуются защитными кольцами. Размеры посадочных мест соответствуют ISO DP 7425/1. Уплотнения E18 применяются в гидрофицированном инструменте при  $p$  до 80 МПа.

Кольца опорные E20, E21, E22, E23, E25, E26 изготавливают резиновыми с косым или ступенчатым замком, размеры E20 соответствуют ISO RP 10766. Кольца E21 и E22 выполняются обычной, повышенной (П) или особой (Т) точности.

Штоковые манжеты E30, E31 рассчитаны на номинальное давление  $p = 25$  МПа, E32 со встроенными кольцами – на  $p = 50$  МПа.

Для уплотнения гидрошарниров и трубопроводов используются уплотнения E42, E42-2, которые работают при  $p = 40$  МПа и  $U$  до 0,25 м/с.

Более подробные сведения об уплотнениях даны в технической литературе [2].



## 2.5. Испытание гидроцилиндров

Гидроцилиндры испытываются заводом-изготовителем.

Стенд для испытания гидроцилиндров (рис. 2.3) содержит испытываемый 12 и нагрузочный 19 цилиндры, бак 1, насос 2, предохранительный 26 и подпорный 25 клапаны, фильтр 4, распределитель 6, дроссели 5, 7, 20 и 21, обратные клапаны 23, 24, вентили 9, 10, 14 и 15, манометры 3, 11, 13, 18 и 22, мензурки 8, 16 и линейку 17.

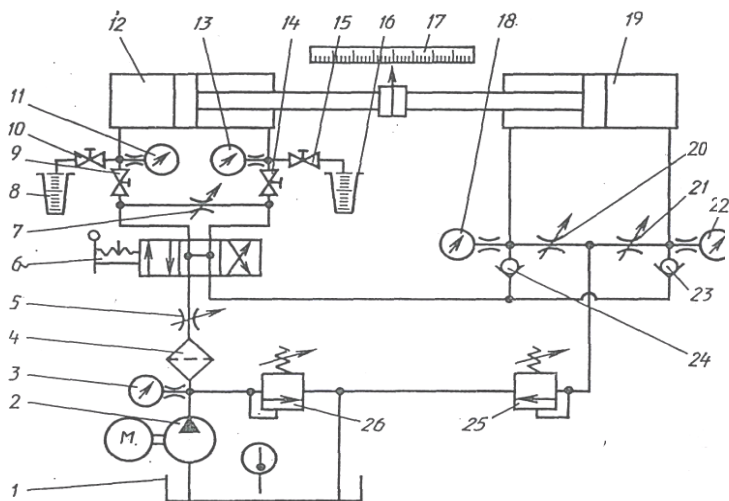


Рис. 2.3. Схема стенда для испытания гидроцилиндров

Проверка функционирования проводится при номинальном давлении и давлении холостого хода. Прочность проверяется в двух крайних положениях давлением  $1,5 p_{\text{ном}}$  в течение 3 мин. В этих же условиях проверяется устойчивость штока, выдвинутого на  $0,95 \dots 0,98$  длины его хода (до контакта со специальным упором). Наружная герметичность проверяется при давлении не менее  $1,25 p_{\text{ном}}$ . Внутренние утечки проверяются при  $p_{\text{ном}}$  не менее чем через 30 с после остановки поршня в двух крайних и среднем положении (на упоре). При этом масло подводится, например, в штоковую полость, а утечка из поршневой полости измеряется мензуркой после того, как перекрыт вентиль 9 и открыт вентиль 10. Давление страгивания проверяется в двух крайних положениях при отсоединенном нагрузочном

цилиндре. При этом переключается распределитель 6, прикрывается дроссель 5 и открываются дроссели 7, 20 и 21. Далее, медленно прикрывая дроссель 7, увеличивают перепад давлений (контролируется манометрами 11 и 13) до страгивания поршня. После начала движения перепад давлений вновь медленно уменьшают до тех пор, пока поршень не начнет перемещаться рывками. Давление, после которого начинаются рывки, является давлением холостого хода. При дальнейших проверках дроссель 5 полностью открывают, а дроссель 7 – перекрывают. Скорость поршня измеряется линейкой и секундомером. Развиваемое цилиндром усилие  $F$  проверяется по перепаду давления в нагрузочном цилиндре 19 (регулируется дросселями 20 и 21). Механический КПД цилиндра

$$\eta_{\text{мех}} = F/100(p_{\text{ном}}A_1 - p_{\text{сл}}A_2), \quad (2.50)$$

где  $p_{\text{сл}}$  – давление в сливной линии;  $A_1, A_2$  – площади поршня в поршневой и штоковой полостях ( $F, \text{Н}; p, \text{МПа}; A, \text{см}^2$ ), а полный КПД рассчитываем по формуле

$$\eta = \eta_{\text{мех}}(100A_1v)/(100A_1v + q), \quad (2.51)$$

где  $v$  – скорость движения штока при нагрузке, соответствующей перепаду давлений в полостях, равному  $p_{\text{ном}}$ ;  $q$  – внутренние утечки ( $A, \text{см}^2; U, \text{м/мин}; q, \text{см}^3/\text{мин}$ ).

## **Глава 3. ПРАКТИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ДЛЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

### **3.1. Разработка технических заданий на проектирование гидроцилиндров**

Изготовление любой машины, механизма, прибора, сооружения и т. д. в настоящее время осуществляется, как правило, по проектам. Проект обычно состоит из расчетно-пояснительной записки, чертежей, а в особо ответственных случаях еще и макета или модели запроектированного изделия.

Проектом называется совокупность расчетов, чертежей и пояснений к ним, предназначенных для определения параметров геометрии, кинематики, динамики, производительности и прочности элементов конструкции машины в обоснование ее технической целесообразности и экономических преимуществ. Качество проекта определяется с учетом достижений науки и техники.

Функции, выполняемые заказчиком, разработчиком, изготовителем и потребителем продукции, определяются по ГОСТ «Разработка и поставка продукции на производство». Стадии разработки конструкторской документации и этапы выполнения конструкторской работы регламентированы нормами единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Предусматривается пять стадий разработки конструкторской документации: 1 – техническое задание; 2 – техническое предложение; 3 – эскизный проект; 4 – технический проект; 5 – разработка технической документации на основании технического проекта для опытного образца или партии, для установочной серии, для устанавливающего серийного или массового производства.

Главным критерием качества и ценности любого проекта являются содержащиеся в нем идеи, мысли, инженерная творческая способность автора (авторов), обладающего необходимой суммой знаний.

Для учебных целей техническое задание (код ТЗ ГОСТ 15.001–73) разрабатывает преподаватель дисциплины, в нем указывается назначение и технические характеристики на проектирование.

Некоторые данные по проектированию гидравлических цилиндров даются в рукописном методическом пособии к курсовой работе по гидроприводу металлорежущих станков [17]. В нем содержатся рекомендации по выбору рабочего давления  $p$  (МПа) в гидросистемах в зависимости от  $F_{\max}$  (Н), развиваемой цилиндром (табл. 3.1), и последовательность расчетов.

Таблица 3.1

Рекомендуемые значения рабочих давлений в зависимости от силы, развиваемой гидроцилиндром

$F_{\max}$ , кН	10	10–20	20–50	50–100	100–500	500–1000	1000
$p$ , МПа	1,6	2,5	4	6,3	10	12,5	16

В пособии отмечается, что большинство гидроцилиндров стандартного использования применяются при давлении до 10 МПа, пластинчатые нерегулируемые насосы типа Г12 обеспечивают номинальное давление 6,3...12,5 МПа, регулируемые пластинчатые – 4...6,3 МПа, аксиально-поршневые нерегулируемые типа Г13 – 16 МПа, типа 2Г15 – 6,3 МПа, полостные установки типа Г48 – 2,5...6,3 МПа; стандартные трубопроводы и соединения при давлениях – до 6,3 МПа (стальные трубы – до 16 МПа). За 15 лет данные устарели.

В новых справочных материалах [2] указывается, что насосы отечественных заводов развивают номинальное давление 20...25 МПа, уплотнения для цилиндров ЭЛКОНТ выдерживают давление 40...80 МПа. Зарубежные конструкции насосов развивают давление до 50 МПа и более.

С учетом современного направления развития гидропривода и тенденции роста давления в гидросистемах, создания новых уплотнительных материалов и конструкций в табл. 3.2 даны варианты технических заданий для проектирования гидравлических цилиндров.

Таблица 3.2

## Варианты технических заданий для разработки гидроцилиндра

Вариант	Название	$F_n$ , кН	$m$ , кг	$U_1$ , м/с	$U_2$ , м/с	$S$ , мм	Дополнительные данные
0	Манипулятор	20	2000	0,075	0,1725	500	Подъем стрелы
1	Горизонтально-протяжной станок	100	$G = 3,5$ кН	0,025	0,33	200	—
2	Автомобильный кран	—	40 000	0,08	0,2	800	Подъем стрелы
3	Гидравлический пресс	6300	12 500	0,0025	0,035	1000	Цилиндр плунжерный
4	Гидравлический пресс	0	12 500	0,0025	0,035	1000	Цилиндр подъемный
5	Фрезерный станок	628	50	0,065	0,18	50	$p_{ном} = 32$ МПа
6	Фрезерно-строгальный станок	2,0	12 000	0,067	1,35	6200	Сдвоенный цилиндр
7	Агрегатный станок	10	1000	0,1	0,2	1000	—
8	Шлифовальный станок	0,1	500	0,083	0,083	700	С двумя штоками
9	Промышленный робот	63	2000	0,083	0,17	500	—
10	ГАП, зажимное устройство	20	2100	0,08	0,16	100	—
11	Токарный станок с ЧПУ	10	250	0,075	0,1725	1000	—
12	Приспособление зажимное	20	50	0,075	0,15	50	—
13	Многоцелевой станок	140	1000	0,067	1,35	6200	Цилиндр сдвоенный
14	Горизонтально-протяжной п/а	200	500	0,22	0,42	1600	—
15	Автомобиль КАМАЗ	100	20	5	10	100	—

Вариант	Название	$F_n$ , кН	$m$ , кг	$U_1$ , м/с	$U_2$ , м/с	$S$ , мм	Дополнительные данные
16	Робот специальный	26	200	0,83	1,7	1000	—
17	Подающий механизм	20	150	0,035	0,25	2200	Цилиндр сдвоенный
18	Горизонтально-протяжной п/а	400	700	0,1	0,417	2000	—
19	Зубодолбежный станок (приспособление)	8,82	30	0,1	0,4	50	$p = 2,5$ МПа
20	Фрезерно-центровальный станок (приспособление)	2,0	30	0,1	0,4	15	Мембранный $p = 0,4$ МПа
21	Шпоночно-фрезерный станок (приспособление)	10,6	20	0,1	0,5	25	Пневматический $p = 0,4$ МПа
22	Круглошлифовальный станок (цанговый патрон)	7,1	20	0,25	0,8	10	Пневматический $p = 0,4$ МПа
23	Автомобильный кран	20	2000	0,08	0,2	8000	Телескопический цилиндр
24	Манипулятор	10	2000	0,075	0,1725	320	—
25	Многофункциональный станок (приспособление)	12	70	0,06	0,2	50	—

*Примечания*

1. Конструктивные особенности цилиндров должны соответствовать назначению и области применения.
2. Недостающие для конструирования данные следует принимать на основании творческого подхода, учитывая развитие технического направления гидропривода.

### 3.2. Практика расчета и проектирования гидравлического цилиндра станочного приспособления

Исходные расчетные данные:

- вид привода – объемный с дроссельным регулированием;
- тип гидроцилиндра – ГЦО компании «ГидроПак» для станочного приспособления;
- рабочая нагрузка  $F_H = 20$  кН;
- скорость рабочего хода  $U_p = 4,5$  м/мин =  $0,075$  м/с;
- скорость обратного хода  $U_x = 10,35$  м/мин =  $0,1725$  м/с;
- длина хода поршня  $S = 0,5$  м =  $500$  мм;
- степень неравномерности скорости  $\chi \approx 0,5$ ;
- перемещаемая масса  $m = 1500$  кг.

1. Усилие  $F$  (Н) определяется по формуле (2.5):

$$F = 3 \cdot 20 = 60 \text{ кН.}$$

2. Диаметр цилиндра  $D$  (мм) рассчитывается по формуле (2.6) при  $p = 40$  МПа;  $\eta_m = 0,9$ ;  $\eta_r = 0,9$ :

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{60 \cdot 10^3}{40 \cdot 0,9 \cdot 0,9}} = 48,63 \text{ мм.}$$

Предварительно принимается диаметр хонингованной трубы  $d \times D = 50 \times 70$ .

3. Диаметр штока  $d$  (мм) определяется по формуле (2.7):

$$d = 50 \sqrt{1 - \frac{4,5}{10,35}} = 37,58 \text{ мм.}$$

Принимается хромированный шток диаметром  $d = 40$  мм.

4. Уточнение нагрузки производится по формулам (2.8)–(2.16):

$$\begin{aligned} F &= 2000 + 0,1 \cdot 1500 \cdot 9,8 + [(\pi \cdot 50 \cdot 4,2 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 1) + \\ &+ (\pi \cdot 50 \cdot 2,5 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 2) + (\pi \cdot 40 \cdot 2,5 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 1) + \\ &+ (\pi \cdot 40 \cdot 7,5 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 2) + (\pi \cdot 40 \cdot 1,5 \cdot (40 + 5) \cdot 0,1 \cdot 1)] = \\ &= 1500 \cdot 9,8 + 0,05 \cdot 40 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + \\ &+ 1,5 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 0,1725/9,8 \cdot 0,2 = 56\,068 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Комплект уплотнений поршня E15A-050-5-4,2 – 1 кольцо;  
E21T-050-2,5 – 2 кольца опорных поршневых.

