

Дисциплина: ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОД

Тема 2. Объемные гидродвигатели

(Вопросы, тесты и задачи для подготовки к практическим занятиям)

Составил доц. Дорошенко В.А.

1. ВОПРОСЫ

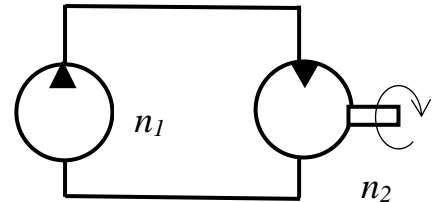
1. По какому параметру и на какие виды классифицируются объемные гидродвигатели, их назначение и основные рабочие параметры: мощность, скорость, КПД.
2. Гидроцилиндры: типы и основные рабочие характеристики. Нормирующий параметр ГЦ.
3. Конструкция и назначение телескопических гидроцилиндров. В чем состоит основное правило расчета этих устройств?
4. Назначение и типы поворотных гидродвигателей, основные рабочие характеристики. В чем недостатки и достоинства рычажно-поршневых ПГД?
5. В чем состоят конструктивные особенности ГЦ с подвижным корпусом?
6. От чего зависит величина крутящего момента, развиваемого лопастным поворотным гидродвигателем? Как можно увеличить $M_{кр}$ ЛПГД?
7. Что такое «гидроторможение» и как оно реализуется? Преимущества и недостатки различных типов гидродемпферов.
8. Что такое *низкая инерционность и высокая удельная мощность* гидромоторов? Обозначения ГМ в схемах.
9. Что является нормирующим параметром гидромоторов? Как он влияет на частоту вращения агрегатов?
10. Как связаны крутящий момент и мощность гидромотора? Если мощность ГМ постоянна, то как изменяется момент при увеличении скорости вращения вала ГМ?
11. По каким показателям объемные гидромоторы намного превосходят энергомашины других типов?
12. Каковы особенности роторных гидромашин типа «насос-мотор»? Обозначения в схемах?

2. ТЕСТЫ

Тест 1. Насос и гидромотор, идентичные по конструкции, соединены по замкнутой схеме (рис.1). Число оборотов вала гидромотора n_2 определится по формуле...

Варианты ответа:

- 1) $n_2 = (n_1 V_{o1} / V_{o2})$; 2) $n_2 = (n_1 V_{o1} \eta_{o1} / V_{o2})$;
3) $n_2 = (n_1 V_{o1} \eta_{o1} \eta_{o2} / V_{o2})$; 4) $n_2 = (n_1 V_{o1} / V_{o2} \eta_{o2})$



Тест 2. Объемные гидродвигатели ОГП классифицируются по ...

Варианты ответа:

- 1) конструкции и принципу действия; 2) характеру движения выходного звена; 3) способу преобразования энергии жидкости; 4) мощности и КПД;

Тест 3. Частота вращения гидромотора определяется...

Варианты ответа:

- 1) Расходом жидкости и рабочим объемом машины; 2) Давлением рабочей жидкости, поступающей в ГМ; 3) Перепадом давления на входе и выходе ГМ; 4) Скоростью вращения приводного двигателя ОГП

Тест 4. При постоянной мощности гидромотора N его крутящий момент M с увеличением частоты вращения n_2 изменяется по кривой... (рис.2.2).

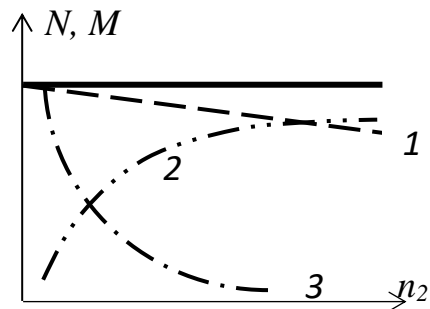
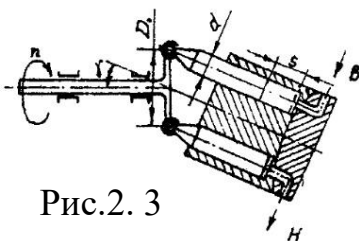


Рис. 2.2

Тест 5. Частота вращения аксиально-поршневого гидромотора (рис.2.3) регулируется...

