

В. А. Марутов, С. А. Павловский

Гидроцилиндры

Конструкции и расчет

Москва
«Книга по Требованию»

УДК 621
ББК 34.4
В11

В11 **В. А. Марутов**
Гидроцилиндры: Конструкции и расчет / В. А. Марутов, С. А. Павловский –
М.: Книга по Требованию, 2012. – 172 с.

ISBN 978-5-458-34460-9

ISBN 978-5-458-34460-9

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2012

© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2012

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

§ 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

Гидроцилиндр является объемным гидродвигателем, в котором ведомое звено (шток, плунжер, вал) совершает ограниченное возвратно-поступательное движение.

Гидроцилиндры делятся на силовые и моментные.

Силовые гидроцилиндры

Силовой гидроцилиндр это объемный гидродвигатель, в котором ведомое звено (шток, плунжер) совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение относительно корпуса гидроцилиндра.

Моментный гидроцилиндр это объемный гидродвигатель, в котором ведомое звено (вал) совершает возвратно-поворотное движение относительно корпуса гидроцилиндра на угол, меньший 360° .

Силовые гидроцилиндры делятся на гидроцилиндры двухстороннего действия и гидроцилиндры одностороннего действия.

Гидроцилиндры двухстороннего действия

Гидроцилиндры двухстороннего действия делятся на:

- а) гидроцилиндры с двухсторонним штоком;
- б) гидроцилиндры с односторонним штоком;
- в) гидроцилиндры телескопические;
- г) гидроцилиндры комбинированные.

Гидроцилиндры с двухсторонним штоком

В гидроцилиндре, выполненном по схеме рис. 1, скорость перемещения поршня зависит от количества жидкости, поступающей в единицу времени, и определяется выражением

$$v = \frac{40Q}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot \text{м/мин},$$

где Q — количество жидкости, поступающей в цилиндр, в л/мин;
 D — диаметр поршня в см;
 d — диаметр штока в см.

При подаче равного количества жидкости попеременно в правую и левую полости гидроцилиндра поршень со штоком будет перемещаться в обоих направлениях с одинаковой скоростью. Недостатком гидроцилиндра данного типа являются увеличенные габариты, так как шток расположен по обе стороны цилиндра.

В схемах рис. 1, а и б поршень неподвижен, а цилиндр жестко скреплен с подвижной частью рабочего органа.

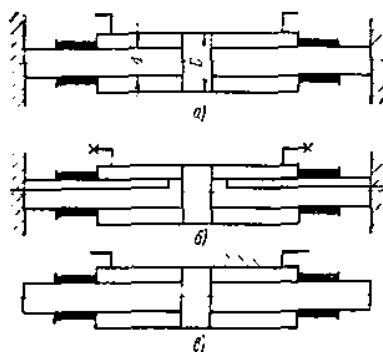


Рис. 1. Схемы гидроцилиндров с двухсторонним штоком

К цилиндрам, выполненным по схеме рис. 1, б, жидкость может подводиться как гибкими рукавами, так и через полые штоки. Гидроцилиндр с двухсторонним штоком может быть выполнен и со штоками неодинаковых диаметров.

Гидроцилиндры с односторонним штоком

В гидроцилиндрах, выполненных по схеме рис. 2, а, при минимально выбранном диаметре штока скорости перемещения поршня в обоих направлениях отличаются незначительно.

При увеличении диаметра штока скорости прямого и обратного ходов v_1 и v_2 при подводе равного количества жидкости к полостям цилиндра будут резко отличаться:

$$v_1 = \frac{40Q_1}{\pi D^2}; \quad (1)$$

$$v_2 = \frac{40Q_2}{\pi (D^2 - d^2)}.$$

Если $Q_1 = Q_2$, то

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{D^2 - d^2}{D^2} = 1 - \frac{d^2}{D^2}.$$

Такая схема гидроцилиндра позволяет осуществлять быстрые холостые перемещения при относительно малой производительности насоса.

Для получения одинаковых скоростей перемещения поршня в обоих направлениях у гидроцилиндра с односторонним штоком необходимо, чтобы площадь штока была в 2 раза меньше площади поршня; кроме того, гидроцилиндр должен быть включен по дифференциальному способу, изображенному на схеме рис. 2, б.