Комплект уплотнения штока E21T-040-2,5 – 1 кольцо; E30-040-50 – 2 манжеты; грязесъемник E50A-040-5 – 1 шт. Комплект уплотнений ЭЛКОН (ООО «Компания АГА»).

5. Проверка диаметра цилиндра проводится по формуле (2.6):

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{56\,068}{40 \cdot 0,9 \cdot 0,9}} = 47 \text{ мм},$$

что соответствует предварительно выбранным характеристикам при учете всех нагрузок на цилиндр.

6. Толщина стенки цилиндра

$$j = 10 \text{ мм или } j = 0,2D.$$

7. Диаметральная деформация при  $j > 0,1D$  рассчитывается по формуле (2.22):

$$\Delta D = 5,1 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 50 \cdot \left( \frac{0,425 \cdot 50^2}{50 \cdot 10 + 10^2} + 1 \right) = 28,91 \text{ мкм}.$$

Труба с внутренним диаметром  $\varnothing 50\text{H}8^{(+0,036)}$ .

8. Проверка диаметральной деформации производится по формуле (2.19):

$$\Delta D = 15 \cdot 10^{-3} \cdot (0,45 \sqrt{50 + 0,001 \cdot 50}) = 24,8 \text{ мкм}.$$

9. Стенки цилиндра проверяются на прочность по формуле (2.23):

$$\sigma = \frac{0,4 \cdot 50^2 + 1,3 \cdot 70^2}{70^2 - 50^2} \cdot 40 = 118 \text{ МПа}.$$

10. Диаметр условного прохода штуцеров определяется по формуле (2.24):

$$d_{yA1} \geq 4,6 \sqrt{\frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{0,075 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{5}} = 6,11 \text{ мм};$$

$$d_{yA2} \geq 4,6 \sqrt{\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot \frac{0,075 \cdot 60 \cdot 10^{-3}}{5}} = 5,56 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ принимается условный проход  $d_y = 6 \text{ мм}$ .

Расход жидкости при рабочем ходе определяется по формуле (2.24):

$$Q_1 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot 0,075 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 8,83 \text{ л/мин}.$$



При холостом ходе:

$$Q_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot 0,175 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 7,3 \text{ л/мин.}$$

11. Устойчивость цилиндра. Расчет ведется либо по номограмме, либо по формулам. Приведенный ход поршня определяется по формуле (2.25):

$$S_{\text{пр}} = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ мм.}$$

По номограмме [2, с. 436] диаметр штока при  $F = 56\ 068 \text{ Н}$  равен 35...36 мм. Диаметральный зазор при таком штоке будет составлять всего лишь 7,5...7 мм, что затруднит размещение уплотнений в передней крышке. Для цилиндра диаметром 50 мм рекомендуется шток  $\varnothing 30 \text{ мм}$ . Поэтому расчет ведется по критической силе  $F_{\text{кр}}$  по формуле (2.26):

$$F_{\text{кр}} = (\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^5 \cdot 8,1 \cdot 10^4) / (2 \cdot 500)^2 = 175\ 698 \text{ Н.}$$

Запас устойчивости определяется по формуле (2.27):

$$n_y = 175\ 698 / 56\ 068 = 3,13 > 2,5.$$

Устойчивость является достаточной для надежной работы гидроцилиндра. Окончательно принимается диаметр штока  $d = 30 \text{ мм}$ .

12. Сечение дросселирующей щели рассчитывается по формуле (2.28):

$$A_{\text{щ}} = \frac{\pi \left( \frac{D^2 - d^2}{4} \right)^{1,5} \cdot U^0}{\sqrt{0,139 U^2 / x_2 \cdot m}} = \frac{\pi \left( \frac{50^2 - 30^2}{4} \right)^{1,5} \cdot 0,01}{\sqrt{0,139 \cdot 10,35^2 / 5 \cdot 1500}} = 3,76 \text{ мм}^2.$$

13. Длина тормозного конуса при  $\alpha = 15^\circ$  определяется по формуле (2.29):

$$y = 0,46(0,01^2 / 2,6 \cdot 10^{-6}) \text{tg } 15^\circ = 4,74 \text{ мм.}$$

14. Диаметральный зазор в отверстии крышки для торможения поршня рассчитывается по формуле (2.30):

$$\delta = \frac{166}{30} \sqrt[3]{\frac{\left( \frac{\pi(5^2 - 3^2)}{4} \right)^2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 3^5 \cdot 0,01}{1500 \cdot 0,01}} = 43,38 \text{ мкм.}$$

$$5 + 715 \cdot 40 \cdot \pi \cdot 5^2 / 4$$

15. Увеличение давления в задней полости цилиндра определяется по формуле (2.31):

$$\Delta p = \frac{1500 \cdot 0,01^2}{720 \cdot 5 \cdot \pi (5^2 - 3^2) / 4} = 3,55 \cdot 10^{-6} \text{ МПа.}$$

16. Запаздывание начала движения штока высчитывается по формуле (2.32):

$$\tau = 0,66 \frac{\frac{\pi 5^2}{4} \cdot 2 \cdot 40}{8,83 \cdot 1,5 \cdot 10^3} = 0,007 \text{ с.}$$

17. Статистическая жесткость цилиндра – по формуле (2.33):

$$C = 10 \cdot 1,5 \cdot 10^3 \cdot \left[ \frac{\left( \frac{\pi 5^2}{4} \right)^2}{\left( 48 \cdot \frac{\pi 5^2}{4} + 2 \right)} + \frac{\left( \frac{\pi (5^2 - 3^2)}{4} \right)^2}{(0,1 \cdot 500 -) \cdot \frac{\pi (5^2 - 3^2)}{4} + 2} \right] = 10\,018 \text{ Н/мм.}$$

18. Податливость линейная при нагружении сжимающими нагрузками рассчитывается по формуле (2.34):

$$e_s = 1/C = 9,9 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н.}$$

19. Собственная частота привода с цилиндром определяется по формуле (2.35):

$$f = 5 \sqrt{\frac{10\,018}{1500}} = 12,92 \text{ Гц.}$$

20. Предельная мощность цилиндра – по формуле (2.36):

$$P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot 4,5 \cdot 56068 = 4,21 \text{ кВт.}$$

21. Применяется сегментное крепление передней крышки наружной части гильзы и поршня на штоке. Определяется внутренний диаметр сегмента крышки по формуле (2.41):

$$d_{c1} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 70^2 \cdot 180 - 4 \cdot 56\,068}{\pi \cdot 180}} = 67,1 \text{ мм;}$$

$$d_{c2} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 50^2 \cdot 180 - 4 \cdot 56\,068}{\pi \cdot 180}} = 45,86 \text{ мм.}$$

Принимается  $d_{c1} = 65 \text{ мм}$ ,  $d_{c2} = 45 \text{ мм}$ . Наружный диаметр сегмента принимается равным 80 мм. Внутренний диаметр сегмента крепления поршня определяется по формуле (2.41):

$$d_{c3} = \sqrt{\frac{\pi \cdot 26^2 \cdot 180 - 4 \cdot \frac{40(50^2 - 30^2)}{4}}{\pi \cdot 180}} = 25,45 \text{ мм.}$$

Принимается 20 мм.

22. Высота кольца сегмента штока рассчитывается по формуле (2.42):

$$h = \frac{26 - 20}{0,8} = 7,5 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр кольца сегмента штока  $D_{c3} = 35 \text{ мм.}$

23. Ширина сегмента определяется по формуле (2.44):

$$b_1 = \frac{56\,068}{\pi \cdot 70 \cdot 70} = 3,65 \text{ мм}; \quad b_2 = \frac{56\,068}{\pi \cdot 50 \cdot 70} = 5,1 \text{ мм}; \quad b_3 = \frac{40(50^2 - 30^2)}{\pi \cdot 26 \cdot 70} = 2,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_1 = 5 \text{ мм}$ ,  $b_2 = 6 \text{ мм}$ ,  $b_3 = 3 \text{ мм}$ .

24. Диаметр проушины серьги рассчитывается по формуле (2.46):

$$d_{\text{пр}} \geq \sqrt{\frac{56\,068}{1 \cdot 20 \cdot 20}} = 11,84 \text{ мм.}$$

Принимается в первом приближении  $d_{\text{пр}} = 15 \text{ мм}$ .

25. Расчет пальца проушины серьги на срез производится по формуле (2.47):

$$\tau = \frac{4 \cdot 56\,068}{\pi \cdot 15^2} = 317 \text{ Н/мм}^2 > [\tau]_{\text{ср.}}$$

Условие прочности не выполняется. Увеличиваем диаметр проушины и оси, принимая  $d_{\text{пр}} = 30 \text{ мм}$ , и проверяем по формуле (2.47):

$$\begin{aligned} \tau_{\text{ср}} &= \frac{4 \cdot 56\,068}{\pi \cdot 30^2} = 79,4 \text{ Н/мм}^2 < 0,2\sigma_{\text{в}} = 0,2 \cdot 42 = \\ &= 84 \text{ Н/мм}^2 [1, \text{ с. } 105]. \end{aligned}$$

Условие прочности выполняется.

Окончательно принята ось 13-30h7×70.20.4.05.42.Окс. ГОСТ 9650—71 (ось типа 1, исполнение 3, диаметр 30, 7-й квалитет, сталь 20, цементация  $t = 0,5 \text{ мм}$ , твердость 42, оксидное покрытие). По данным расчетам разработан цилиндр типа ГЦО 1223×50×30×500 «04», описание которого приведено ниже.

### 3.3. Особенности конструкции гидроцилиндра

По расчетам разрабатывается цилиндр поршневого типа с односторонним штоком с торможением поршня в конце обратного хода. Учитывая, что работа цилиндра происходит в условиях динамических нагрузок при значительных усилиях и больших давлениях с остановкой под нагрузкой рабочего хода в промежуточных положениях на длительное время (минуты, иногда часы), при проектировании предусмотрены следующие конструктивные решения, обеспечивающие надежность и безопасность работы оборудования:

- в конструкции отсутствуют резьбовые соединения;
- крепление крышки цилиндра и поршня на штоке выполнено с помощью термически обработанных сегментов;
- шток изготовлен цельным с серьгой;
- проушина гильзы приварена в торцевой части по специальной технологии с минимальными термическими воздействиями;
- гидроцилиндр снабжен двухсторонними гидравлическими замками;
- в качестве уплотнений используются рассчитанные на высокие давления комплекты ЭЛКОНТ;
- крепление цилиндра предусмотрено с помощью серьги, позволяющей компенсировать неточности изготовления присоединительных проушин.

Конструкция цилиндра приведена на рис. 3.1. Он состоит из гильзы 1, выполненной из толстостенной хонингованной трубы  $\varnothing 50 \times 70$  из стали 45 с  $\sigma_{\text{в}} > 600 \text{ Н/мм}^2$  и  $\sigma_{\text{т}} > 470 \text{ Н/мм}^2$ , рекомендованных компанией «ГидраПак» для гидравлических цилиндров [2]. К торцу гильзы по специальной технологии приварена крышка 2, а на наружном диаметре – два платика 3, 4 для крепления двухстороннего гидрозамка и пластик 5 для закрепления маслопровода 6 к штоковой полости цилиндра. Внутри гильзы перемещается шток 7 с поршнем 8. Передняя крышка 9 закреплена в гильзе с помощью двух сегментов 10 и 11, каждый из которых имеет два внутренних кольцевых выступа, входящих в кольцевые наружные проточки гильзы и втулки. Сегменты от радиального смещения фиксируются наружным кольцом 12, а также эксцентричным стопорным кольцом

16 типа Б ГОСТ 13991–80. Таким образом, внутренняя поверхность трубы дополнительно не обрабатывается, делается только заходная фаска с углом 15–30° и сверлится отверстие  $\varnothing 5$  мм для подвода масла в поршневую и штоковую полости. Поршень на штоке закреплен с помощью сегментов 13 и 14, удерживающихся от радиального смещения ступенчатым кольцом 15, выполняющим роль тормозной втулки, и эксцентричным стопорным кольцом 17 типа Б ГОСТ 13941–80. Поршень и шток уплотняются комплектом манжет и колец ЭЛКОНТ 18–24. Конкретно детали по каждой позиции даны в спецификации.