Варианты ответов:

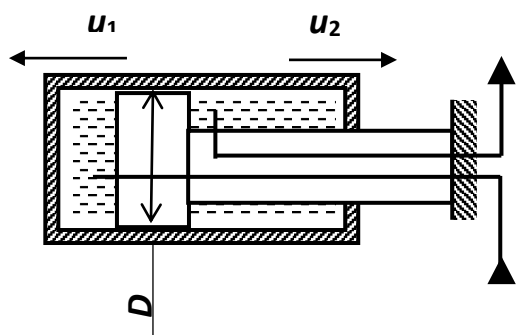
- 1) Изменением подачи РЖ в ГМ; 2) Изменением диаметра плунжера; 3) Изменением диаметра D_o ;
4) Изменением угла наклона блока; 5) изменением длины плунжера.



Тест 6. Нормирующим параметром гидромоторов по ГОСТу является...

- 1) диаметр поршня-вытеснителя, 2) рабочий объем машины, 3) частота вращения вала, 4) номинальная подача, 5) предельное рабочее давление

Тест 7. Скорости движения корпуса ГЦ u_1 и u_2 при подаче $Q_H = 1,2$ л/с и диаметрах: $D = 120$ мм и $d = 0,5 D$ (рис.1) будут ...см/с



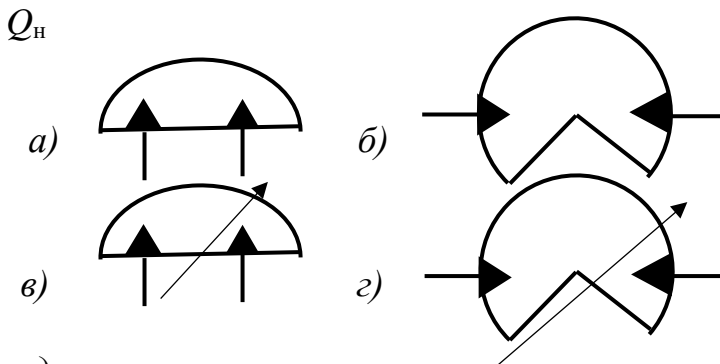
Варианты ответа:

- 1) 10,6; 14,16 2) 5,3; 11,2;
3) 7,8; 18,3; 4) 12,4 , 21,3 .

Рис. 2.4

Тест 8. Охарактеризовать агрегаты, изображенные на рис. 2.5.

Рис. 2.5



Тест 9. Роторные объемные гидромашины делятся на ...

Варианты ответов:

- 1) лопастные и динамические, 2) поршневые, пластинчатые, шестеренные и винтовые; 3) регулируемые и нерегулируемые; 4) реверсивные и нереверсивные; 5) клапанные и клапанно-щелевые.

Тест 10. Данная гидромашина (рис.6) обозначается символом...

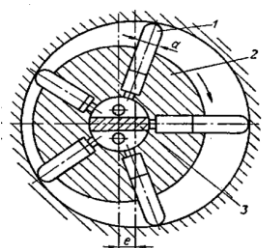
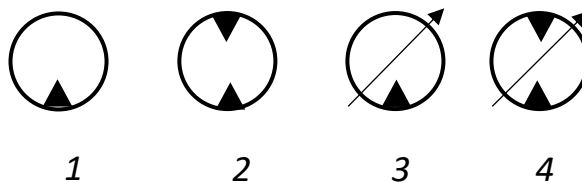


Рис.2. 6



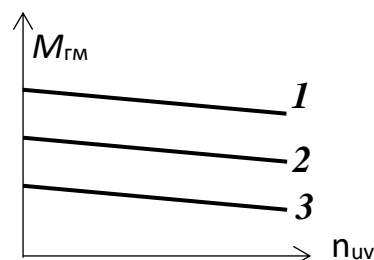
Тест 11. Основные рабочие параметры лопастного поворотного ГД - это...

