

Схема включения аккумулятора в гидросистему показана на рис.3.20. При работе насоса 1 обратный клапан 2 открыт, и аккумулятор 3 заряжается за счет высокого рабочего давления. При падении давления на выходе насоса обратный клапан закрывается под давлением газа в аккумуляторе, который разряжается, отдавая накопленную энергию в гидросистему.

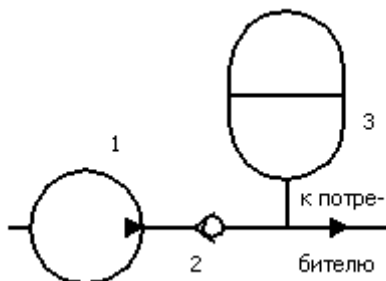


Рис.3.20

Глава четвертая

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРО-ПНЕВМОСИСТЕМ

Гидродвигатели предназначены для преобразования энергии потока жидкости в механическую работу.

В качестве гидродвигателей (исполнительных устройств) применяются главным образом гидромоторы и силовые гидроцилиндры.

Гидромотор создает момент на валу и сообщает ему непрерывное вращение. В гидроцилиндре на выходном звене (штоке) создается сила для преодоления нагрузки при возвратно-поступательном движении штока.

Пневматические двигатели имеют аналогичную с гидродвигателями классификацию, конструктивное устройство и подразделяются на пневматические моторы и пневмоцилиндры.

4.1. Гидромоторы

Практически все рассмотренные выше роторные насосы могут быть применены в качестве гидромоторов, если к ним подавать жидкость под давлением. Ввиду обратимости большинства бесклапанных насосов общие вопросы их конструкций и расчетов относятся и к гидромоторам.

Для гидромоторов входным силовым параметром является давление, а выходным - крутящий момент. Применяются в основном поршневые, пластинчатые и шестеренные гидро- и пневмомоторы.

Гидромоторы бывают нерегулируемые и регулируемые, одностороннего вращения и реверсивные. Некоторые условные обозначения гидро- и пневмомоторов приведены на рис.4.1:

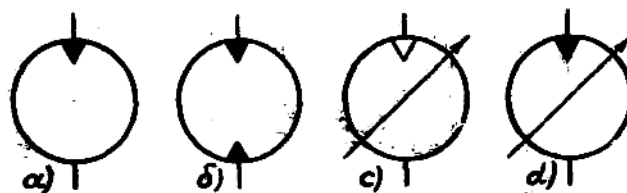


Рис.4.1

а) гидромотор односторонний, нерегулируемый; б) гидромотор реверсивный, нерегулируемый; в) пневмомотор односторонний, регулируемый; г) гидромотор односторонний, регулируемый.

Кроме того, применяют специализированные высокомоментные гидромоторы для работы на малой частоте вращения с большим крутящим моментом, что позволяет создать гидропривод без редуктора, уменьшив вес и габариты гидропривода.

Подводимый к гидромотору расход Q_M больше теоретического расхода Q_{MT} на величину утечки в гидромоторе ΔQ_M (сжатием жидкости пренебрегаем):

$$Q_{MT} = q_M n_M; \quad Q_M = \frac{Q_{MT}}{\eta_{0M}} = \frac{q_M n_M}{\eta_{0M}}, \quad (4.1)$$

где q_M - рабочий объем гидромотора; n_M - частота вращения вала гидромотора; η_{0M} - объемный КПД.

Мощность, потребляемая гидромотором, равна

$$N_{МП} = Q_M P_M = M_{MT} \omega_{MT}, \quad (4.2)$$

а полезная мощность гидромотора, развиваемая на ведомом валу,

$$N_M = M_M \omega_M, \quad (4.3)$$

где M_{MT} , M_M , ω_{MT} , ω_M - теоретический и действительный моменты на валу и угловые скорости; P_M - перепад давления на гидромоторе (разность давлений на входе и выходе).