При движении поршня вправо обе полости цилиндра соединяются друг с другом, поршень перемещается со скоростью

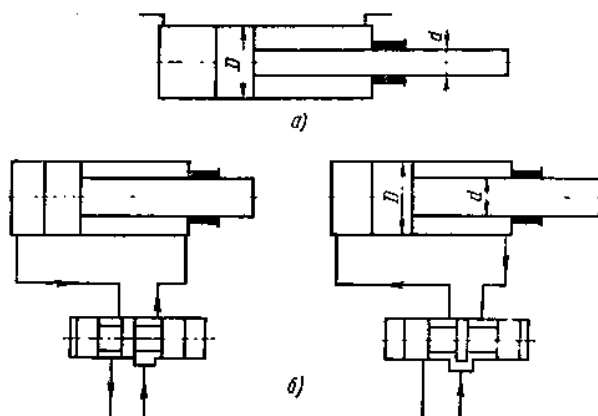


Рис. 2. Схемы гидроцилиндров двухстороннего действия с односторонним штоком

v м/мин, вытесняя из штоковой полости жидкость, объем которой равен

$$Q_1 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{40} v.$$

Эта вытесненная жидкость поступает в поршневую полость цилиндра вместе с жидкостью, нагнетаемой насосом, объем которой составляет Q_2 ; отсюда

$$Q_1 + Q_2 = \frac{\pi D^2}{40} v;$$

$$Q_2 + \frac{\pi (D^2 - d^2)}{40} v = \frac{\pi D^2 v}{40};$$

откуда

$$v = \frac{40 Q_2}{\pi d^2}.$$

При перемещении поршня влево

$$v = \frac{40 Q_2}{\pi (D^2 - d^2)}.$$

Если скорости перемещения поршня в обе стороны равны, то

$$\frac{40 Q_2}{\pi d^2} = \frac{40 Q_2}{\pi (D^2 - d^2)},$$

откуда $\pi D^2 = 2\pi d^2$, т. е. $s_n = 2s_m$, где s_n и s_m — площади соответственно поршня и штока.

Таким образом, дифференциальный способ включения цилиндра применяется в тех случаях, когда требуется обеспечить высокую скорость обратного хода при значительных усилиях во время рабочих перемещений, при этом шток должен работать на растяжение.

Телескопические гидроцилиндры двухстороннего действия

Телескопический гидроцилиндр двухстороннего действия выполняется по схеме рис. 3.

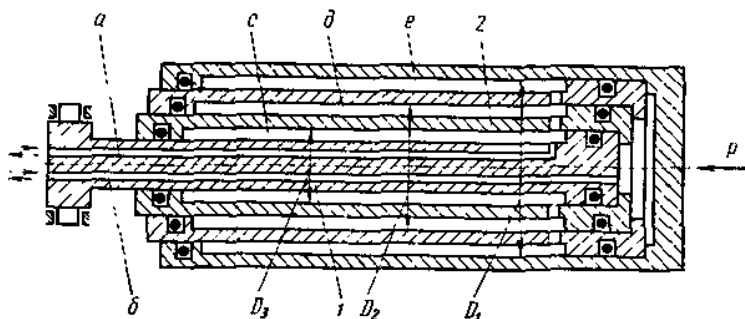


Рис. 3. Схема телескопического гидроцилиндра двухстороннего действия

Последовательность выдвижения поршней следующая: $D_1, D_2, \dots, D_n$. Скорости 1-го, 2-го, ..., n -го поршней будут определяться выражением

$$v_{1,2,\dots,n} = \frac{40Q}{\pi D_{1,2,\dots,n}^2} \text{ м/мин.} \quad (2)$$

Последовательность втягивания обратная выдвижению. Скорости втягивания равны

$$v'_{1,2,\dots,n} = \frac{40Q}{\pi (D_{1,2,\dots,n}^2 - d_{1,2,\dots,n}^2)} \text{ м/мин.}$$

Гидроцилиндры одностороннего действия

Гидроцилиндры одностороннего силового действия делятся на: поршневые, плунжерные, телескопические.

Гидроцилиндры поршневые односторонние. В гидроцилиндре, выполненном по схеме рис. 4, а, скорость перемещения поршня при выдвижении зависит от количества жидкости, поступающей в единицу времени, и определяется выражением (1).

Гидроцилиндры плунжерные. В плунжерных гидроцилиндрах, выполненных по схеме рис. 4, б, скорость перемещения плунжера определяется по формуле

$$v = \frac{40Q}{\pi d^2} \text{ м/мин,}$$

где d — диаметр плунжера в см.

Гидроцилиндры телескопические односторонние. Телескопический гидроцилиндр одностороннего действия выполняется по схеме рис. 4, в. Последовательность выдвижения штоков следующая: $D_1, D_2, \dots, D_n$.