Варианты ответа:

- 1) Рабочее давление и прочность корпуса;
2) Усилие поворота на выходном валу;
3) Крутящий момент и угловая скорость поворота;
4) Мощность ЛПГД и привода.

Тест 12. Какие рабочие характеристики гидромотора представлены на графике (рис.2 .7)? Указать соотношения между перепадами давления: Δp_1 , Δp_2 и Δp_3 ?

Рис. 2.7.



Основные расчетные формулы

1. Гидромоторы

- Рабочий объём $V_{огм}$ (см³) – объём рабочей жидкости, поступающей в камеру ГМ за один оборот вала. Это основной нормативный параметр, устанавливаемый ГОСТ 13824-80.

- Расход рабочей жидкости $Q_{гм}$ – количество жидкости, подводимое к ГМ для обеспечения заданной частоты вращения:

$$n_{гм} = Q_{гм} / V_{огм}. \quad (2.1)$$

- Крутящий момент на валу $M_{гм}$

$$M_{гм} = V_{гм} \Delta p_{гм} \eta_{гм} / 2\pi \quad (2.2)$$

где $\Delta p_{гм} = p_{вх} - p_{вых}$ - перепад давления во входной и выходной полостях ГМ, $\eta_{гм}$ – гидромеханический КПД мотора.

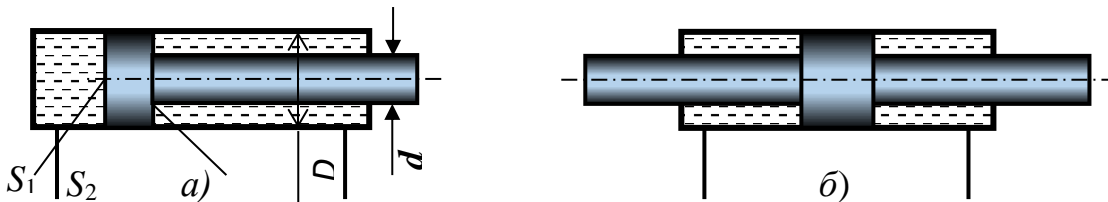
- Эффективная мощность ГМ – полезная мощность на выходном органе машины

$$N_{гм} = 2\pi M_{гм} n_{гм} / 60. \quad (2.3)$$

- Общий КПД гидромотора, определяемый по формуле

$$\eta_M = 2\pi M_{гм} n_M / (Q_{вых} + \Delta Q_{утм}) \Delta p_{гм} \quad (2.4)$$

2. Гидроцилиндры



1. Усилие, развиваемое на выходном звене ГЦ:

- схема (а)

$$F = p_n \cdot \frac{\pi D^2}{4} - p_c \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - F_{мп}, \quad (2.5)$$

где p_n, p_c – давления в линиях нагнетания и слива; D, d – диаметры поршня и штока; $F_{мп}$ – сила трения в уплотнениях при движении поршня и штока.

- схема (б)

$$F = (p_n - p_c) \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - F_{мп}. \quad (2.6)$$

Сила трения может быть учтена посредством механического КПД гидроцилиндра $\eta_{мгц} = 0,85 - 0,92$.