### 3.4. Подбор насоса и гидравлической аппаратуры

Основными характеристиками насоса являются расход  $Q = 8,83$  л/мин и давление  $p = 40$  МПа. Из справочных материалов [2, с. 51] наиболее подходит насос **GP1D2,1ZATCZ** компании «ГидраПак» с технической характеристикой:  $V_o = 2,1$  см<sup>3</sup>;  $p_{\max} = 30$  МПа;  $n_{\max} = 5000$  мин<sup>-1</sup>;  $L = 55$ – $62$  ДБа;  $m = 0,95$  кг. Максимальный расход

$$Q = V_o n = 2,1 \cdot 5000 = 10,5 \text{ л/мин.}$$

Максимальное теоретическое усилие, развиваемое цилиндром при  $p_{\max} = 30$  МПа и  $p_{\text{ном}} = 25$  МПа:

$$F_{30} = 30 \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 58\,875 \text{ Н; } F_{25} = 25 \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 49\,062,5 \text{ Н.}$$

*Условное обозначение насоса*



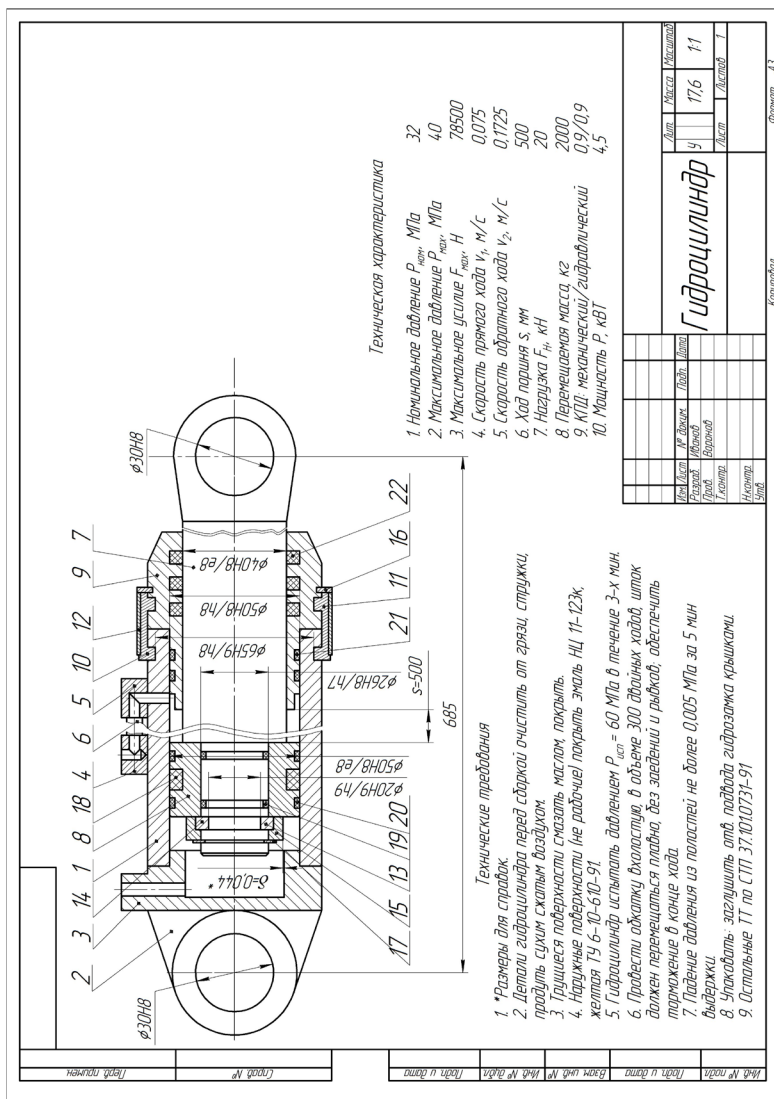


Рис. 3.1. Чертеж гидроцилиндра

Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
							Изм.
<i>Документация</i>							
			ГЦО 1221 50x30x500.В0 СБ	Сборочный чертёж			
<i>Детали</i>							
Лист	№	1	ГЦО 1221 50x30x500.В0.001	Гильза	1		
		2	ГЦО 1221 50x30x500.В0.002	Крышка - серьга	1	допускается изготовить	
		3	ГЦО 1221 50x30x500.В0.003	Платик	1	собственно дет. поз. 2 и 3	
		4	ГЦО 1221 50x30x500.В0.004	Платик	1	допускается крепить без	
		5	ГЦО 1221 50x30x500.В0.005	Платик	1	сварки к гильзе поз. 1	
		6	ГЦО 1221 50x30x500.В0.006	Маслопровод	1	сварки дет. поз. 4, 5, 6	
		7	ГЦО 1221 50x30x500.В0.007	Шток	1		
		8	ГЦО 1221 50x30x500.В0.008	Паршень	1		
		9	ГЦО 1221 50x30x500.В0.009	Крышка передняя	1		
		10	ГЦО 1221 50x30x500.В0.010	Сегмент	1		
		11	ГЦО 1221 50x30x500.В0.011	Сегмент	1		
		12	ГЦО 1221 50x30x500.В0.012	Кольцо наружное	1		
		13	ГЦО 1221 50x30x500.В0.013	Сегмент	1		
		14	ГЦО 1221 50x30x500.В0.014	Сегмент	1		
		15	ГЦО 1221 50x30x500.В0.015	Кольца наружные	1		
<i>Стандартные изделия</i>							
Взам. инв. №	инв. №	двиг.	16	Кольца А70 65Г кд 15хр	1		
				ГОСТ 13940-80			
				17	Кольца А25 65Г кд 15хр	1	
ГОСТ 13940-80							
Лист	№	двиг.	18	Манжета Е15	1	Элконт	
				19	Манжета Е30	1	Элконт
				20	Манжета Е30	2	Элконт
ГЦО 1221 50x30x500.В0							
Изм. Лист		№ док.		Подп.		Дата	
Разраб.		Щижканова					
Проб.		Валоскав					
Н.контр.							
Утв.							
<b>Гидроцилиндр</b>				Лит		Лист	
				4		Листов	
<b>Гидроцилиндр</b>				Лит		Лист	
				4		Листов	
Копировал				Формат А4			

Рис. 3.2. Спецификация





**Гидробак.** Объем гидробака выбирается исходя из 2–3-минутной подачи насоса.

$$V_6 = 3 \cdot Q = 3 \cdot 10,5 = 31,5 \text{ л/мин.}$$

**Трубопроводы и гибкие рукава.** Внутренний диаметр  $d_i$  всасывающего трубопровода определяется по формуле (2.48):

$$d_{\text{т.в.с}} = 1,13 \sqrt{\left(8,83 \cdot 10^{-3} / 60\right) / 1,5} = 0,0112 = 11,2 \text{ мм;}$$

$$d_{\text{т.наг}} = 1,13 \sqrt{\left(8,83 \cdot 10^{-3} / 60\right) / 3,5} = 0,00737 = 7,3 \text{ мм.}$$

Толщина стенки трубы нагнетательного трубопровода рассчитывается по формуле (2.49):

$$j_{\text{т.наг}} = 40 \cdot 7,3 / 2 \cdot 60 = 2,43 \text{ мм.}$$

Для всасывающего трубопровода принимается бесшовная труба  $\frac{16 \times 2,5 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{\text{В20 ГОСТ } 8733 - 74}$ , для нагнетательного трубопровода – труба  $\frac{10 \times 2,5 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{\text{В20 ГОСТ } 8733 - 74}$ . В качестве гибких трубопроводов применяются рукава с внутренним диаметром 6 мм, с двумя металлическими оплетками с применением проволоки группы В, статическим рабочим давлением 35 МПа и рабочим динамическим давлением 21 МПа. Обозначение рукав ПВ-6-35/21-У ГОСТ 6286–73.

**Гидрораспределитель В6** (ГОСТ 24679–81) ОАО «Гидроаппарат» (г. Ульяновск). Расход  $Q = 12,5–16$  л/мин, давление  $p_{\text{ном}} = 32$  МПа,  $m = 1,6$  кг. Имеется возможность установить дросселирующий распределитель типа Г61-41 ТУ2-053-1477-80 ПК ЗАО «Завод Гидроавтоматики» (г. Санкт-Петербург).

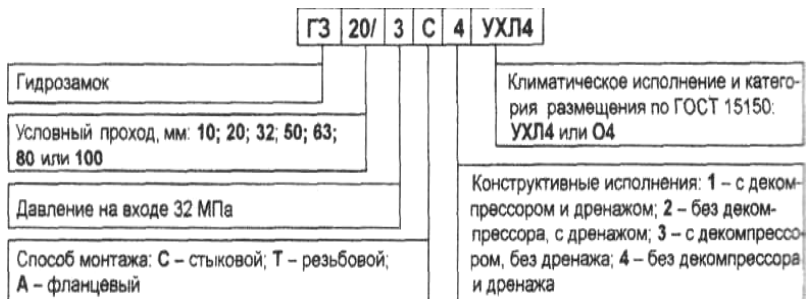
**Фильтры** должны обеспечить класс чистоты 12–14 по ГОСТ 17216–2001 с размерами частиц 25 мкм для надежности работы насоса и гидроаппаратуры. **Приемный фильтр по ОСТ 2С41-2-80** ОАО «НЗФО» (г. Николаев, Украина). Обозначение: фильтр 20-80-2 ОСТ 2С41-2-80. **Сливной фильтр FRC** ООО «Пневмакс» или **RFM, RFA** компании «ГидраПак», обеспечивающие точность фильтрации 10–25 мкм. Для задержки металлических частей целесообразно использовать магнитные фильтры и очистители, **патроны магнитные по ОСТ 2Г42-1-73**, а также **сепараторы магнитные очистительные типа ФММ** по ТУ2-053-1838-87 ОАО «НЗФО» (г. Николаев, Украина).

В качестве напорных фильтров целесообразно применять фильтры **ФГМ** по ТУ2-053-1778-86 ОАО «НЗФО» (г. Николаев, Украина) и ОАО «Гидравлик» (г. Грязи, Липецкая область); обеспечивающие точность фильтрации 5, 10 и 25, 40 мкм, рассчитанные на номинальное давление 16 или 32 МПа. Обозначение: напорный фильтр 1ФГМ32-25К.

**Предохранительные клапаны КП1 и КП-4/50** ПК ЗАО «Завод Гидроавтоматики» (г. Санкт-Петербург) с условным проходом  $d = 6$  мм, давлением  $p_{\text{ном}} = 32$  МПа,  $Q_{\text{ном}} = 12,5$  л/мин.

**Гидрозамки ГЗ РУП «ГСКТБ ГА»** (г. Гомель, Беларусь).

*Условное обозначение гидрозамка*



**Минеральные масла.** В качестве рабочей жидкости в гидроприводах применяют минеральные масла с кинематической вязкостью  $\nu = (0,1...2) \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с. Коэффициент кинематической вязкости связан с коэффициентом динамической вязкости  $\mu$  с соотношением  $\nu = \mu/\rho$ , где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

В практике используются масла, например, в градусах Энглера (2–8 °Е). Для пересчета пользуются соотношением

$$\nu 10^{-6} = 7,31 E - 6,31/^\circ E \text{ м}^2/\text{с}.$$

Для надежной работы гидравлического привода рабочая жидкость должна быть стойкой к окислению, сохранять первоначальные свойства, иметь температуру вспышки не выше 150 °С и застывания не ниже –20 °С. Наибольшее применение имеют минеральные масла: индустриальное – 12, 20, 30, турбинное – 22 и т. д.

В зависимости от давления рекомендуются масла [7, с. 298] с кинематической вязкостью:

$p \leq 3 \text{ МПа}$	$p \leq 7 \text{ МПа}$	$p \geq 10 \text{ МПа}$
$\nu = (0,1...0,14) \cdot 10^{-4}$	$\nu = (0,35...0,63) \cdot 10^{-4}$	$\nu = (1...2) \cdot 10^{-4}$
$\nu = (0,17...0,23) \cdot 10^{-4}$	$\nu = (0,17...2) \cdot 10^{-4}$	

На рис. 3.3 приведена упрощенная гидравлическая схема привода гидроцилиндра, а на рис. 3.1 гидроцилиндр ГЦО1221 50×40×500. В-0 с уплотненным штоком из трубы.

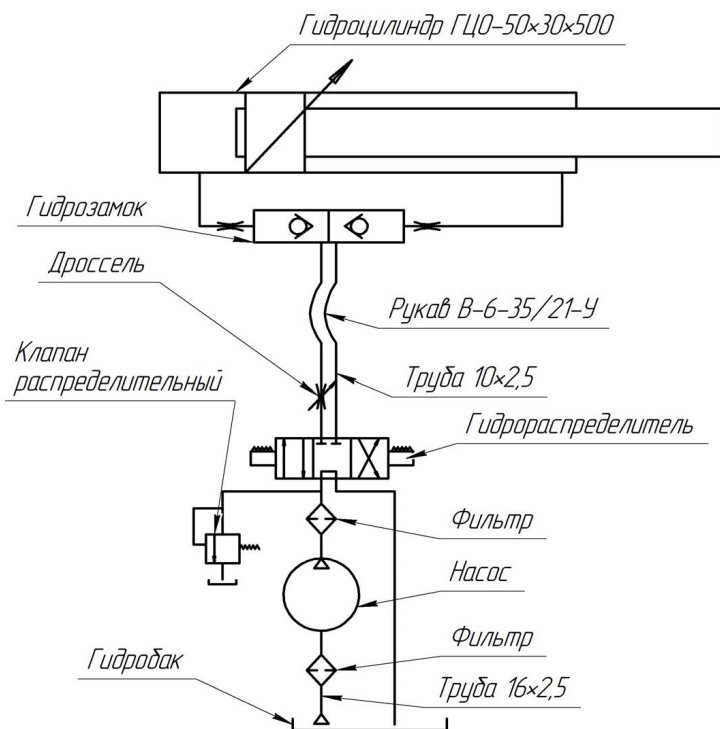


Рис. 3.3. Схема гидропривода

### **3.5. Общие требования безопасности при обслуживании гидроприводов**

1. Для защиты гидроприводов от перегрузок и контроля давления в напорных линиях должны быть установлены предохранительные клапаны и манометры, причем на шкале или корпусе последних должны быть нанесены красные метки, соответствующие максимально допустимому давлению.

2. Конструкция гидроприводов должна исключать представляющие опасность для обслуживающего персонала перемещения выходных звеньев гидродвигателей в любые моменты цикла работы. Гидросистемы должны иметь блокировки, исключающие возможность ошибочного включения несовместимых движений рабочих органов.

3. В станках с механизированным или автоматизированным закреплением заготовок должны быть предусмотрены блокировки (по пути или давлению), разрешающие включение цикла обработки только после окончания зажима детали.

4. Органы управления отводом пинолей, зажимом в патронах и приспособлениях должны иметь блокировку, исключающую возможность подачи команды в момент, когда вращается шпиндель или когда рабочие органы не находятся в исходном положении.

5. При необходимости фиксирования в заданном положении выходных звеньев гидродвигателей должны устанавливаться гидрозамки или другие фиксирующие устройства.

6. Аппараты, регулирование которых некомпетентным персоналом может привести к аварии станка и травмированию, должны снабжаться замками или пломбами.

7. На устройствах, допускающих только одностороннее вращение, должны быть стрелки.