Соответственно скорости штоков определяются формулой (2).

Комбинированные гидроцилиндры

В тех случаях, когда для получения необходимого усилия нельзя установить гидроцилиндр с большим диаметром, но при этом длина цилиндра не ограничивается, применяют сдвоенные и строенные гидроцилиндры (рис. 5). Последовательное соединение гидроцилиндров увеличивает эффективную площадь, а следовательно, и тяговое или толкающее усилие на штоке.

Усилие и скорость перемещения поршня в последовательно соединенных гидроцилиндрах определяются по формулам

$$P \cong p (F_1 + F_2) \text{ кг; } v \cong \frac{10Q}{F_1 + F_2} \text{ м/мин,}$$

где p — давление жидкости в кг/см²;

F_1 и F_2 — эффективные площади цилиндров в см²;

Q — количество жидкости, поступающей одновременно в последовательно соединенные гидроцилиндры, в л/мин.

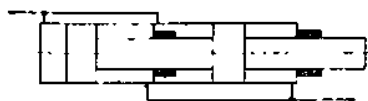


Рис. 5. Схема сдвоенного гидроцилиндра

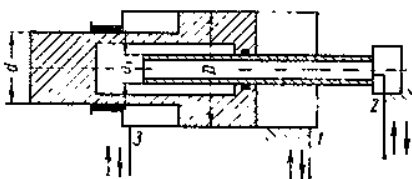


Рис. 6. Схема многоскоростного гидроцилиндра

Для получения различных скоростей перемещения поршня при питании от насоса постоянной производительности применяются многоскоростные гидроцилиндры. Принципиальная схема многоскоростного гидроцилиндра изображена на рис. 6.

При подводе жидкости по трубопроводам 1 и 2 получаем наименьшую скорость поршня

$$v_1 = \frac{40Q}{\pi D^2}.$$

При подводе жидкости по трубопроводу 1 получаем скорость

$$v_2 = \frac{40Q}{\pi (D^2 - d_1^2)}.$$

При подводе жидкости по трубопроводу 2 получаем наибольшую скорость

$$v_3 = \frac{40Q}{\pi d_1^2}.$$

Скорость обратного хода при подводе жидкости по трубопроводу 3

$$v = \frac{40Q}{\pi (D^2 - d^2)}.$$

Для установки приводимого механизма в определенных промежуточных положениях применяются трехпозиционные гидро-

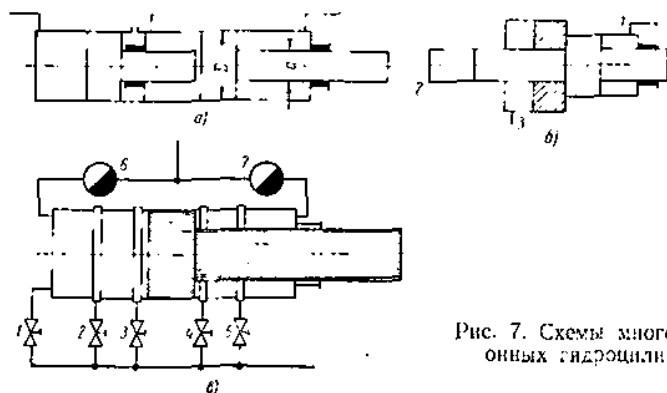


Рис. 7. Схемы многопозиционных гидроцилиндров

цилиндры. Принципиальные схемы трехпозиционных гидроцилиндров показаны на рис. 7, а и б.

Как видно из рис. 7, а, три положения можно получить установкой на задней крышке основного гидроцилиндра дополнительного цилиндра, шток которого входит в заднюю крышку основного цилиндра и, таким образом, служит ограничителем хода. Выбором соответствующей длины хода дополнительного цилиндра можно получить любое третье положение основного цилиндра. Если оба цилиндра имеют одинаковые диаметры, то при движении из нулевого положения к среднему установочное усилие

слагается только из толкающего усилия заднего цилиндра, уменьшенного на величину тянущего усилия переднего цилиндра:

$$P = p \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2).$$

При движении из среднего положения в конечное установочное усилие равно полному усилию переднего цилиндра точно так же, как и при движении из крайнего положения к среднему и из среднего к нулевому.