2. Скорость перемещения штока определяется величиной подачи РЖ:

$$u = Q_n \eta_v / S, \quad (2.7)$$

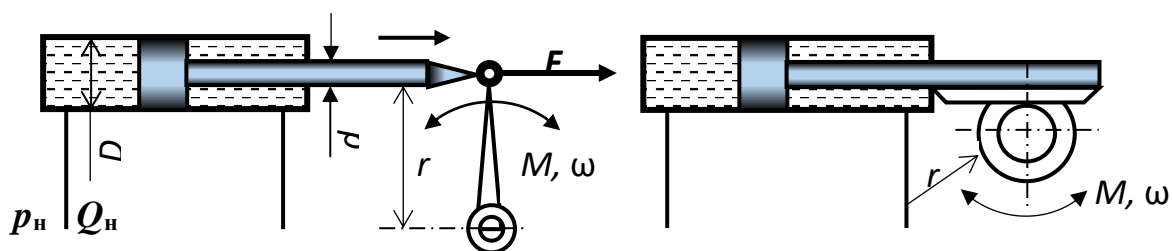
где Q_H – подача РЖ в линию нагнетания; S – рабочая площадь поршня (S_1 или S_2); η_v – объемный КПД ГЦ (0,9 – 0,95).

3. Общий КПД ГЦ

$$\eta_{ГЦ} = \eta_v \eta_r \eta_m \quad (2.8)$$

где η_r – гидравлический КПД, η_m – механический КПД гидроцилиндра.

3. Поршневые ПГД



Основные расчетные формулы

- Крутящий момент на выходе (рис.5.15-а)

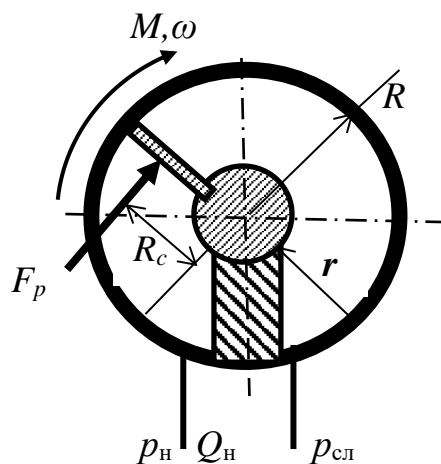
$$M = F \cdot r = (p_H S_{\Pi} \eta_m) r \quad (2.9)$$

- Угловая скорость поворота

$$\omega = u/r = [(Q \eta_o)/S_{\Pi}]/r, \quad (2.10)$$

где S_{Π} – рабочая площадь поршня, η_o , η_m – объемный и механический КПД ПГД. Противодавление в сливной линии принимается нулевым. Если $p_{сл}$ необходимо учитывать, то результирующая сила $F = F_1 - F_2$, где $F_2 = p_{сл} S_2 = p_{сл} \pi (D^2 - d^2)/4$.

5. Лопастные ПГД



- Крутящий момент $M_T = F_p \cdot R_c$,

где $R_c = (R + r)/2$; $F_p = k (p_H - p_{сл}) \cdot S_L$; площадь лопасти $S_L = (R - r)b$, где b – ширина лопасти; k – кратность (число лопастей): 1,2 или 3.

- Угловая скорость

$$\omega = Q_H / S_L R_c. \quad (2.11)$$

3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

1. Аксиально-поршневые гидромоторы

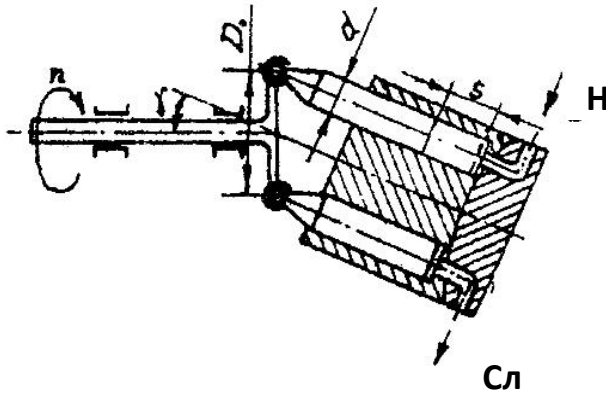


Рис.2.8. Кинематическая схема аксиально-поршневого гидромотора (АПГМ)

Пример 1. Определить рабочий объем V_o аксиально-поршневого ГМ (рис.2.8), имеющего размеры: диаметр и число плунжеров: $d = 25$ мм, $Z = 7$; диаметр окружности, на которой находятся центры отверстий в блоке цилиндров, $D_o = 60$ мм, угол наклона блока к оси вращения вала $\gamma = 20^\circ$. Подобрать стандартное значение V_o и рассчитать необходимый расход РЖ в мотор для обеспечения $n = 1000$ об/мин при значении объемного КПД $\eta_{ом} = 0,98$.