Скоростная характеристика (рис.4.2) выражает зависимость выходной скорости гидромотора от количества поступающей в него жидкости и описывается выражением (4.1). Графически она представляет прямую линию 1, проходящую через начало координат. Линия 2 представляет скоростную характеристику гидромотора при нагрузке, когда имеет место потеря скорости Δn из-за утечек ΔQ .

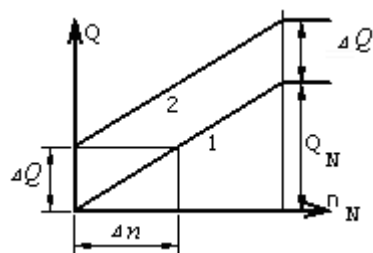


Рис.4.2

4.2. Силовые гидроцилиндры

В качестве гидродвигателя для осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений применяются силовые гидроцилиндры.

Силовой гидроцилиндр состоит из корпуса I (рис.4.3 а), в котором находится поршень 3. К штоку 5, жестко соединенного с поршнем, прикладывается нагрузка F. Поршень и шток посажены с минимальным зазором и уплотнены с помощью колец 2 и 4. Жидкость, поступающая в цилиндр под давлением и действуя на его поршень, развивает усилие, преодолевающее трение и внешнюю нагрузку, приложенную к штоку.

В гидроцилиндрах двухстороннего действия движение поршня в обоих направлениях происходит под действием силы давления жидкости. Они бывают с односторонним (рис.4.3 а) и двухсторонним (рис.4.3 б) штоком.

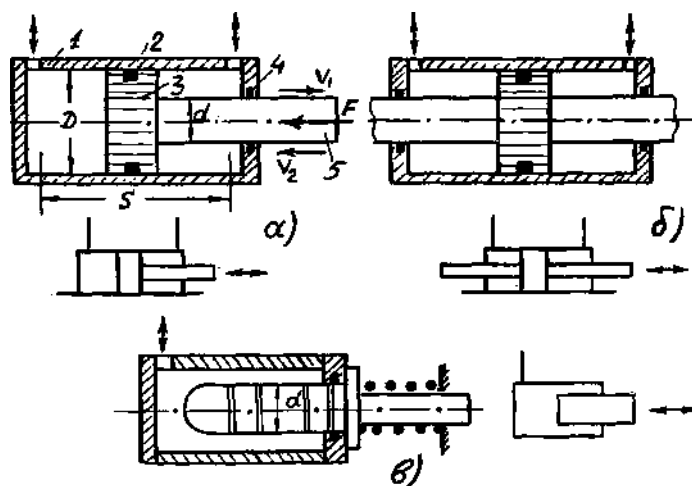


Рис.4.3

Применяются такие гидроцилиндры одностороннего действия, в которых движение поршня или плунжера под действием силы давления жидкости происходит лишь в одном направлении, а возврат - под действием пружины или вала приводимого узла. Плунжерные гидроцилиндры (рис.4.3 в) просты в изготовлении, поскольку обработке подлежит лишь поверхность под плунжер и

отпадает необходимость в обработке зеркала внутренней поверхности цилиндра.