Трехпозиционные гидроцилиндры выполняются и по схеме рис. 7, б. При подводе жидкости по каналу 1 шток гидроцилиндра устанавливается в крайнем левом положении; при подводе жидкости по каналу 2 шток гидроцилиндра устанавливается в крайнем правом положении; при подводе жидкости одновременно по каналам 1 и 2 шток гидроцилиндра устанавливается в определенном среднем положении.

В конструкции гидроцилиндра, изображенной на рис. 7, в, поршень фиксируется в разных положениях при помощи сливных пазов, расположенных вдоль стенки цилиндра. В целях уменьшения автоколебаний применяется гидроцилиндр с дифференциальным штоком. Поперечные пазы гидроцилиндра при помощи кранов 1, 2, 3, 4 и 5 соединяются со сливом, кран 1 и дроссели 6 и 7 соединяют гидроцилиндр с одной из полостей.

При закрытых кранах 1, 2, 3, 4 и 5 поршень занимает крайнее левое положение; при открытом кране 1 (остальные закрыты) поршень занимает крайнее левое положение. Промежуточные положения обеспечиваются при открывании одного из кранов. При этом поршень перемещается до тех пор, пока его кромка не установит такое открывание щели в поперечном пазу, соответствующем открытому крану, при котором установится равновесие между внешней нагрузкой, силой давления жидкости в поршневой и штоковой полостях. При этом жидкость поступает через дроссель 7 и сливается через щель, образованную кромкой поршня и пазом. Колебания нагрузки вызывают автоматическое перемещение поршня лишь в пределах десятых долей миллиметра при кольцевом пазе. Переход от одного фиксированного положения к другому обеспечивается закрытием одного и открытием другого крана, около паза которого необходима фиксация поршня. С целью обеспечения регулирования скорости перемещения поршня в обе стороны в схему включены дроссели 6 и 7.

Очень часто в различных механизмах поворота, зажима, в рулевых машинах поступательное движение поршня силового гидроцилиндра преобразуется в угловое и поворотное перемещение. В этих случаях применяются гидроцилиндры бесштоковые. К бесштоковым гидроцилиндрам относятся:

1) гидроцилиндры с двухсторонним поршнем и ременной передачей;

2) гидроцилиндры с двухсторонним плунжером и реечной передачей;

3) гидроцилиндры с кривошипно-шатунным механизмом;

4) гидроцилиндры с винтовой передачей;

5) гидроцилиндры с цепной передачей.

Принципиальные схемы гидроцилиндров с двухсторонним поршнем и реечной передачей изображены на рис. 8.

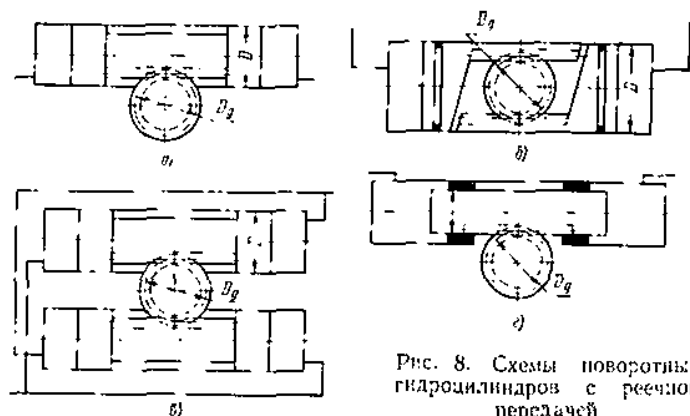


Рис. 8. Схемы поворотных гидроцилиндров с реечной передачей

Крутящий момент на выходном валу шестерни для гидроцилиндра по схеме рис. 8, а определяется по формуле

$$M = p \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{D_d}{2} \quad \text{кгсм.} \quad (3)$$

Крутящий момент на выходном валу шестерни для гидроцилиндра по схеме рис. 8, б и в

$$M = 2p \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{D_d}{2} \quad \text{кгсм.} \quad (4)$$

где p — перепад давлений на поршне в кг/см^2 ;

D — диаметр поршня в см ;

D_d — диаметр делительной окружности шестерни в см .

Угловая скорость выходного вала шестерни для гидроцилиндров (рис. 8, а) определяется по формуле

$$\omega = \frac{8Q}{\pi D^2 D_d} \quad \text{рад/сек.}$$

где D_d — диаметр делительной окружности шестерни в см ;

Q — расход жидкости в $\text{см}^3/\text{сек}$;

D — диаметр поршня в см .

* В формулах (3) и (4) силы трения не учтены.

Принципиальная схема гидроцилиндра с двухсторонним плунжером и реечной передачей изображена на рис. 8, 2.