Решение: 1) Рабочий объем ГМ равен

$$V_o = \frac{\pi d^2}{4} z D_o \operatorname{tg} \gamma = \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{4} 7 \cdot 6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 75 \text{ см}^3.$$

Принимаем по ГОСТу значение рабочего объема $V_o = 80 \text{ см}^3$

2) Необходимая подача рабочей жидкости в гидромотор составит

$$Q_{ув} = 80 \cdot 1000 \cdot 0,98 = 78,4 \text{ л/мин.}$$

Пример 2. Определить необходимый угол наклона блока аксиально-поршневого ГМ (рис.2.8), при котором частота вращения вала будет $n = 1200$ об/мин, если расход рабочей жидкости в ГМ равен $Q = 3$ л/с, количество плунжеров $z = 7$, диаметр $d = 30$ мм, диаметр окружности $D_o = 160$ мм, объемный КПД $\eta_{огм} = 0,98$, общий КПД $\eta_{гм} = 0,8$.

Найти крутящий момент на валу ГМ при перепаде давления $\Delta p = 12$ МПа, если механический КПД ГМ $\eta_{мгм} = 0,9$.

Решение. 1) Угол наклона диска устанавливаем с помощью формулы, используя диаметр окружности D_o :

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{240 Q \eta_o}{\pi d^2 D_o z} = \operatorname{arctg} \frac{240 \cdot 3000 \cdot 0,98}{3,14 \cdot 3^2 \cdot 16 \cdot 1200 \cdot 7} = \operatorname{arctg} 0,185 = 10^\circ 30'.$$

2) Крутящий момент определится как

$$M = \frac{\Delta p_M V_o \eta_M}{2\pi} = \frac{\Delta p_M Q}{2\pi n} \eta_o \eta_M = 259 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

2. Радиально-поршневые гидромоторы

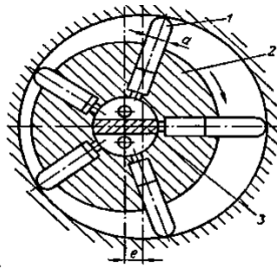


Рис. 2.9. Кинематическая схема радиально-поршневого гидромотора

Расчет рабочих параметров РПГМ

Рабочий объем однорядной машины определяется по формуле:

$$V_o = \frac{\pi d^2}{2} e z .$$

где d – диаметр плунжера; $e = 0,5s$ – эксцентриситет вала ротора и оси статора; z – число камер-плунжеров.

Рабочий объем многорядной машины с числом рядов m равен

$$V_o = \frac{\pi d^2}{2} e \cdot z \cdot m .$$

Пример 3. Радиально-поршневой ГМ рис.2.9) имеет рабочий объем $V_o = 200 \text{ см}^3$. Определить, при каких рабочем давлении p и расходе РЖ Q_M гидромотор развивает эффективный крутящий момент $M = 970 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и частоту вращения $n = 5 \text{ об/с}$. Принять противодавление в сливной полости ГМ $p_{сл} = 0,23 \text{ МПа}$ и КПД: - гидромеханический $\eta_{ГМ}$; - объемный $\eta_{оМ} = 0,98$.