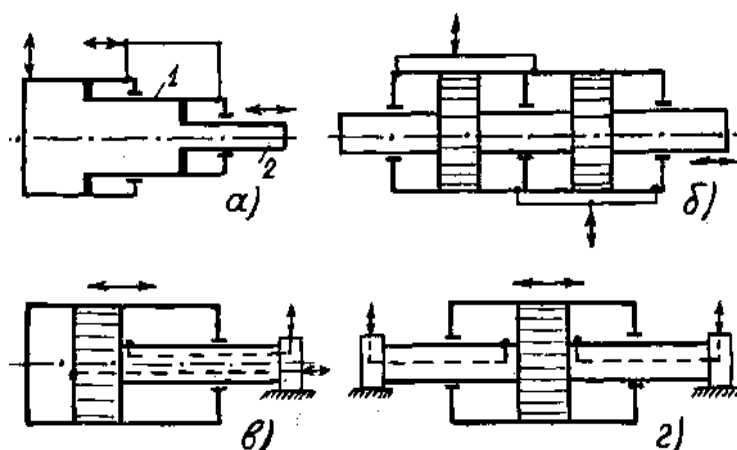


Рис.4.4

Применяются также силовые цилиндры сложных схем - телескопические (рис.4.4 а), двухкамерные (рис.4.4 б) и другие. Телескопические цилиндры применяются для получения больших ходов при ограниченной длине цилиндра и состоят из нескольких (до шести) концентрически расположенных поршней, перемещающихся один относительно другого. Ход выходного поршня равен сумме ходов всех поршней и обычно больше длины корпуса цилиндра. Последовательность выдвигания и втягивания поршней определяется конструкцией цилиндра и устройством управления их движением. Возможна, например, схема выдвигания от большего диаметра к меньшему, а втягивание - наоборот. Скорость выдвигания поршней и развиваемое ими усилие изменяются скачкообразно из-за разных рабочих площадей поршней. Внутренняя полость штока большего цилиндра является цилиндром для поршня меньшего диаметра (выходного звена), связанного с нагрузкой. Если цилиндр не нагружен, оба поршня будут перемещаться вправо одновременно (рис.4.4 а). После упора поршня I в корпус цилиндра поршень 2 будет продолжать перемещаться на полную рабочую длину. Если поршень 2 будет нагруженным, то первым выдвигается поршень I, и наоборот, при нагрузке на поршень I первым выдвигается поршень 2.

Двухкамерные цилиндры (рис.4.4 б) применяются в случае, когда ограничена возможность использования цилиндров большего диаметра, но не ограничена длина цилиндра. Усилие, развиваемое таким цилиндром, равно сумме усилий всех поршней (двух, трех), а скорость уменьшается пропорционально числу поршней.

Если ведомым звеном является поршень (цилиндр неподвижен), то жидкость подводится через корпус цилиндра (рис.4.3 а,б,в). При неподвижном штоке (рис.4.4 в,г) ведомым звеном становится цилиндр, к которому приложена нагрузка. В этом случае жидкость подводится к полости цилиндра через гибкие трубопроводы или через каналы в штоке.

Расчетное усилие F на штоке (рис.4.3 г) развиваемое давлением жидкости на поршень, в общем виде равно

$$F = pS - (F_{mp} + F_{np} + F_{ин}), \quad (4.4)$$

где p - давление жидкости на поршень площадью A ; $F_{тр}$ - сила трения в уплотнениях; F_{np} - сила противодвижения от давления на сливе; $F_{ин}$ - сила инерции движущихся частей.

При равномерном движении сила инерции равна нулю. Для упрощения расчета можно пользоваться формулой

$$F = pS, \quad (4.5)$$

а с учетом сил трения через механический КПД – $\eta_{мех}$

$$F = pS\eta_{мех}. \quad (4.6)$$

Эффективные площади в поршневой и штоковой полостях будут:

$$S_1 = \frac{\pi D^2}{4}, \quad S_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2),$$

где D и d - диаметры поршня и штока.

Развиваемые усилия при одинаковом давлении равны

$$F_1 = p \frac{\pi D^2}{4}, \quad F_2 = p \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2). \quad (4.7)$$

Расчетную скорость поршня V (без учета утечек жидкости) определяем, приравняв объем, описываемый поршнем за время t , объему жидкости, поступающей в цилиндр за то же время. Объем W , описываемый поршнем при ходе S (рис.4.3 а), равен

$$W = LS.$$

Разделив объем на время, получим

$$Q = VS, \quad V = \frac{Q}{S}. \quad (4.8)$$

В случае постоянной подачи насоса ($Q = \text{Const}$) при одностороннем штоке для прямого и обратного ходов скорости равны

$$V_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad V_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (4.9)$$

Соответственно время перемещения поршня равно

$$t_1 = \frac{L}{V_1} = \frac{S_1 L}{Q}, \quad t_2 = \frac{L}{V_2} = \frac{S_2 L}{Q}. \quad (4.10)$$