Для поворота выходного вала на угол $\approx 30^\circ$ можно применить гидроцилиндры с кривошипно-шатунным и кулисным механизмами. Принципиальные схемы таких гидроцилиндров изображены на рис. 9.

Угловая скорость выходного вала гидроцилиндра определяется по формуле

$$\omega = \frac{4Q}{\pi D^2 l} \text{ рад/сек},$$

где Q — расход жидкости в $\text{см}^3/\text{сек}$;

D — диаметр поршня в см ;

l — радиус кривошипа в см .

Крутящий момент на выходном валу определяется из выражения

$$M = p \frac{\pi D}{4} \cdot l \text{ кгсм.}$$

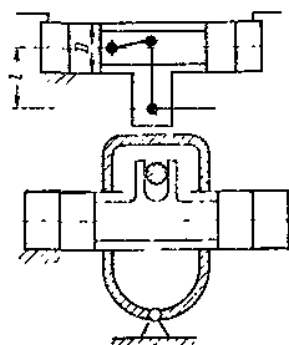


Рис. 9. Схемы гидроцилиндров с кривошипно-шатунным и кулисным механизмами

Принципиальная схема гидроцилиндра с винтовой передачей изображена на рис. 10. Крутящий момент на выходном валу гидроцилиндра (рис. 10) определяется по формуле

$$M = P \frac{d}{2} \cdot \frac{s}{\pi d - s f},$$

где P — усилие, развиваемое поршнем;

d — средний диаметр винта;

s — шаг винта;

f — коэффициент трения.

Угловое перемещение выходного вала определяется из выражения

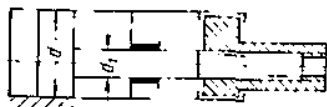


Рис. 10. Схема гидроцилиндра с винтовой передачей

$$\omega = \frac{\pi v}{30s} \text{ рад/сек},$$

где v — линейная скорость поршня в см/сек ;

s — шаг винта в см .

Иногда для превращения возвратно-поступательного движения в возвратно-вращательное применяют силовые гидроцилиндры с цепной передачей. Принципиальная схема такого гидроцилиндра изображена на рис. 11. Крутящий момент на выходном валу звездочки определяется по формуле

$$M = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) p r \text{ кгсм.}$$

где d_2 — диаметр большого поршня в см;
 d_1 — диаметр меньшего поршня в см;
 p — рабочее давление в гидроцилиндре в кг/см^2 ;
 r — средний радиус звездочки в см.

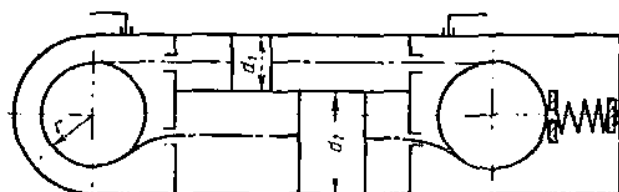


Рис. 11. Схема гидроцилиндра с цепной передачей

Угловая скорость выходного вала определяется из выражения

$$\omega = \frac{v}{r} \text{ рад/сек.}$$

Моментные гидроцилиндры

Для получения периодических угловых и возвратно-поступательных движений применяются моментные лопастные гидроцилиндры, которые могут быть однолопастными и многолопастными. Применением многолопастных моментных гидроцилиндров можно

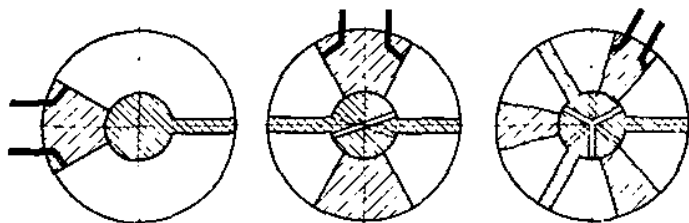


Рис. 12. Схемы лопастных моментных гидроцилиндров

соответственно увеличить крутящий момент, однако угол поворота при этом уменьшается. Принципиальные схемы однолопастного и многолопастных гидроцилиндров показаны на рис. 12. Крутящий момент на валу однолопастного цилиндра рассчитывается по следующей формуле:

$$M = p \frac{b(D^3 - d^3)}{8},$$

где M — крутящий момент в кг·см ;
 p — рабочее давление жидкости в кг/см^2 ;
 b — ширина лопасти в см;
 d — диаметр вала лопасти в см;
 D — наружный диаметр лопасти в см.