8. Конструкция гидроприводов должна исключать разбрызгивание или растекание рабочей жидкости. Концентрация минеральных масел в воздухе рабочей зоны должна быть не более  $5 \text{ мг/м}^3$ . Внутренние полости гидробаков должны быть доступны для осмотра, очистки и промывки.

9. Гидроприводы с гидроаккумуляторами должны иметь предохранительные устройства, защищающие от перегрузки, и устройства, обеспечивающие отключение гидроаккумулятора от гидросистемы и соединение его жидкостной полости со сливной линией. Пневмогидроаккумуляторы следует заряжать азотом или другим инертным газом. Испытание газовой полости пневмогидроаккумулятора на прочность следует проводить жидкостью.

10. Технологическая вибрация, воздействующая на операторов стационарных машин или передающаяся на рабочие места, не имеющие источников вибрации, в производственных помещениях не должна превышать допустимых значений.

11. Заземление систем и устройств должно соответствовать требованиям ГОСТ 12.2.007.0–75 и ГОСТ 21130–75. У электрооборудования степень защиты должна быть не ниже IP44 по ГОСТ 14254–80. Если гидропривод может работать в полуавтоматическом или автоматическом циклах, на пульте управления необходимо предусмотреть устройство для его переключения на ручное управление в наладочном режиме.

12. Перед началом испытаний систем и устройств следует установить органы управления в исходные позиции; максимально ослабить регулирующие пружины предохранительных клапанов; проверить наличие и надежность закрепления предусмотренных ограждений, а также наличие заземления электрооборудования; проверить состояние манометров (наружным осмотром) и наличие пломб, правильность направления вращения насосов кратковременным включением; удалить воздух из системы; проверить, нет ли течи в системе, и уровень жидкости. Проверка на отсутствие течи проводится в течение трех минут при давлении  $< \text{либо} = 0,5 p_{\text{ном}}$ . Место испытаний следует ограждать и вывешивать предупредительные таблички.

13. При испытаниях на разрушение испытываемое устройство должно быть помещено в закрытый шкаф либо персонал, проводивший испытание, должен находиться на безопасном расстоянии или в специальном боксе.

14. Не допускается эксплуатация систем при выходе одного из параметров за пределы допустимого, если это опасно для персонала.

Подтягивание болтов, гаек и других соединений на системе, находящейся под давлением, и во время ее работы не допускается.

15. Перед демонтажом следует полностью разгрузить систему от давления, отключить энергоисточники и слить масло при необходимости.

16. Испытания эксплуатации гидроприводов и устройств должны проводиться при строгом соблюдении правил пожарной безопасности и электробезопасности.

17. Дополнительные требования, учитывающие особенности конструкции конкретных узлов гидропривода, при необходимости устанавливаются в стандартах, технических условиях или руководствах по эксплуатации.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате изучения дисциплины *студент бакалавриата*:

- ознакомится с условными обозначениями, стандартом и основными конструкциями гидроцилиндров;
- изучит новые направления проектирования гидроцилиндров, подбора уплотнений для высоких давлений, выбора приборов и вспомогательных устройств гидросистемы;
- освоит методику расчета гидравлических цилиндров;
- научится на практике проектировать гидроцилиндры;
- повысит заинтересованность оценки своих знаний по тестовым материалам;
- изучит (или повторит) основные единицы физических величин и их основные аналитические зависимости;
- повысит качество конструкторско-технологической подготовки при изучении дисциплин «Основы управления гидро- и электроприводами», «Проектирование технологической оснастки», «Оборудование и технологическая оснастка машиностроительного производства».

*Преподаватель дисциплины*:

- ✓ получит объединенную из разрозненных справочных материалов единую методику преподавания с новыми инженерными подходами к расчету и проектированию;
- ✓ повысит качество учета и оценки знаний студентов за счет разработки и применения на практике тестовых материалов и технических заданий на проектирование;
- ✓ получит снижение трудоемкости подготовки к лекционным и практическим занятиям.

*Специалист*:

- ознакомится с методами расчета и проектирования гидроцилиндров для различных отраслей промышленности;
- получит единую методику расчета гидроцилиндров, выбора приборов и вспомогательных устройств гидросистем;
- получит новую информацию по конструированию гидроцилиндров для высоких давлений гидросистем.

## ТЕСТЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ И КОНТРОЛЯ УСПЕВАЕМОСТИ БАКАЛАВРОВ

1. Как классифицируются цилиндры по конструкции рабочей камеры? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) поршневые и плунжерные
- 2) одно- и двухстороннего действия
- 3) с одним и с двумя штоками
- 4) сдвоенные
- 5) телескопические

2. В каких цилиндрах применяются подшипники ШС? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) ГЦО
- 2) ОСТ Г25-1-86
- 3) ОСТ 2Г29-1-77
- 4) в сдвоенных конструкциях КМЗ
- 5) в плунжерных

3. По какой формуле определяется поршневая полость цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $A_1 = \pi R/2$
- 2)  $A_1 = \pi R^2/2$
- 3)  $A_1 = \pi R^2$
- 4)  $A_1 = 2\pi R$
- 5)  $A_1 = D^2/4$

4. По какой формуле определяется объем поршневой полости цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $V_1 = \pi R \cdot S$
- 2)  $V_1 = \pi D^2/2 \cdot S$
- 3)  $V_1 = \pi D^2/4 \cdot S$
- 4)  $V_1 = \pi R^2/4 \cdot S$
- 5)  $V_1 = \pi D^4/4 \cdot S$



5. По какой формуле определяется штоковая полость цилиндра?

Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $A_2 = \pi D^2/4$
- 2)  $A_2 = \pi(D-d)^2/4$
- 3)  $A_2 = \pi(D^2 - d^2)/4$
- 4)  $A_2 = \pi(D-d)/4$
- 5)  $A_2 = \pi(D^2 - d^2)/2$

6. По какой формуле определяется объем штоковой полости цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $V_2 = \pi D^2/4 \cdot S$
- 2)  $V_2 = \pi(D-d)^2/4 \cdot S$
- 3)  $V_2 = \pi d^2/4 \cdot S$
- 4)  $V_2 = \pi(D^2 - d^2)/4 \cdot S$
- 5)  $V_2 = \pi(D-d)/4 \cdot S$

7. По какой формуле определяется усилие в поршневой полости цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $F = F_{\text{н}} + F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} + mU^2/2 + F_{\text{пр}} + F_{\text{ин}}$
- 2)  $F = F_{\text{н}} + F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} + G + F_{\text{пр}} \cdot S + F_{\text{ин}}$
- 3)  $F = F_{\text{н}} + F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} + G + F_{\text{пр}} + m \cdot a$
- 4)  $F = F_{\text{н}} + m \cdot \alpha_1 + G + F_{\text{тр1}} + F_{\text{тр2}} - F_{\text{пр}}$
- 5)  $F = m \cdot \alpha - G - F_{\text{тр}} - F_{\text{пр}} - F_{\text{ин}}$

8. По какой формуле определяется диаметр цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $D = 1,13\sqrt{F/p \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{т}}}$
- 2)  $D = \sqrt[3]{F/p \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{т}}}$
- 3)  $D = \sqrt[3]{F/\rho \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{т}}}$
- 4)  $D = \sqrt{F^2/\pi p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{т}}}$
- 5)  $D = 1,5\sqrt{F/\pi p_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{т}}}$

9. По какой формуле определяется сила трения в цилиндре? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $F_{\text{тр}} = \pi D \cdot H(p + p_{\text{к}}) \cdot \mu \cdot Z$
- 2)  $F_{\text{тр}} = \pi D^2 \cdot H \cdot p \cdot \mu$
- 3)  $F_{\text{тр}} = \pi D^2/4 \cdot (H(p + p_{\text{к}}) \cdot \mu \cdot Z)$

- 4)  $F_{\text{тр}} = \pi D^2/4 \cdot (v(p + p_1) \cdot \mu)$   
 5)  $F_{\text{тр}} = \pi(D^2 - d^2)/4 \cdot (H(p + p_1) \cdot \mu \cdot Z)$

**10.** По какой формуле определяется сила противодействия? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $F_{\text{тр}} = p_{\text{пр}} \cdot f \cdot A$   
 2)  $F_{\text{тр}} = \Delta p_{\text{пр}} \cdot A$   
 3)  $F_{\text{тр}} = p_{\text{ном}} \cdot A$   
 4)  $F_{\text{тр}} = p_{\text{max}} \cdot f \cdot A \cdot m$   
 5)  $F_{\text{тр}} = p \cdot f \cdot m$

**11.** По какой формуле определяется масса? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $m = Gq$   
 2)  $m = GfU^2$   
 3)  $m = Gf(U^2/2)$   
 4)  $m = Gf$   
 5)  $m = Gf^2U$

**12.** По какой формуле определяется толщина гильзы цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $j \geq 2 \cdot 10^5 \cdot p \cdot D/\Delta D$   
 2)  $j \geq 2 \cdot 10^6 \cdot p \cdot D/\Delta D$   
 3)  $j \geq 2 \cdot 10^{-3} \cdot p \cdot D/\Delta D$   
 4)  $j \geq 2 \cdot 10 \cdot p \cdot D/\Delta D$   
 5)  $j \geq 2 \cdot 10^{-4} \cdot p \cdot D/\Delta D$

**13.** По какой формуле определяется диаметральная деформация? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $\Delta D = 2,17 \cdot 10^{-2} p \cdot D/i$   
 2)  $\Delta D = 2,17 \cdot 10^{-3} p \cdot D/i$   
 3)  $\Delta D = 2,17 \cdot 10 p \cdot D/i$   
 4)  $\Delta D = 2,17 \cdot 10^{-3} p \cdot D^2/i$   
 5)  $\Delta D = 2,17 \cdot 10^{-6} p \cdot D^2/i$

**14.** По какой формуле определяется диаметр штока цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $d \geq 4,6 \sqrt{Q_{\text{max}}/U_m}$   
 2)  $d \geq D \sqrt{1 - (U_1/U_2)}$

- 3)  $d \geq 1,13\sqrt{F/p \cdot \eta_M \cdot \eta_T}$
- 4)  $d \geq D^2 \sqrt{1 - (U_1/U_2)}$
- 5)  $d \geq D\sqrt{1 - (U_1/U_2)^2}$

**15.** По какой формуле определяется статическая жесткость цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $C = KE[A_1^2/(H_1A_1 + V_{10}) + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}]$
- 2)  $C = 10E[A_1^2/(H_1A_1^2 + V_{10}) + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}]$
- 3)  $C = 10E[A_1^2/(H_1A_1 + V_{10}) + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}]$
- 4)  $C = 10^{-6}E[A_1^2/(H_1A_1 + V_{10}) + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}]$
- 5)  $C = 2 \cdot 10^{-6}E[A_1^2/(H_1A_1 + V_{10}) + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}]$

**16.** В каких единицах измеряется жесткость? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) МПа
- 2) Н/мм
- 3) Н/мм<sup>2</sup>
- 4) Н/м<sup>2</sup>
- 5) кГс/см<sup>2</sup>

**17.** По какой формуле определяется мощность цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $P = f \cdot 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_1/U_2 \cdot F_H$
- 2)  $P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U \cdot F_H$
- 3)  $P = 1,67 \cdot 10^{-6} \cdot U_1/U_2 \cdot m \cdot q$
- 4)  $P = 1,67 \cdot 10^{-6} \cdot U \cdot m \cdot q$
- 5)  $P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_1/U_2 \cdot F$

**18.** Что такое податливость  $e_s$ ? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) величина, обратная жесткости
- 2) величина, равная жесткости
- 3) величина, равная жесткости, с учетом модуля сжимаемости жидкости
- 4) величина, зависящая от сжимаемости силы  $F$
- 5) величина, зависящая от качества масла

**19.** По какой формуле определяется собственная частота привода с цилиндром? Выберите один из вариантов ответа.

1)  $f = 5 \cdot 10^{-5} \sqrt{C/m}$

2)  $f = 5 \sqrt{C/m^2}$

3)  $f = 5 \cdot 10^{-6} \sqrt[3]{C/m}$

4)  $f = 5 \cdot 10 \sqrt[3]{C/m}$

5)  $f = 5 \sqrt{C/m}$

**20.** Как правильно обозначаются резиновые кольца по ГОСТ 9933–73? Выберите один из вариантов ответа.

1) кольцо 20-25-30-2-2

2) кольцо 020-025-3-2-2

3) кольцо 020-025-30-2-2

4) кольцо 020-25-30

5) кольцо 20-25-3-2-2

**21.** Как правильно обозначаются манжеты по ГОСТ 14896–84? Выберите один из вариантов ответа.

1) манжета I-20×12-1

2) манжета 1-20×12-1

3) манжета 2-20×12-1

4) манжета II-20×12-1

5) манжета 01-020×012-1

**22.** Как правильно обозначаются грязесъемники по ГОСТ 24811–81? Выберите один из вариантов ответа.

1) грязесъемник 1-32

2) грязесъемник I-32

3) грязесъемник 1-32×20

4) грязесъемник I-32×20

5) грязесъемник 1-32×20-2

**23.** Какова должна быть степень очистки масла для гидроцилиндров? Выберите один из вариантов ответа.

1) <50 мкм

2) от 63 до 250 мкм при количестве загрязнений от 5 до 10 и от 2 до 5 в  $100 \pm 0,5 \text{ см}^3$  жидкости

3) ниже второго класса чистоты жидкости по ГОСТ 17216–2001

$$4) \lambda = (0,113\dots 0,126)(1 + 0,12t)$$

$$5) \lambda = 0,136 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{с})$$

**24.** Каким давлением испытывают цилиндры на стендах? Выберите один из вариантов ответа.

$$1) p_{\text{исп}} = 1,25 p_{\text{ном}}$$

$$2) p_{\text{исп}} = 1,5 p_{\text{ном}}$$

$$3) p_{\text{исп}} = 1,75 p_{\text{ном}}$$

$$4) p_{\text{исп}} = 2,0 p_{\text{ном}}$$

$$5) p_{\text{исп}} = 2,5 p_{\text{ном}}$$

**25.** В течение какого времени проверяется цилиндр испытательным давлением выше номинального? Выберите один из вариантов ответа.