Из выражений (4.7) и (4.9) следует, что если $S_1 = 2S_2$, т.е. $D^2 = 2d^2$, то скорость поршня при движении влево будет в два раза больше, а развиваемое усилие - в два раза меньше, чем при движении поршня вправо. Исходя из того же условия ($S_1 = 2S_2$), можно получить одинаковую скорость поршня при движении в обе стороны, если силовой цилиндр включить по дифференциальной с схеме

(рис.4.5 а). При этом жидкость, вытесняемая из штоковой полости $Q_{ш}$, поступает в поршневую полость цилиндра вместе с жидкостью, подаваемой насосом $-Q_H$. При движении вправо имеем

$$V_1 S_1 = Q_H + Q_{ш}$$

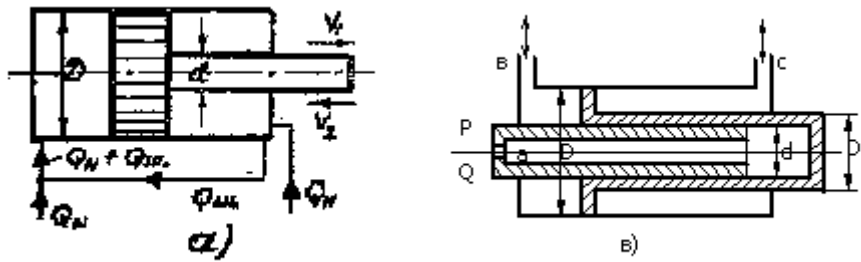


Рис.4.5

Используя условие $S_1 = 2S_2$ и учитывая, что $Q_{ш} = V_1 S_2$, имеем

$$2V_1 S_2 = Q_H + V_1 S_2$$

отсюда получим

$$V_1 = \frac{Q}{S_2}$$

При движении вправо имеем

$$V_2 = \frac{Q}{S_2}, \quad \text{т.е. } V_1 = V_2.$$

С целью получения нескольких скоростей применяют цилиндр со ступенчатым поршнем (рис.4.5 б). При подаче жидкости под давлением P_H от источника питания в канал α получим максимальную скорость и минимальное усилие

$$V_1 = \frac{4Q_H}{\pi d^2}, \quad F_1 = \frac{\pi d^2}{4} P_H.$$

При подводе жидкости в канал β получим средние скорости и усилия

$$V_2 = \frac{4Q_H}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad F_2 = P_H \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}.$$

При одновременной подаче в каналы α и β получим минимальную скорость и максимальное усилие

$$V_3 = \frac{4Q_H}{\pi D^2}, \quad F_3 = P_H \frac{\pi D^2}{4}.$$

Скорость обратного хода (подача в канал γ) и усилие равны

$$V_4 = \frac{4}{\pi(D^2 - D_1^2)}, \quad F_4 = P_H \frac{\pi(D^2 - D_1^2)}{4}.$$

Гидравлический расчет силовых цилиндров предусматривает определение мощности, расхода и скорости исходя из того, что гидроцилиндр подвержен в процессе работы воздействию давления рабочей жидкости и внешней нагрузки. Мощность и усилие соответственно равны

$$N = FV, \quad F = P \frac{\pi D^2}{4}.$$

Задаваясь рабочим давлением, определяем диаметр поршня (без учета потерь)

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}} \quad (4.11)$$

и приводим его к ближайшему стандарту.

Диаметр штока также выбирается по стандарту, исходя из условия $d=(0,3-0,7)D$.

По значениям D и заданной скорости V определяются требуемый расход жидкости и необходимая подача насоса

$$Q = VS = V \frac{\pi D^2}{4}, \quad Q_H = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (4.12)$$

где η_0 – объемный КПД цилиндра.

Силовые цилиндры часто используются для возвратно-поступательных перемещений тяжелых деталей с большими ускорениями; или в условиях, когда резко изменяются величины нагрузки и скорости, сопровождаемые появлением больших сил инерции. В этих случаях для устранения удара в конце хода поршня применяют устройства гашения (демпфирования) кинетической энергии движущейся массы. Простейшая схема гидроцилиндра с демпфирующим устройством показана на рис.4.6.

