

3.2 Типовые расчеты гидравлических и пневматических систем (приводов)

3.2.1 Расчет гидравлических приводов (гидроцилиндров)

Гидроцилиндры являются объемными гидромашинами и предназначены для преобразования энергии потока рабочей жидкости механическую энергию выходного звена.

Основными параметрами поршневого гидроцилиндра являются: диаметры поршня D и штока d , рабочее давление P , и ход поршня S .

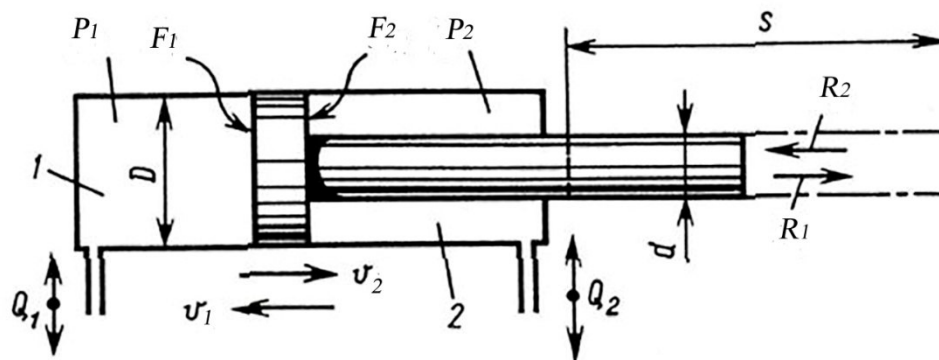


Рисунок 1 – Основные и расчетные параметры гидроцилиндра

Площадь поршня в поршневой полости 1 и в штоковой полости 2 соответственно определяется по формулам:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}; \quad (1)$$

$$F_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}. \quad (2)$$

Усилия, развиваемые штоком гидроцилиндра при его выдвигении и втягивании соответственно определяются:

$$R_1 = F_1 \cdot P_1 \cdot k_{mp}; \quad (3)$$

$$R_2 = F_2 \cdot P_2 \cdot k_{mp}, \quad (4)$$

где k_{mp} – коэффициент, учитывающий потери на трение, $k_{mp} = 0,9 \dots 0,98$.

Скорости перемещения поршня определяются по формуле:

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D^2}; \quad (5)$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}. \quad (6)$$

При известных значениях давления p и усилия R приведенные зависимости решают относительно диаметра цилиндра D . Полученное расчетное значение D округляют до ближайшего большего значения по стандартному ряду.

Подача насоса Q_n , м³/с, для привода гидроцилиндра определяется:

$$Q_n = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{t \cdot \eta_o}, \quad (7)$$

где s – длина рабочего хода поршня гидроцилиндра, м; t – время срабатывания гидроцилиндра, с; η_o – объемный КПД гидравлической системы.

Мощность, расходуемая на привод насоса N_n , определяется по формуле:

$$N_n = \frac{Q_n \cdot P}{\eta_{он}}, \quad (8)$$

где P – давление масла в гидроцилиндре, Н/м²; η_n – общий КПД насоса, $\eta_n = 0,9$.

Насос выбирают по известным значениям P и Q_n по справочникам или каталогам.

Частота вращения вала насоса

$$n_n = \frac{60 \cdot Q_n}{q_n \cdot \eta_{он}}, \quad (9)$$

где q_n – рабочий объем насоса, т.е. величина подачи насоса за один оборот его вала, м³/об.

Внутренний диаметр трубопровода d_{mp} для подачи масла определяют из условия обеспечения допустимой скорости потока:

$$d_{mp} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q_n}{\pi \cdot v_m}}, \quad (10)$$

где v_m – скорость потока рабочей жидкости (масла), м/с.

Скорость потока выбирают в зависимости от назначения и величины давления в трубопроводе.

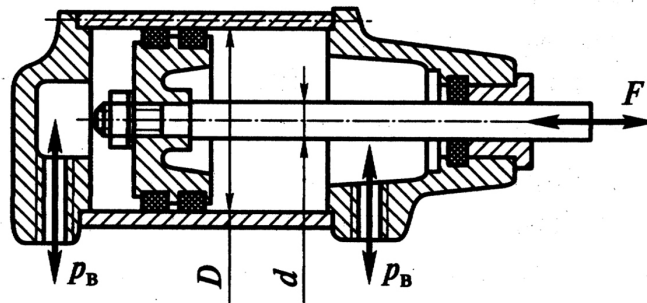
Толщину стенки металлического трубопровода определяют по следующей зависимости:

$$\delta = \frac{P \cdot d_{mp}}{2 \cdot [\sigma_p]}, \quad (11)$$

где P – давление масла в магистрали, Н/м²; $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение при растяжении материала трубопровода, Н/м².

По полученным расчетным значениям выбирают стандартный трубопровод.

3.2.2 Расчет пневматических приводов (пневмоцилиндров)



$p_в$ – давление сжатого воздуха; D – диаметр цилиндра; d – диаметр штока; F – сила на штоке

Рисунок 2 – Схема пневмоцилиндра двухстороннего действия

Основной параметр – силу на штоке пневмоцилиндра F при заданных геометрических параметрах пневмоцилиндра – определяют по формуле:

– толкающая сила

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_в \cdot \eta; \quad (1)$$

– тянущая сила

$$F = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p_в \cdot \eta, \quad (2)$$

где D – диаметр пневмоцилиндра, м; p_e – давление сжатого воздуха, Н/м² (на практике $p_e = (0,4...0,6) \cdot 10^6$ Н/м²); η – КПД, $\eta = 0,85...0,90$; d – диаметр штока пневмоцилиндра, м.

Для обратной задачи приведенные уравнения решают относительно диаметра цилиндра D . При расчете D по тянущему усилию диаметр штока d выражают через D (можно принимать $d = (0,325...0,545) \cdot D$; чем больше диаметр цилиндра, тем большую долю его составляет диаметр штока). Полученный расчетный диаметр пневмоцилиндра округляют до ближайшего большего значения по стандартному ряду и подбирают стандартный пневмоцилиндр.

Диаметр штока d , м, определяется условиями его прочности в наиболее опасном сечении и возможным выходом его из устойчивого положения:

$$d = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}, \quad (3)$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение материала штока при растяжении, Н/м².

Расход сжатого воздуха Q , м³/с (без учета потерь на неплотностях стыков) определяется:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot (2 \cdot D^2 - d^2) \cdot L \cdot n \cdot \frac{p_e}{p_a} \cdot \frac{1}{3600}, \quad (4)$$

где L – ход штока, м; n – число двойных ходов поршня за 1 ч работы; p_a – атмосферное давление, Н/м².

Внутренний диаметр воздуховода d_e , м, для подвода сжатого воздуха:

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot p_a}{\pi \cdot v_e \cdot p}}, \quad (5)$$

где ρ_a, ρ – плотность воздуха при нормальном атмосферном давлении и давлении в воздуховоде соответственно, кг/м^3 ; v_g – скорость протекания воздуха по трубопроводу (в магистральных трубопроводах $v_g = 6...12$ м/с; в подводящих трубопроводах, соединяющих элементы пневматического привода, $v_g = 16...40$ м/с).