1) 10 мин

2) 5 мин

3) 3 мин

4) 2 мин

5) 1 мин

**26.** По какой формуле определяется механический КПД? Выберите один из вариантов ответа.

$$1) F/100(p_{\text{ном}} \cdot A_1 - p_{\text{сл}} A_2)$$

$$2) F/100(p_{\text{раб}} \cdot A_1 - p_{\text{пр}} A_1)$$

$$3) F/100(p_{\text{п}} \cdot A_1 - p_{\text{пр}} A_1)$$

$$4) F/100(p_{\text{мах}} \cdot A_1 - p_{\text{сл}} A_2)$$

$$5) F/100(p_{\text{мах}} \cdot A_1 - \Delta p A_1)$$

**27.** Каким давлением проверяется наружная герметичность цилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

$$1) p_{\text{г}} = 1,21 p_{\text{ном}}$$

$$2) p_{\text{г}} = 1,25 p_{\text{ном}}$$

$$3) p_{\text{г}} = 1,5 p_{\text{ном}}$$

$$4) p_{\text{г}} = 2,0 p_{\text{ном}}$$

$$5) p_{\text{г}} = 2,5 p_{\text{ном}}$$

**28.** В течение какого времени проверяется цилиндр на наружную герметичность? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) 3 мин
- 2) через 30 с после остановки поршня
- 3) при выдвигении штока на  $(0,95-0,98)S$
- 4) в двух крайних положениях
- 5) в двух крайних и среднем положении (на упоре)

**29.** При каком давлении должна быть обеспечена герметичность цилиндра согласно техническим требованиям? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) 15 МПа
- 2)  $1,5 p_{\text{ном}}$ , МПа
- 3)  $1,25 p_{\text{ном}}$ , МПа
- 4)  $2,0 p_{\text{мах}}$ , МПа
- 5)  $2,5 p_{\text{мах}}$ , МПа

**30.** На сколько процентов допускается перегрузка цилиндра  $\sim 1,5 p_{\text{ном}}$ ? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) 50 %
- 2) 25 %
- 3) 15 %
- 4) 10 %
- 5) 5 %

**31.** Как правильно на чертеже гильзы показывается износостойкое покрытие хромом для условий эксплуатации группы Ж по ГОСТ 9.073–77? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) Х тв. 9
- 2) Х тв. 18 фос/ГКЖ-94
- 3) Х тв. 70>, Х тв. 18/смазка
- 4) Х тв. 30 фос/ГКЖ-94
- 5) Хим. Н24/смазка

**32.** Что показывают цифры в обозначении покрытия? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) шероховатость поверхности до хромирования, мкм
- 2) толщину хромового слоя, мкм

- 3) толщину хромового слоя, мм
- 4) предел выносливости после хромирования, МПа
- 5) прочность сцепления, МПа

**33.** На какое давление настраиваются предохранительные клапаны? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $p_k = 1,2 - 1,25 p_n$
- 2)  $p_k = 1,08 - 1,1 p_n$
- 3)  $p_k = 1,5 p_n$
- 4)  $p_k = p_n$
- 5)  $p_k = 1,25 - 1,3 p_n$

**34.** Для каких целей устанавливаются гидрозамки на цилиндрах? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) для торможения поршня в крайних положениях
- 2) для увеличения скорости разгона поршня
- 3) для предотвращения сползания поршня под нагрузкой в промежуточных положениях
- 4) для предотвращения перетечек между штоковой и поршневой полостями
- 5) для остановки поршня при обрывах (поломках) гидравлических подводящих магистралей

**35.** Как выбирается минимальный объем гидробака? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) исходя из 2–3-минутной производительности насоса
- 2) исходя из 5-кратного запаса масла от подачи насоса
- 3) в зависимости от скорости движения поршня в цилиндре
- 4) в зависимости от вязкости масла.
- 5) исходя из теплового баланса системы с учетом производительности насоса

**36.** Как правильно обозначаются трубы для всасывающего и нагнетательного трубопроводов? Выберите один из вариантов ответа.

- 1)  $\frac{16 \times 2,5 \text{ ГОСТ} - 75}{30 \text{ ГОСТ} 8733 - 74}$
- 2) трубопровод 16В ГЦО 1221
- 3) труба  $\frac{16 \times 2,5 - 45 \text{ ГОСТ} 8734 - 75}{\text{Сталь} 20 \text{ ГОСТ} 8733 - 74}$

- 4) труба  $\frac{16 \times 2,5 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{\text{В20 ГОСТ } 8734 - 75}$
- 5) труба  $\frac{\text{диаметр } 16 \times 2,5 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{\text{Сталь20 ГОСТ } 8733 - 74}$

**37.** Что показывает цифра 20 в знаменателе? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) предел прочности  $\sigma_b$ , МПа
- 2) предел текучести  $\sigma_T$ , МПа
- 3) марку стали
- 4) твердость стенок  $\text{HRC}_7$
- 5) внутренний диаметр трубы

**38.** Как правильно обозначаются рукава с металлической оплеткой? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) рукав В2-6-35/21-У ГОСТ 6286–73
- 2) рукав 2В-6-35/21-У ГОСТ 6289–95
- 3) рукав II В2-6-35/21-У-ГОСТ 6286–73
- 4) рукав II В-6-35/21-У ГОСТ 6286–73
- 5) рукав II В×6×35/21-У ГОСТ 6286–73

**39.** Что показывает буква В в обозначениях рукавов? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) марку стали для изготовления проволоки
- 2) группу проволоки
- 3) группу резины наружного слоя
- 4) тип металлической оплетки
- 5) класс точности проволоки металлической оплетки

**40.** Что показывают цифры 35/21 в обозначении рукава? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) отношение предела прочности проволоки оплетки  $\delta_b/\delta_T$
- 2) отношение разрывного усилия к номинальному, МПа
- 3) отношение статического давления к динамическому, МПа
- 4) отношение температуры эксплуатации +/-
- 5) отношение пикового давления к динамическому



**41.** Что показывает цифра 6 в обозначении рукава? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) тип рукава БЛ
- 2) минимальное давление в системе, МПа
- 3) максимальное давление в системе, МПа
- 4) внутренний диаметр, мм
- 5) толщину стенки рукава, мм

**42.** Что показывает буква У в обозначении рукава? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) марку проволоки углеродистой стали типа «У»
- 2) кинематические условия умеренного климата
- 3) универсальность применения рукавов (в условиях умеренного, тропического климата и Крайнего Севера)
- 4) условия умеренного и тропического климата
- 5) только условия тропического климата

**43.** Где устанавливаются приемные фильтры в гидросистеме? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) перед насосом
- 2) после насоса
- 3) в сливной магистрали
- 4) перед магнитными сепараторами
- 5) после гидравлического распределителя

**44.** Где устанавливаются напорные фильтры в гидросистеме? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) перед насосом
- 2) после насоса перед гидрораспределителем
- 3) после насоса в магистрали предохранительного клапана
- 4) после приемного фильтра во всасывающем трубопроводе
- 5) перед цилиндром после гидравлического замка

**45.** Что показывает цифра 6 в гидрораспределителе В6? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) условный диаметр, мм
- 2) расход жидкости через распределитель, л/мин
- 3) максимальное давление, МПа

- 4) массу гидрораспределителя, кг
- 5) класс гидрораспределителя и пропускную способность (в – высокий, б – л/мин).

**46.** В каких единицах оценивается кинематическая вязкость масла? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) м<sup>2</sup>/с
- 2) м<sup>3</sup>/ч
- 3) мг/м<sup>3</sup>
- 4) м/с<sup>2</sup>
- 5) м/с

**47.** Как осуществляется проверка течи масла в гидросистемах при испытаниях? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) в течение 3 минут при давлении  $< 0,5 p_{ном}$ , МПа
- 2) при давлении  $p = 2 p_{ном}$ , МПа
- 3) во время рабочего цикла при  $p_n = p_p$ , МПа
- 4) при пиковых давлениях  $p_n$ , МПа
- 5) в течение 5 минут при  $p = 10$ , МПа

**48.** Какова должна быть предельно допустимая концентрация паров масла в воздухе рабочей зоны? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) до 5 мг/м<sup>2</sup> площади рабочей зоны
- 2) не более 5 мг/м<sup>2</sup>
- 3) от 1 до 5 мг/м<sup>2</sup>
- 4) 10 мс в зависимости от кинематической вязкости масла
- 5) не превышающей санитарные нормы ГОСТ 12.2.007–75

**49.** Сколько Ом принимается в расчетах сопротивления тела человека в формуле  $J = \frac{U}{R_u}$ , А? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) 1 кОм
- 2) 2 кОм
- 3) 1,5 кОм
- 4) 3 кОм
- 5) 700 Ом

**50.** Сколько баллов получает студент за правильный ответ на одно тестовое задание?

- 1) 2
- 2) 3
- 3) 4
- 4) 5
- 5) не знаю

**51.** Какое из нижеприведенных требований относится к требованиям, предъявляемым к минеральным маслам, являющимся рабочей средой гидропривода? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) высокая жесткость
- 2) хорошее смазывающее свойство
- 3) электромагнитная стабильность
- 4) высокая теплопроводность

**52.** Гидроцилиндры являются простейшими (выберите один из вариантов ответа)

- 1) гидродвигателями
- 2) пневмодвигателями
- 3) электродвигателями
- 4) двигателями внутреннего сгорания

**53.** Что является выходным звеном гидроцилиндра? Выберите один из вариантов ответа.

- 1) шток или плунжер
- 2) поршень
- 3) золотник
- 4) штуцер

**54.** Достоинствами гидропривода являются (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) малые габариты и масса
- 2) бесступенчатое регулирование скорости
- 3) высокий коэффициент полезного действия
- 4) низкая стоимость

**55.** По конструкции рабочей камеры гидроцилиндры бывают (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) поршневые
- 2) штуцерные
- 3) золотниковые
- 4) плунжерные

**56.** Поршневые гидроцилиндры по направлению действия рабочей среды делятся на цилиндры (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) одностороннего действия
- 2) двухстороннего действия
- 3) трехстороннего действия
- 4) четырехстороннего действия

**57.** Гидроцилиндры двухстороннего действия включают (выберите один вариант ответа)

- 1) одну рабочую полость
- 2) две рабочие полости
- 3) три рабочие полости
- 4) четыре рабочие полости

**58.** Гидроцилиндры одностороннего действия включают (выберите один вариант ответа)

- 1) одну рабочую полость
- 2) две рабочие полости
- 3) три рабочие полости
- 4) четыре рабочие полости

**59.** Гидроцилиндры двухстороннего действия могут быть (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) с одним штоком
- 2) с двумя штоками
- 3) с тремя штоками
- 4) с четырьмя штоками

**60.** По способу торможения гидроцилиндры с линейным перемещением штока бывают (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) без торможения
- 2) с торможением в конце хода справа
- 3) с дискретным торможением
- 4) с ручным торможением

**61.** По способу торможения гидроцилиндры с линейным перемещением штока бывают (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) с торможением с обеих сторон
- 2) с регулируемым торможением
- 3) с дискретным торможением
- 4) с ручным торможением

**62.** Какого типа гидроцилиндров не существует? Выберите один вариант ответа.

- 1) зонтиковый
- 2) поршневой
- 3) плунжерный
- 4) телескопический

**63.** Какие способы применяют для крепления гидроцилиндров? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) на лапах
- 2) на шарнирах
- 3) фланцевый
- 4) пайкой фланца

**64.** Какие способы применяют для крепления гидроцилиндров? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) на цапфах
- 2) на шарнирах
- 3) на проушинах
- 4) пайкой фланца

**65.** Какие способы применяют для крепления гидроцилиндров? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) закладными полукольцами и резьбой на штоке
- 2) на шарнирах

- 3) приваркой задней крышки и резьбой на штоке
- 4) пайкой фланца

**66.** Гидроцилиндры, предназначенные для механизации зажима заготовок в станочных приспособлениях, работают (выберите один вариант ответа)

- 1) на минеральных маслах 1-го класса чистоты жидкости
- 2) минеральных маслах 2-го класса чистоты жидкости
- 3) минеральных маслах 3-го класса чистоты жидкости
- 4) минеральных маслах 4-го класса чистоты жидкости

**67.** Гидроцилиндры, предназначенные для механизации зажима заготовок в станочных приспособлениях, работают при температуре окружающей среды (выберите один вариант ответа)

- 1) от  $-150$  до  $-60$  °С
- 2) от  $-60$  до  $-5$  °С
- 3) от  $-5$  до  $+60$  °С
- 4) от  $+60$  до  $+150$  °С

**68.** К основным параметрам гидроцилиндров относят (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) внутренний диаметр
- 2) наружный диаметр
- 3) диаметр штока
- 4) ход поршня

**69.** Какие значения номинальных давлений применяются в гидроцилиндрах? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 2,5
- 2) 7,1
- 3) 6,3
- 4) 16,8

**70.** Какие значения номинальных давлений применяются в гидроцилиндрах? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 10
- 2) 7,1
- 3) 16
- 4) 16,8

**71.** Какие значения номинальных давлений применяются в гидроцилиндрах? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 20
- 2) 7,1
- 3) 25
- 4) 16,8

**72.** Какие значения номинальных давлений применяются в гидроцилиндрах? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 32
- 2) 7,1
- 3) 40
- 4) 16,8

**73.** Какие значения номинальных давлений применяются в гидроцилиндрах? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 50
- 2) 7,1
- 3) 63
- 4) 16,8

**74.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 10 миллиметров
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 12 миллиметров

**75.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 16 миллиметров
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 20 миллиметров

**76.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах? Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 25 миллиметров
- 2) 13 миллиметров

- 3) 138 миллиметров
- 4) 32 миллиметра

**77.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах?  
Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 40 миллиметров
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 50 миллиметров

**78.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах?  
Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 63 миллиметра
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 80 миллиметров

**79.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах?  
Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 100 миллиметров
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 125 миллиметров

**80.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах?  
Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 160 миллиметров
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 200 миллиметров

**81.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах?  
Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 250 миллиметров
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 320 миллиметров



**82.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах?

Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 400 миллиметров
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 500 миллиметров

**83.** Поршни каких диаметров применяют в гидроцилиндрах?

Выберите несколько вариантов ответа.