Поршень 1 снабжен цилиндрическим выступом 2, который перед концом хода входит в камеру 3, запирая некоторый объем жидкости в полости 4. Скорость дальнейшего движения поршня уменьшается, так как запертый объем жидкости выдавливается на слив через узкую щель 5. Гидравлическое сопротивление 5 гасит кинетическую энергию и оказывает тормозящее воздействие. При обратном ходе поршня жидкость поступает в полость 4 через обратный клапан 6, ввиду чего на скорость обратного хода поршня сопротивление 5 не влияет.

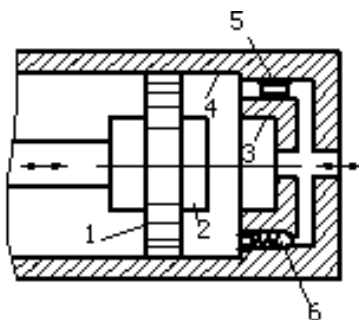


Рис.4.6

4.3. Поворотные, мембранные и сальфонные цилиндры

Поворотные цилиндры применяются для углового перемещения (обычно на угол меньше 360°) выходного вала, что упрощает кинематику и конструкцию приводных механизмов.

П о в о р о т н ы е цилиндры (рис.4.7) состоят из силового цилиндра прямолинейного движения и механизма преобразования этого движения в поворотное. В качестве преобразующих узлов применяют кривошипно-шатунные механизмы (рис.4.7 а), шестеренные, винтовые и реечно-зубчатые передачи (рис.4.7 б).

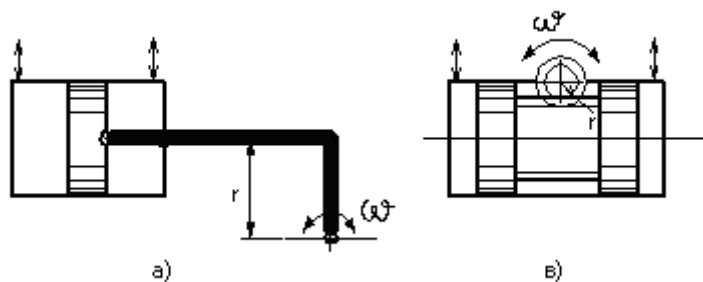


Рис.4.7

Угловая скорость при линейной скорости V перемещения поршня, расходе Q и радиусе кривошипа или шестерни r будет

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{Q}{Sr},$$

а крутящий момент без учета утечек

$$M = \Delta p Sr,$$

где Δp - перепад давления в цилиндре.

М о м е н т н ы е цилиндры применяют для создания возвратно-поворотных ограниченных движений выходного звена. Моментный гидроцилиндр состоит из корпуса I (рис.4.8 а) и поворотного ротора (вала) 2, несущего пластину лопасти 3. Поверхность ротора разделена неподвижной перемычкой 4, содержащей линии подвода и отвода жидкости.

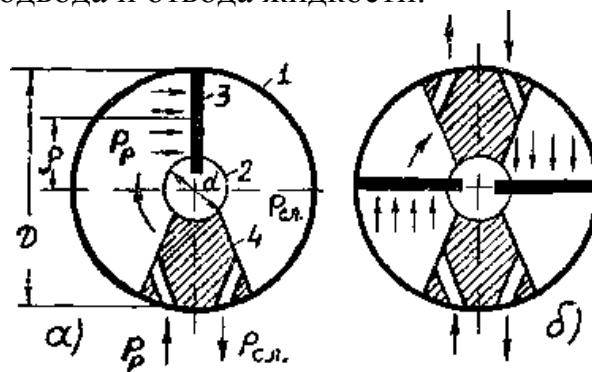


Рис.4.8.

Применяют однопластинчатые (рис.4.8 а) моментные цилиндры с углом поворота до 280° и многопластинчатые (два, три) (рис.4.8 б). С увеличением количества пластин увеличивается крутящий момент, но угол поворота при этом уменьшается.

Расчетная величина крутящего момента равна

$$M = \Delta p S \rho = \Delta p \left(\frac{D-d}{2} \right) \epsilon \left(\frac{D+d}{4} \right) = \frac{\Delta p}{8} \epsilon (D^2 - d^2), \quad (4.13)$$

где D и d - диаметры цилиндра и ротора; $\Delta p = p_D - p_{cp}$ - перепад давления до и после пластины; ϵ - ширина пластины.

Мембранные исполнительные устройства. Для осуществления малых прямолинейных перемещений при небольших усилиях применяют исполнительные гидродвигатели с эластичными разделителями в виде плоских (рис.4.9 а) и фигурных (рис.4.9 б, в) резиноканевых или металлических мембран. С помощью этих мембран можно обеспечить полную герметичность соединения и малое трение, благодаря чему мембранные механизмы нашли применение как в гидро-, так и в пневмосистемах при небольших давлениях (0,5-1).

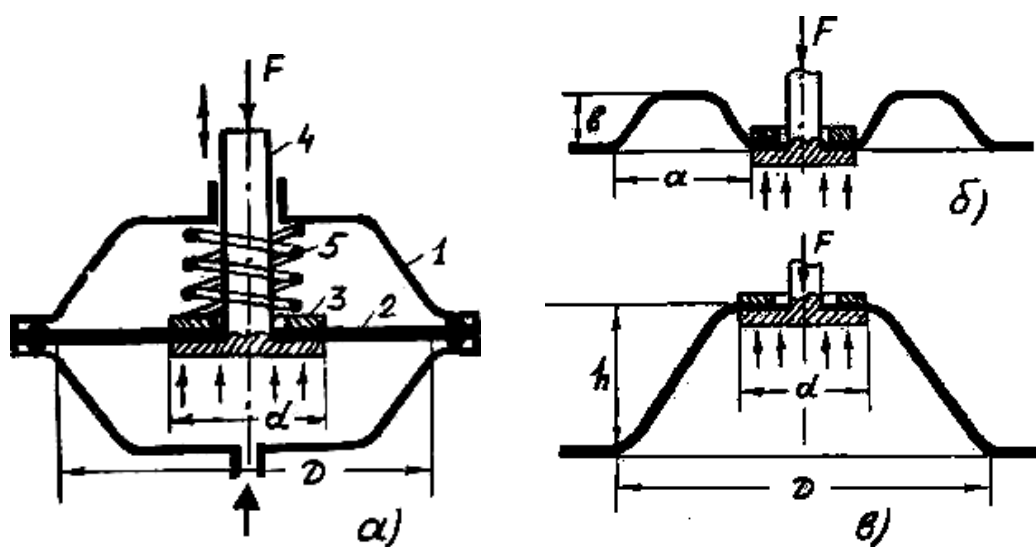


Рис.4.9.

Для связи с выходной нагрузкой и увеличения полезного усилия мембрана имеет жесткий металлический центр. Мембранный цилиндр состоит из корпуса Г, в котором закреплена диафрагма 2, связанная через жесткий центр 3 со штоком 4. Под давлением жидкости диафрагма деформируется, и шток смещается, преодолевая нагрузку. При снятии давления диафрагма возвращается в исходное положение под действием нагрузки или пружины 5.

Максимальный ход тарельчатых мембран (рис.4.9 в) примерно равен двойной высоте h , а гофрированных диафрагм (рис.4.9 б) - ширине зигзага a или двойной высоте b . Ход плоских мембран (рис.4.9 а) не должен превышать 10 % диаметра D окружности заделки мембраны.

Усилие, которое может передать мембрана, зависит от эффективной площади мембраны. Полезной площадью диафрагмы является сумма площади диска и половины площади свободной части диафрагмы. Поэтому диафрагма передает усилие

$$F = p \left[\frac{\pi d^2}{4} + 0.5 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \right], \quad (4.14)$$

где p - перепад давления на диафрагме; d - диаметр жесткой заделки .