- 1) 630 миллиметров
- 2) 13 миллиметров
- 3) 138 миллиметров
- 4) 800 миллиметров

**84.** Ход поршня гидроцилиндра может иметь значение (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2 миллиметра
- 2) 4 миллиметра
- 3) 17,5 миллиметра
- 4) 6 миллиметров

**85.** Ход поршня гидроцилиндра может иметь значение (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2 миллиметра
- 2) 8 миллиметров
- 3) 17,5 миллиметра
- 4) 10 миллиметров

**86.** Ход поршня гидроцилиндра может иметь значение (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2 миллиметра
- 2) 40 миллиметров
- 3) 17,5 миллиметра
- 4) 80 миллиметров

**87.** Ход поршня гидроцилиндра может иметь значение (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2 миллиметра
- 2) 400 миллиметров

- 3) 17,5 миллиметра
- 4) 1000 миллиметров

**88.** Ход поршня гидроцилиндра может иметь значение (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2 миллиметра
- 2) 1600 миллиметров
- 3) 17,5 миллиметров
- 4) 2500 миллиметров

**89.** Ход поршня гидроцилиндра может иметь значение (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2 миллиметра
- 2) 4000 миллиметров
- 3) 17,5 миллиметра
- 4) 5000 миллиметров

**90.** Ход поршня гидроцилиндра может иметь значение (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2 миллиметра
- 2) 630 миллиметров
- 3) 17,5 миллиметра
- 4) 6300 миллиметров

**91.** Ход поршня гидроцилиндра может иметь значение (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2 миллиметра
- 2) 800 миллиметров
- 3) 17,5 миллиметра
- 4) 8000 миллиметров

**92.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 4 миллиметра
- 3) 5 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**93.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 8 миллиметров
- 3) 12 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**94.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 20 миллиметров
- 3) 25 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**95.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 50 миллиметров
- 3) 80 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**96.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 100 миллиметров
- 3) 125 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**97.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 160 миллиметров
- 3) 200 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**98.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 250 миллиметров

- 3) 320 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**99.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 400 миллиметров
- 3) 500 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**100.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 630 миллиметров
- 3) 800 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**101.** Диаметр штока гидроцилиндра может иметь следующие значения (выберите несколько вариантов ответа)

- 1) 2,25 миллиметра
- 2) 32 миллиметра
- 3) 40 миллиметров
- 4) 815 миллиметров

**102.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 первая цифра 1 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) плунжерный гидроцилиндр
- 3) телескопический гидроцилиндр
- 4) диаметр поршня

**103.** В обозначении гидроцилиндра 2-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 первая цифра 2 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) плунжерный гидроцилиндр
- 3) телескопический гидроцилиндр
- 4) диаметр поршня

**104.** В обозначении гидроцилиндра 3-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 первая цифра 3 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) плунжерный гидроцилиндр
- 3) телескопический гидроцилиндр
- 4) диаметр поршня

**105.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-1-3-100-50-630-УХЛ-4 третья цифра 1 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) плунжерный гидроцилиндр
- 3) телескопический гидроцилиндр
- 4) гидроцилиндр без торможения

**106.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 цифра 2 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) плунжерный гидроцилиндр
- 3) гидроцилиндр с торможением
- 4) гидроцилиндр одностороннего действия

**107.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 цифра 3 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) плунжерный гидроцилиндр
- 3) гидроцилиндр с торможением
- 4) гидроцилиндр с креплением на проушинах

**108.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 цифра 100 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) плунжерный гидроцилиндр
- 3) гидроцилиндр с торможением
- 4) диаметр поршня

**109.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-160-50-630-УХЛ-4 цифра 160 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) плунжерный гидроцилиндр

- 3) гидроцилиндр с торможением
- 4) диаметр поршня

**110.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 цифра 50 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) диаметр штока
- 3) гидроцилиндр с торможением
- 4) диаметр поршня

**111.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 цифра 630 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) поршневой гидроцилиндр
- 2) диаметр штока
- 3) ход поршня
- 4) диаметр поршня

**112.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 цифра 4 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) категорию размещения гидроцилиндра – в закрытых помещениях
- 2) диаметр штока
- 3) ход поршня
- 4) диаметр поршня

**113.** В обозначении гидроцилиндра 1-1-2-3-100-50-630-УХЛ-4 УХЛ обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) категорию размещения гидроцилиндра – в закрытых помещениях
- 2) климатическое исполнение
- 3) ход поршня
- 4) диаметр поршня

**114.** К исходным данным для расчета гидроцилиндра относится (выберите один вариант ответа)

- 1) вид привода
- 2) усилие, развиваемое гидроцилиндром
- 3) площадь поршня
- 4) толщина стенки гидроцилиндра

**115.** К исходным данным для расчета гидроцилиндра относится  
(выберите один вариант ответа)

- 1) тип гидроцилиндра
- 2) усилие, развиваемое гидроцилиндром
- 3) площадь поршня
- 4) толщина стенки гидроцилиндра

**116.** К исходным данным для расчета гидроцилиндра относится  
(выберите один вариант ответа)

- 1) рабочая нагрузка
- 2) усилие, развиваемое гидроцилиндром
- 3) площадь поршня
- 4) толщина стенки гидроцилиндра

**117.** К исходным данным для расчета гидроцилиндра относится  
(выберите один вариант ответа)

- 1) скорость рабочего хода
- 2) усилие, развиваемое гидроцилиндром
- 3) площадь поршня
- 4) толщина стенки гидроцилиндра

**118.** К исходным данным для расчета гидроцилиндра относится  
(выберите один вариант ответа)

- 1) скорость обратного хода
- 2) усилие, развиваемое гидроцилиндром
- 3) площадь поршня
- 4) толщина стенки гидроцилиндра

**119.** К исходным данным для расчета гидроцилиндра относится  
(выберите один вариант ответа)

- 1) длина хода поршня
- 2) усилие, развиваемое гидроцилиндром
- 3) площадь поршня
- 4) толщина стенки гидроцилиндра

**120.** К исходным данным для расчета гидроцилиндра относится  
(выберите один вариант ответа)

- 1) перемещаемая масса
- 2) усилие, развиваемое гидроцилиндром

- 3) площадь поршня
- 4) толщина стенки гидроцилиндра

**121.** Что относится к исходным данным для расчета гидроцилиндра? Выберите один вариант ответа.

- 1) конструктивные особенности: крепление, торможение, уплотнения
- 2) усилие, развиваемое гидроцилиндром
- 3) площадь поршня
- 4) толщина стенки гидроцилиндра

**122.** Формула  $A_1 = D^2/127$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) площади штоковой полости
- 3) расхода масла
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**123.** Формула  $A_2 = D^2 - d^2/127$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) площади штоковой полости
- 3) расхода масла
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**124.** Формула  $Q_1 = U_1 D^2/1270$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) площади штоковой полости
- 3) расхода масла
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**125.** Формула  $F_1 = 100k_{тр}(p_1 A_1 - p_2 A_2)$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) площади штоковой полости
- 3) расхода масла
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром



**126.** Формула  $D = 1,13\sqrt{F/p \cdot \eta_m \cdot \eta_r}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметра гидроцилиндра
- 2) площади штоковой полости
- 3) расхода масла
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**127.** В обозначении резиновых уплотнительных колец 020-025-30-2-2 цифра 020 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметр штока
- 2) диаметр гидроцилиндра
- 3) группу резины
- 4) группу точности

**128.** В обозначении резиновых уплотнительных колец 020-025-30-2-2 цифра 025 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметр штока
- 2) диаметр гидроцилиндра
- 3) группу резины
- 4) группу точности

**129.** В обозначении резиновых уплотнительных колец 020-025-30-2-2 первая цифра 2 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметр штока
- 2) диаметр гидроцилиндра
- 3) группу резины
- 4) группу точности

**130.** В обозначении резиновых уплотнительных колец 020-025-30-2-2 вторая цифра 2 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметр штока
- 2) диаметр гидроцилиндра
- 3) группу резины
- 4) группу точности

**131.** В обозначении манжет 1-20-12-1 первая цифра 1 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) тип манжеты
- 2) диаметр уплотняемого цилиндра

- 3) диаметр уплотняемого штока
- 4) группу резины

**132.** В обозначении манжет 1-20-12-1 вторая цифра 1 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) тип манжеты
- 2) диаметр уплотняемого цилиндра
- 3) диаметр уплотняемого штока
- 4) группу резины

**133.** В обозначении манжет 1-20-12-1 цифра 20 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) тип манжеты
- 2) диаметр уплотняемого цилиндра
- 3) диаметр уплотняемого штока
- 4) группу резины

**134.** В обозначении манжет 1-20-12-1 цифра 12 обозначает (выберите один вариант ответа)

- 1) тип манжеты
- 2) диаметр уплотняемого цилиндра
- 3) диаметр уплотняемого штока
- 4) группу резины

**135.** В каких единицах измеряется диаметр поршня? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**136.** В каких единицах измеряется диаметр штока? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**137.** В каких единицах измеряется скорость прямого хода?

Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**138.** В каких единицах измеряется скорость обратного хода?

Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**139.** В каких единицах измеряется необходимое усилие? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**140.** В каких единицах измеряется сила трения? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**141.** В каких единицах измеряется сила противодействия жидкости? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**142.** В каких единицах измеряется инерционная нагрузка? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с

- 3) МПа
- 4) Н

**143.** В каких единицах измеряется критическая нагрузка? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**144.** В каких единицах измеряется номинальное давление? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**145.** В каких единицах измеряется толщина стенки цилиндра? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**146.** В каких единицах измеряется диаметр условного прохода штуцеров? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**147.** В каких единицах измеряется длина тормозного конуса? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**148.** В каких единицах измеряется диаметр стяжки? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм
- 2) м/с
- 3) МПа
- 4) Н

**149.** В каких единицах измеряется собственная частота? Выберите один вариант ответа.

- 1) Гц
- 2) м/с<sup>2</sup>
- 3) МПа
- 4) мм/Н

**150.** В каких единицах измеряется статическая жесткость цилиндра? Выберите один вариант ответа.

- 1) Гц
- 2) м/с<sup>2</sup>
- 3) МПа
- 4) мм/Н

**151.** В каких единицах измеряется линейная податливость цилиндра? Выберите один вариант ответа.

- 1) Гц
- 2) м/с<sup>2</sup>
- 3) МПа
- 4) мм/Н

**152.** В каких единицах измеряется ускорение разгона? Выберите один вариант ответа.

- 1) Гц
- 2) м/с<sup>2</sup>
- 3) МПа
- 4) мм/Н

**153.** В каких единицах измеряется ускорение торможения? Выберите один вариант ответа.

- 1) Гц
- 2) м/с<sup>2</sup>

- 3) МПа
- 4) мм/Н

**154.** В каких единицах измеряется мощность гидроцилиндра?  
Выберите один вариант ответа.

- 1) Гц
- 2) м/с<sup>2</sup>
- 3) кВт
- 4) мм/Н

**155.** В каких единицах измеряется площадь поршневой полости? Выберите один вариант ответа.

- 1) мм<sup>2</sup>
- 2) м/с<sup>2</sup>
- 3) кВт
- 4) мм/Н

**156.** В каких единицах измеряется площадь штоковой полости?  
Выберите один вариант ответа.

- 1) мм<sup>2</sup>
- 2) м/с<sup>2</sup>
- 3) кВт
- 4) мм/Н

**157.** Механический КПД цилиндров должен быть не менее (выберите один вариант ответа)

- 1) 0,93
- 2) 0,5
- 3) 0,4
- 4) 1,1

**158.** Какая шероховатость может быть шероховатостью гильзы гидроцилиндра? Выберите один вариант ответа.

- 1) 12,5
- 2) 6,3
- 3) 3,2
- 4) 0,32

**159.** Уплотнения гидроцилиндров должны быть (выберите один вариант ответа)

- 1) герметичными
- 2) жесткими
- 3) химически активными
- 4) максимально возможной ширины

**160.** Уплотнения гидроцилиндров должны быть (выберите один вариант ответа)

- 1) небольших размеров
- 2) жесткими
- 3) химически активными
- 4) максимально возможной ширины

**161.** Формула  $F = k_3 F_n$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) площади штоковой полости
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**162.** Формула  $F_{тр10} = fG = fmg$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) силы трения
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**163.** Формула  $F_{тр} = \pi DH(p - p_k)\mu z$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) силы трения в подвижных соединениях при уплотнении манжетами
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**164.** Формула  $F_{\text{тр}2ш1} = \pi dhp$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) силы трения в подвижных соединениях при уплотнительных кольцах с шевронным (елочным) профилем
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**165.** Формула  $F_{\text{пр}} = \Delta p_{\text{пр}} A_{1-2}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) площади поршневой полости
- 2) силы противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**166.** Формула  $F = m\alpha_1 + G + \sum F_{\text{тр}}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) инерционных нагрузок, действующих при ускорении вверх
- 2) силы противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**167.** Формула  $F = m\alpha_2 + G - \sum F_{\text{тр}}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) инерционных нагрузок, действующих при замедлении вниз
- 2) силы противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**168.** Формула  $F = m\alpha_1 - G + \sum F_{\text{тр}}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) инерционных нагрузок, действующих при ускорении вниз
- 2) силы противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром



**169.** Формула  $F = m\alpha_2 - G - \sum F_{\text{тр}}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) инерционных нагрузок, действующих при замедлении вверх
- 2) силы противодействия жидкости в нерабочих полостях цилиндра
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**170.** Формула  $G = mq$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметра поршня
- 2) ориентировочного веса перемещающихся частей
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**171.** Формула  $m = m_1 + 1,16 \cdot 10^{-2}(A_1^2 l_1 / d_1^2 + A_2^2 l_2 / d_2^2)$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) приведенной к поршню массы подвижных частей
- 2) ориентировочного веса перемещающихся частей
- 3) необходимого усилия
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**172.** Формула  $\alpha_1 = 0,139U^2/x_1$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) приведенной к поршню массы подвижных частей
- 2) ориентировочного веса перемещающихся частей
- 3) ускорения разгона
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**173.** Формула  $j \geq 2 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot D / \Delta D$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) приведенной к поршню массы подвижных частей
- 2) ориентировочного веса перемещающихся частей
- 3) толщины стенки гильзы цилиндра
- 4) усилия, развиваемого гидроцилиндром

**174.** Формула  $\sigma = 0,4D^2 + 1,3D_{\text{нар}}^2/D_{\text{нар}}^2 - D^2 \cdot p_y < [\sigma_p]$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) приведенной к поршню массы подвижных частей
- 2) ориентировочного веса перемещающихся частей

- 3) толщины стенки гильзы цилиндра
- 4) на прочность

**175.** Формула  $d_y \geq 4,6 \cdot \sqrt{Q_{\max} / U_m}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) приведенной к поршню массы подвижных частей
- 2) ориентировочного веса перемещающихся частей
- 3) толщины стенки гильзы цилиндра
- 4) диаметра условного прохода штуцеров

**176.** Формула  $F_{\text{кр}} = \pi^2 E J_{\text{min}} / (ks)^2$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) цилиндра на устойчивость по критической силе
- 2) ориентировочного веса перемещающихся частей
- 3) толщины стенки гильзы цилиндра
- 4) диаметра условного прохода штуцеров

**177.** Формула  $n_y = F/F \geq [n]_y = 2,5 \div 4$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) цилиндра на устойчивость по критической силе
- 2) запаса устойчивости
- 3) толщины стенки гильзы цилиндра
- 4) диаметра условного прохода штуцеров

**178.** Формула  $A_{\text{щ}} = A_2^{1,5} \cdot U_0 / \sqrt{a_{\max} \cdot m}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) цилиндра на устойчивость по критической силе
- 2) запаса устойчивости
- 3) площади проходного сечения дросселирующей щели
- 4) диаметра условного прохода штуцеров

**179.** Формула  $C = 10E / [(A_1^2 / H_1 A_1 + V_{10}) + A_2^2 / (0,1S - H_1) A_2 + V_{20}]$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) статической жесткости цилиндра
- 2) диаметрального зазора (мкм) без учета сил трения
- 3) площади проходного сечения дросселирующей щели
- 4) запаздывания начала движения штока

**180.** Формула  $e_s = 1/10E[A_1^2/(H_1A_1 + V_{10}) + A_2^2/(0,1S - H_1)A_2 + V_{20}]$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметра поршня
- 2) линейной податливости гидроцилиндра
- 3) площади проходного сечения дросселирующей щели
- 4) запаздывания начала движения штока

**181.** Формула  $f = 5\sqrt{C/m}$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметра поршня
- 2) линейной податливости гидроцилиндра
- 3) собственной частоты привода с цилиндром
- 4) запаздывания начала движения штока

**182.** Формула  $P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_n \cdot F$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметра поршня
- 2) линейной податливости гидроцилиндра
- 3) собственной частоты привода с цилиндром
- 4) предельной мощности гидроцилиндра

**183.** Формула  $P = 1,67 \cdot 10^{-5} \cdot U_n \cdot F$  предназначена для расчета (выберите один вариант ответа)

- 1) диаметра поршня
- 2) линейной податливости гидроцилиндра
- 3) собственной частоты привода с цилиндром
- 4) предельной мощности гидроцилиндра

**184.** Разработка конструкторской документации на проектирование гидроцилиндра включает следующий этап (выберите один вариант ответа)

- 1) техническое задание
- 2) маркетинговые исследования
- 3) расчет себестоимости
- 4) патентные исследования

**185.** Разработка конструкторской документации на проектирование гидроцилиндра включает следующий этап (выберите один вариант ответа)

- 1) техническое предложение
- 2) маркетинговые исследования
- 3) расчет себестоимости
- 4) патентные исследования

**186.** Разработка конструкторской документации на проектирование гидроцилиндра включает следующий этап (выберите один вариант ответа)

- 1) эскизный проект
- 2) маркетинговые исследования
- 3) расчет себестоимости
- 4) патентные исследования

**187.** Разработка конструкторской документации на проектирование гидроцилиндра включает следующий этап (выберите один вариант ответа)

- 1) технический проект
- 2) маркетинговые исследования
- 3) расчет себестоимости
- 4) патентные исследования

**188.** Разработка конструкторской документации на проектирование гидроцилиндра включает следующий этап (выберите один вариант ответа)

- 1) разработка технической документации
- 2) маркетинговые исследования
- 3) расчет себестоимости
- 4) патентные исследования

**189.** Какие значения рабочих давлений (МПа) рекомендуется назначать при развиваемом гидроцилиндром усилие 10 кН? Выберите один вариант ответа.

- 1) 1,6
- 2) 2,5
- 3) 4
- 4) 6,3

**190.** Какие значения рабочих давлений (МПа) рекомендуется назначать при развиваемом гидроцилиндром усилия в пределах 10–20 кН? Выберите один вариант ответа.

- 1) 1,6
- 2) 2,5
- 3) 4
- 4) 6,3

**191.** Какие значения рабочих давлений (МПа) рекомендуется назначать при развиваемом гидроцилиндром усилия в пределах 20–50 кН? Выберите один вариант ответа.

- 1) 1,6
- 2) 2,5
- 3) 4
- 4) 6,3

**192.** Какие значения рабочих давлений (МПа) рекомендуется назначать при развиваемом гидроцилиндром усилия в пределах 50–100 кН? Выберите один вариант ответа.

- 1) 1,6
- 2) 2,5
- 3) 4
- 4) 6,3

**193.** Какие значения рабочих давлений (МПа) рекомендуется назначать при развиваемом гидроцилиндром усилия в пределах 100–500 кН? Выберите один вариант ответа.

- 1) 6,3
- 2) 10
- 3) 12,5
- 4) 16

**194.** Какие значения рабочих давлений (МПа) рекомендуется назначать при развиваемом гидроцилиндром усилия в пределах 500–1000 кН? Выберите один вариант ответа.

- 1) 6,3
- 2) 10
- 3) 12,5
- 4) 16

**195.** Какие значения рабочих давлений (МПа) рекомендуется назначать при развиваемом гидроцилиндром усилия более 1000 кН? Выберите один вариант ответа.

- 1) 6,3
- 2) 10
- 3) 12,5
- 4) 16

**196.** Какое из нижеприведенных требований относится к требованиям, предъявляемым к минеральным маслам, являющимся рабочей средой гидропривода? Выберите один вариант ответа.

- 1) высокая жесткость
- 2) малая зависимость вязкости от температуры и давления
- 3) электромагнитная стабильность
- 4) высокая теплопроводность

**197.** Какое из нижеприведенных требований относится к требованиям, предъявляемым к минеральным маслам, являющимся рабочей средой гидропривода? Выберите один вариант ответа.

- 1) высокая жесткость
- 2) малая сжимаемость
- 3) электромагнитная стабильность
- 4) высокая теплопроводность

**198.** Какое из нижеприведенных требований относится к требованиям, предъявляемым к минеральным маслам, являющимся рабочей средой гидропривода? Выберите один вариант ответа.

- 1) высокая жесткость
- 2) химическая стабильность
- 3) электромагнитная стабильность
- 4) высокая теплопроводность

**199.** Какое из нижеприведенных требований относится к требованиям, предъявляемым к минеральным маслам, являющимся рабочей средой гидропривода? Выберите один вариант ответа.

- 1) высокая жесткость
- 2) хорошее смазывающее свойство
- 3) электромагнитная стабильность
- 4) высокая теплопроводность

**200.** Какое из нижеприведенных требований относится к требованиям, предъявляемым к минеральным маслам, являющимся рабочей средой гидропривода? Выберите один вариант ответа.

- 1) высокая жесткость
- 2) огнестойкость
- 3) электромагнитная стабильность
- 4) высокая теплопроводность

**201.** Какое из нижеприведенных требований относится к требованиям, предъявляемым к минеральным маслам, являющимся рабочей средой гидропривода? Выберите один вариант ответа.

- 1) высокая жесткость
- 2) нетоксичность
- 3) электромагнитная стабильность
- 4) высокая теплопроводность

**202.** Для защиты гидроприводов от перегрузок и контроля давления в напорных линиях должны быть установлены (выберите один вариант ответа)

- 1) предохранительные клапаны и манометры
- 2) гидрораспределители
- 3) гидробаки
- 4) фильтра

**203.** Конструкция гидроприводов должна исключать представляющие опасность для обслуживающего персонала перемещения выходных звеньев гидродвигателей в любые моменты цикла работы. Для этого в гидросистеме должны быть предусмотрены (выберите один вариант ответа)

- 1) блокировки
- 2) гидрораспределители
- 3) гидробаки
- 4) фильтра

**204.** В станках с механизированным или автоматизированным закреплением заготовок должны быть предусмотрены ....., разрешающие включение цикла обработки только после окончания зажима детали. Выберите один вариант ответа.

- 1) блокировки
- 2) гидрораспределители
- 3) гидробаки
- 4) фильта

**205.** Органы управления отводом пинолей, зажимом в патронах и приспособлениях должны иметь ....., исключающие возможность подачи команды в момент, когда вращается шпиндель или когда рабочие органы не находятся в исходном положении. Выберите один вариант ответа.

- 1) блокировки
- 2) гидрораспределители
- 3) гидробаки
- 4) фильта

**206.** При необходимости фиксирования в заданном положении выходных звеньев гидродвигателей должны устанавливаться (выберите один вариант ответа)

- 1) гидрозамки
- 2) гидрораспределители
- 3) гидробаки
- 4) фильта



## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т 3 / В.И. Анурьев. — Москва : Машиностроение, 1982. — 575 с.
2. Свешников, А.Г. Станочные гидроприводы / А.Г. Свешников. — Москва : Машиностроение, 2004. — 512 с.
3. Лепёшкин, А.В. Гидравлические и пневматические приводы / А.В. Лепёшкин, А.А. Михайлин. — Москва : Академия, 2004. — 336 с.
4. Волосков, В.В. Инженерные методы расчета и конструирование манипуляторов с гидравлическими корректирующими устройствами / В.В. Волосков. — Москва : ЦНИИТЭ Тяжмаш. — № 306 ТМ, 88 ДНР. — 4(210), 1989. — 447 с.
5. Слюсарев, А.Н. Гидравлические и пневматические элементы и приводы промышленных роботов / А.Н. Слюсарев. — Москва : Машиностроение, 1989. — 167 с.
6. Справочник технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 2 / под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. — Москва : Машиностроение, 1985. — 495 с.
7. Металлорежущие станки : учеб. пособие для вузов / Н.С. Колев, Л.В. Красниченко, Н.С. Никулин [и др.]. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1980. — 500 с.
8. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников. — Москва : Машиностроение, 1995. — 448 с.
9. Гидроцилиндры : учеб.-метод. пособие / Д.Ю. Воронов, В.В. Волосков, А.О. Драчев, О.В. Бойченко. — Тольятти : Изд-во ТГУ, 2011. — 71 с.
10. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник для студ. вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидроавтоматика» / К.Л. Навроцкий. — Москва : Машиностроение, 1991. — 384 с.
11. Чебаевский, С.Р. Новые технологии изготовления гидроцилиндров / С.Р. Чебаевский // Привод и управление. — 2002. — № 2. — С. 18–21.
12. АГА-ЭЛКОНТ. Уплотнения и опоры из полимерных и композиционных материалов для гидроцилиндров и валов гидромашин : каталог. — 2001. — 63 с.

13. Волосков, В.В. Проблемы создания и принципы конструирования компактной бурильной установки УБШ-121 / В.В. Волосков. — Свердловск : Горный журнал. — 1988. — № 9. — С. 82–86.
14. ГОСТ 18464–96. Гидроприводы объемные. Гидроцилиндры. Правила приемки и методы испытаний : межгосударственный стандарт : введен 2002-01-01. — Минск : Изд-во стандартов, 2001. — 12 с.
15. ГОСТ 17411–72. Приводы гидравлические. Общие технические требования : Государственный стандарт Союза ССР : издание официальное : установлен и введен в действие Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 07.01.1972 № 44 : дата введения 1973-07-01. — Москва : Изд-во стандартов, 1977. — 7 с.
16. Ковалевский, В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейлин. — 2-е. изд., перераб. и доп. — Москва : Недра, 1973. — 502 с.
17. Иосилевич, Г.Б. Детали машин : учебник для студ. машиностроит. спец. вузов / Г.Б. Иосилевич. — Москва : Машиностроение, 1988. — 368 с.
18. Черненко, О.С. Разработка силового гидроцилиндра : методич. пособие к курсовой работе по гидроприводу металлорежущих станков / О.С. Черненко. — Тольятти : ТолПИ, 1991. — 22 с.
19. Штеренлихт, Д.В. Гидравлика : учебник для вузов / Д.В. Штеренлихт. — Москва : КолосС, 2004. — 656 с.