Перемещение мембраны является практически линейной функцией перепада давления.

В гидропневмоавтоматике применяются также металлические гофрированные мембраны (рис.4.10 а). Характеристики таких мембран $\Delta X = f(\Delta p)$, т.е. величина перемещения их ΔX в зависимости от перепада давления $\Delta p = P_1 - P_2$ имеют некоторый практически линейный участок - АБ (рис.4.10 б).

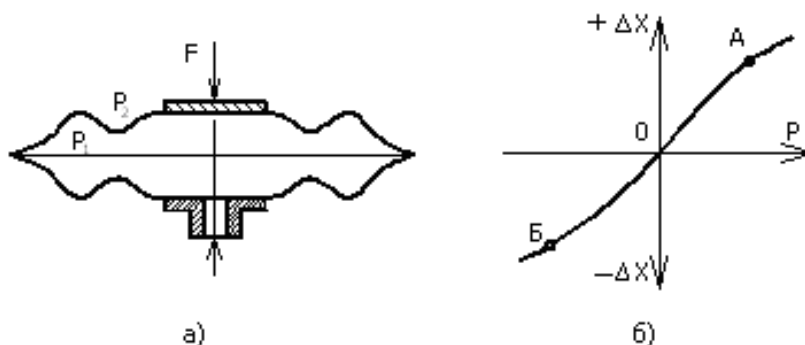


Рис.4.10.

Сильфоны исполнительные устройства. В гидропневмоавтоматике применяют исполнительные механизмы с разделителем в виде сильфона (рис.4.11), состоящего из тонкостенной цилиндрической камеры с волнообразными складками (гофрами) 1, удлиняющимися или укорачивающимися в зависимости от подводимого давления. Создаваемое при этом усилие передается нагрузке через шток 2. Сильфоны изготавливаются преимущественно из металлов с одно- или многослойным исполнением и работают при давлениях до 15 МПа.

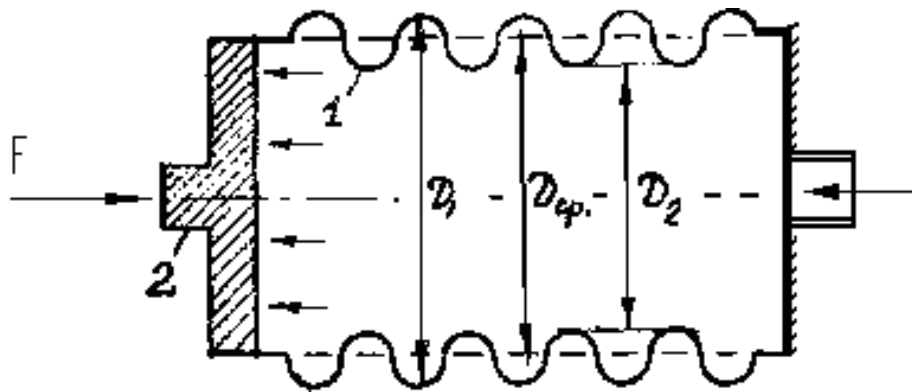


Рис.4.11

Для работы при небольших давлениях (до 0,3 МПа) сильфоны изготавливают из неметаллических материалов - резины и различных пластиков.

Сильфон может быть нагружен как внешним, так и внутренним давлением, при этом предпочтение отдается внешнему давлению. Допустимое осевое перемещение сильфона из металла - до 25 % его свободной длины, а из резины - до 50 %.

Усилие, развиваемое сильфоном при действии внутреннего давления, может быть приближенно (жесткостью сильфона пренебрегаем) определено из условия

$$F = pS = p \frac{\pi D_{cp}^2}{4}, \quad (4.15)$$

где p - перепад давления на сильфоне; $D_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ - средний диаметр гофров сильфона.

Отношение наружного D_1 и внутреннего D_2 диаметров гофров сильфона: $\frac{D_1}{D_2} < 2$.