**Основные единицы физических величин,  
применяемые для расчета и проектирования гидроцилиндров**

Наименование единиц	Обозначения	Соотношения физических величин	Аналитические зависимости
Вязкость (пуаз)	П	$1 \text{ П} = 1 \text{ г/см} \cdot \text{с}$	
Динамическая вязкость, $\mu$	Па · с	$1 \text{ Па} \cdot \text{с} = 10 \text{ П} = 1 \text{ кг/м} \cdot \text{с}$	
Кинематическая вязкость, $\nu$	м <sup>2</sup> /с	$1 \text{ м}^2/\text{с} = 10^4 \text{ Ст} =$ $= 10^6 \text{ сСт} = 1^\circ \text{Е}$	$\nu = \mu/\rho$ $\nu \cdot 10^6 =$ $= 7,31^\circ \text{Е} - 6,31^\circ \text{Е}$
Объем, $V$	м <sup>3</sup>	$1 \text{ м}^3 = 10^3 \text{ дм}^3 = 10^3 \text{ л} =$ $= 10^6 \text{ см}^3 = 10^9 \text{ мм}^3$	$V = AS$
Ход поршня, $S$	м	$1 \text{ м} = 10^2 \text{ см} = 10^3 \text{ мм}$	$S = l_1 - l_2$
Давление, $p$	Па, МПа	$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-6} \text{ МПа} =$ $= 10^{-5} \text{ кгс/см}^2 = 10^{-6} \text{ Н/мм}^2$	$p = F/A$
Площадь, $A$	м <sup>2</sup>	$1 \text{ м}^2 = 10^4 \text{ см}^2 = 10^6 \text{ мм}^2$	$A_1 = \pi D^2/4;$ $A_2 = \pi(D^2 - d^2)/4$
Сила, $F$	Н	$1 \text{ Н} = 10^{-1} \text{ кгс} = 10^{-3} \text{ мс}$	$F = p \cdot A$
Сила инерции, $F_{\text{ин}}$			$F_{\text{ин}} = -ma = GU/qt_0$
Масса, $m$	кг	$1 \text{ кг} = 10 \text{ Н}$	$m = Gq$
Ускорение свободного падения, $q$	м/с	$9,81 \text{ м/с}^2$	$q = 9,81$
Вес, $G$	Н	$1 \text{ Н} = 10^{-1} \text{ кг}$	$G = m/q$
Скорость, $U$	м/с	$1 \text{ м/с} = 1 \text{ м/60}$	$U = S/t$
Ускорение, $\alpha$	м/с <sup>2</sup>		$\alpha = U - U_0/t$
Время, $t$	с	$1 \text{ с} = 1/60 \text{ мин}$	$t = S/U$
Напряжение, $\sigma$	МПа	$1 \text{ МПа} = 10 \text{ кгс/см}^2 =$ $= 10^6 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma = F/A$
Мощность, $P$	Вт	$1 \text{ Вт} = 10^{-3} \text{ кВт}$	$P = FU\eta_{\text{мех}}\eta_{\text{г}}$
Механический КПД	$\eta_{\text{мех}}$	%; <1	$\eta_{\text{мех}} = 1 - P_{\text{тр}}/P$
Гидравлический КПД	$\eta_{\text{г}}$	%; <1	$\eta_{\text{г}} = 1 - P_{\text{уп}}/P$

Приложение Б

**Образование десятичных кратных и долевых единиц  
и их наименований**

Множитель	Приставка	Обозначение приставки
$10^1$	дека	д
$10^2$	гекто	г
$10^3$	кило	к
$10^6$	мега	м
$10^9$	гига	Г
$10^{12}$	тетра	Т
$10^{-1}$	деци	д
$10^{-2}$	санти	с
$10^{-3}$	милли	м
$10^{-6}$	микро	мк

1. ИСО 5597:1987. Размеры (мм) посадочных мест под уплотнения и опоры поршней и штоков цилиндров:

- а) под поршневые уплотнительные манжеты под диаметры цилиндров из ряда: 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 мм;
- б) под штоковые уплотнительные манжеты под диаметры штоков из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 250, 280, 320, 300 мм;
- в) под поршневые манжеты для гидроцилиндров компактной серии 16 МПа для диаметра из ряда: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 мм;
- г) под штоковые манжеты для гидроцилиндров компактной серии 16 МПа из ряда: 12, 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140 мм.

2. ИСО 6547:1981. Размеры под уплотнительные комплекты поршней гидроцилиндров, включающие опорные кольца под диаметры цилиндров из ряда 25÷500 мм.

3. ИСО 7425-1:1988. Размеры под уплотнительные устройства поршня, состоящие из поджимного эластомерного кольца и скользящего пластмассового элемента под диаметр цилиндров из ряда 16÷500 мм.

4. ИСО 7425-2:1988. Размеры под уплотнительные устройства штока, состоящие из эластомерного кольца и скользящего пластмассового элемента, под диаметры штоков из ряда 6÷360 мм.

5. ИСО 6195:1986, исполнение А. Размеры под грязесъемники штоков под диаметры штоков из стандартного ряда 6÷360 мм.

6. ИСО 6195:1986, исполнение В. Размеры под грязесъемники штоков открытые под диаметры штоков из стандартного ряда 6÷360 мм.

7. ИСО 6195:1986, исполнение С. Размеры под грязесъемники штоков закрытые под диаметры штоков из стандартного ряда 12÷140 мм.

8. ИСО 10766:1996. Размеры посадочных мест:

- а) под разрезные опорные кольца прямоугольного сечения для поршней из стандартного ряда 16÷500 мм;
- б) под разрезные опорные кольца прямоугольного сечения для штоков из стандартного ряда 12÷360 мм.

**Размеры хонингованных труб для изготовления гидроцилиндров [9]**

<i>d</i> , мм	30	30	30	35	35	35	<b>40</b>	40	40	45	45	45	<b>50</b>	50	50	55	55	55	60	60	60	<b>63</b>	63
<i>D</i> , мм	40	45	50	45	50	55	<b>50</b>	55	60	55	60	65	<b>60</b>	65	70	65	70	75	70	75	80	<b>73</b>	78
<i>d</i> , мм	63	65	65	65	70	70	70	75	75	75	80	<b>80</b>	80	85	85	85	90	90	90	95	95	95	100
<i>D</i> , мм	83	75	80	85	80	85	90	85	90	95	90	<b>95</b>	100	95	100	105	100	105	110	105	110	115	110
<i>d</i> , мм	100	100	100	105	105	105	110	<b>110</b>	110	110	115	115	115	120	120	120	120	125	<b>125</b>	125	140	140	<b>160</b>
<i>D</i> , мм	115	120	130	115	120	125	125	<b>130</b>	135	140	130	135	145	130	135	140	150	140	<b>145</b>	155	160	170	<b>180</b>
<i>d</i> , мм	160	180	180	200	200	200	250	280															
<i>D</i> , мм	190	200	210	220	230	245	298,5	323,9															

Примечания: 1. Выделены наиболее ходовые позиции.

2. Материал труб: сталь для сосудов, работающих под давлением, холоднотянутая;  $\sigma_{ap} > 570 \text{ Н/мм}^2$ ;  $\sigma_t > 470 \text{ Н/мм}^2$ ; относительное удлинение  $\delta > 15 \%$ .

**Штоки диаметром *d* без палого отверстия:**

*d* = 8; 10; 12; 14; 16; 18; **20**; 22; **25**; 28; 30; **32**; 35; 36; **40**; 45; **50**; 55; 56; 60; **63**; 65; 70; 75; **80**; 85; 90; 95; 100; 110; 120 мм (выделены наиболее ходовые позиции).

**Штоки диаметром *d* с полым отверстием *d*<sub>0</sub>**

<i>d</i> , мм	50	50	50	55	55	55	60	60	60	63	63	65	65	65	70	70
<i>d</i> <sub>0</sub> , мм	40	35	30	45	40	35	50	45	40	53	43	55	50	45	60	55
<i>d</i> , мм	70	75	75	75	80	80	80	90	90	90	95	95	95	100	100	
<i>d</i> <sub>0</sub> , мм	50	65	60	55	70	65	60	80	75	70	85	80	75	90	80	

Примечание. Материал штоков: сталь  $\sigma_{ap} > 570 \text{ Н/мм}^2$ ;  $\sigma_t > 470 \text{ Н/мм}^2$ ; относительное удлинение  $\delta > 15 \%$ .

Коды заказа [9]

Уплотнение штоковое	<table border="1"><tr><td>E05-</td><td>2-</td><td>A-</td><td>056-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td></tr></table>	E05-	2-	A-	056-	5	1	2	3	4	5																		
E05-	2-	A-	056-	5																									
1	2	3	4	5																									
Уплотнение поршневое	<table border="1"><tr><td>E15M-</td><td>2-</td><td>A-</td><td>080-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td></tr></table>	E15M-	2-	A-	080-	5	1	2	3	4	5	<table border="1"><tr><td>E18-</td><td>100-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>4</td><td>5</td></tr></table>	E18-	100-	5	1	4	5											
E15M-	2-	A-	080-	5																									
1	2	3	4	5																									
E18-	100-	5																											
1	4	5																											
Кольца опорные	<table border="1"><tr><td>E20-</td><td>080-</td><td>085</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>7</td></tr></table>	E20-	080-	085	1	6	7	<table border="1"><tr><td>E21</td><td>T-</td><td>080-</td><td>12-</td><td>3</td></tr><tr><td>1</td><td>8</td><td>7</td><td>9</td><td>10</td></tr></table>	E21	T-	080-	12-	3	1	8	7	9	10	<table border="1"><tr><td>E22</td><td>T-</td><td>100-</td><td>30-</td><td>3</td></tr><tr><td>1</td><td>8</td><td>6</td><td>9</td><td>10</td></tr></table>	E22	T-	100-	30-	3	1	8	6	9	10
E20-	080-	085																											
1	6	7																											
E21	T-	080-	12-	3																									
1	8	7	9	10																									
E22	T-	100-	30-	3																									
1	8	6	9	10																									
Кольца опорно-грязезащитные	<table border="1"><tr><td>E23-</td><td>085-</td><td>090</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>7</td></tr></table>	E23-	085-	090	1	6	7	<table border="1"><tr><td>E24-</td><td>160</td></tr><tr><td>1</td><td>7</td></tr></table>	E24-	160	1	7	<table border="1"><tr><td>E25-</td><td>40-</td><td>6</td></tr><tr><td>1</td><td>7</td><td>9</td></tr></table>	E25-	40-	6	1	7	9	<table border="1"><tr><td>E26-</td><td>40-</td><td>6</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>9</td></tr></table>	E26-	40-	6	1	6	9			
E23-	085-	090																											
1	6	7																											
E24-	160																												
1	7																												
E25-	40-	6																											
1	7	9																											
E26-	40-	6																											
1	6	9																											
Манжеты	<table border="1"><tr><td>E32-</td><td>080-</td><td>4</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>5</td></tr></table>	E32-	080-	4	1	6	5																						
E32-	080-	4																											
1	6	5																											
Грязесъемники	<table border="1"><tr><td>E50-</td><td>2-</td><td>A-</td><td>050-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>6</td><td>5</td></tr></table>	E50-	2-	A-	050-	5	1	2	3	6	5																		
E50-	2-	A-	050-	5																									
1	2	3	6	5																									
Кольца защитные поршневые	<table border="1"><tr><td>E61-</td><td>090-</td><td>2,0-</td><td>3,5</td></tr><tr><td>1</td><td>7</td><td>9</td><td>10</td></tr></table>	E61-	090-	2,0-	3,5	1	7	9	10																				
E61-	090-	2,0-	3,5																										
1	7	9	10																										
Кольца защитные штоковые	<table border="1"><tr><td>E62-</td><td>090-</td><td>2,0-</td><td>3,5</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>9</td><td>10</td></tr></table>	E62-	090-	2,0-	3,5	1	6	9	10																				
E62-	090-	2,0-	3,5																										
1	6	9	10																										
Кольца защитные поршневые и штоковые	<table border="1"><tr><td>E64</td><td>P-</td><td>040-</td><td>045-</td><td>2,0-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>11</td><td>6</td><td>7</td><td>9</td><td>5</td></tr></table>	E64	P-	040-	045-	2,0-	5	1	11	6	7	9	5																
E64	P-	040-	045-	2,0-	5																								
1	11	6	7	9	5																								
Уплотнения гидрошарниров	<table border="1"><tr><td>E42-</td><td>2-</td><td>056-</td><td>5</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>4</td><td>5</td></tr></table>	E42-	2-	056-	5	1	2	4	5																				
E42-	2-	056-	5																										
1	2	4	5																										
Уплотнения валов	<table border="1"><tr><td>E71-</td><td>025-</td><td>042-</td><td>6,5</td></tr><tr><td>1</td><td>6</td><td>7</td><td>9</td></tr></table>	E71-	025-	042-	6,5	1	6	7	9																				
E71-	025-	042-	6,5																										
1	6	7	9																										

- Пр и м е ч а н и я : 1. Тип уплотнения или опоры.  
 2. Серия: 2 – легкая; не указывается – основная.  
 3. Исполнение: А – с защитным кольцом; не указывается – без кольца.  
 4. Уплотняемый диаметр, мм (спереди добавляется ноль до трехзначного числа).  
 5. Группа материала (см. табл. 8.35 и 8.36).  
 6. Диаметр штока (или вала), мм.  
 7. Диаметр цилиндра, мм.  
 8. Степень точности: П – повышенная; Т – особо точная; не указывается – обычная.  
 9. Ширина В кольца, мм.  
 10. Толщина S стенки кольца, мм.  
 11. P – разрезное; не указывается – цельное.