Решение. Запишем формулу для расчета перепада давления на ГМ:

$$\Delta p = \frac{M}{0,159 V_o \eta_{ГМ}} = \frac{970 \cdot 10^6}{0,159 \cdot 200 \cdot 10^{-6} \cdot 0,98} = 31,77 \text{ МПа}$$

Рабочее давление будет равно

$$p_n = \Delta p + p_{пр} = 31,77 + 0,23 = 32 \text{ МПа}.$$

Расход масла в ГМ будет равен

$$Q = \frac{V_o n}{\eta_{оМ}} = \frac{200 \cdot 5}{0,98} = 1020 \text{ см}^3/\text{с} = 1,02 \text{ л/с}.$$

Пример 4. Определить расход в радиально-поршневой ГМ (рис.2.9) если диаметр плунжера $d = 20 \text{ мм}$, число их $Z = 7$, а эксцентриситет $e = 9 \text{ мм}$. Выбрать значение по ГОСТу и рассчитать расход для частоты вращения вала $n = 10 \text{ об/с}$ при объемном КПД машины $\eta_{оМ} = 0,98$.

Решение. Для радиально-поршневого ГМ из формулы (3.6) следует

$$V_o = \frac{\pi d^2}{2} e z = \frac{3,14 \cdot 2^2}{2} \cdot 9 \cdot 7 = 39,56 \text{ см}^3.$$

По ГОСТ 13824-80 принимаем $V_o = 40 \text{ см}^3$.

Отсюда эффективная подача в ГМ определится как

$$Q_{ГМ} = 40 \cdot 10 \cdot 0,98 = 392 \text{ см}^3/\text{с} = 23,52 \text{ л/мин}.$$

3. Пластинчатые гидромоторы

Рабочий объем пластинчатого ГМ определится по формуле:

$$V_o = \left[\pi(R_1^2 - R_2^2) - (R_1 - R_2)\delta z \right] bk$$

где δ и b – толщина и ширина пластины; R_1 и R_2 – радиусы статора и ротора; η_v – объемный КПД; z – число пластин в роторе; k – кратность действия насоса ($k = 1, 2, 3$).

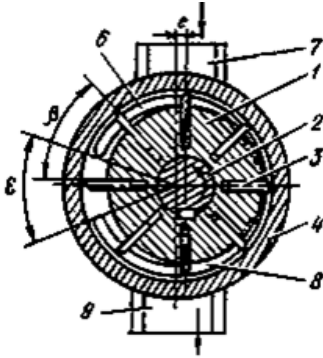


Рис.2.10. Пластинчатый ГМ однократного действия

Обозначения: 1 - ротор; 2 - приводной вал; 3 - пластины; 4 - статор; 5 - распределительный диск; 6, 8 – окна всасывания и нагнетания; 7 - линия всасывания; 9 – линия нагнетания

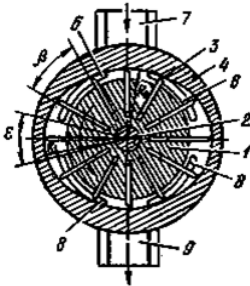


Рис.2.11. Пластинчатый ГМ двухкратного действия

Обозначения: 1, 7 - распределительные диски; 3 - статор; 4 - ротор; 5 - пластины; 6, 8 - окна напорной полости; 2, 12 - окна всасывающей полости; 9 - штифт; 10 - внутренняя поверхность статора; 11 - отверстие

Пример 5. Определить

торя; 11 – отверстие (рис.2.10), если радиус статора $R_1 = 30$ мм, эксцентриситет $e = 3$ мм; число пластин $z = 8$, толщина пластин $\delta = 2$ мм, ширина пластин $b = 30$ мм; давление на входе $p_n = 1,5$ МПа, частота вращения $n = 1000$ об/мин; КПД: объемный $\eta_o = 0,65$; общий – $\eta_m = 0,55$.

Расчет: 1) Рабочий объем машины определится как

$$V_o = 2e(2\pi R - z\delta)b = 2 \cdot 0,3 \cdot (2 \cdot 3,14 \cdot 3 - 8 \cdot 0,2) \cdot 3 = 31 \text{ см}^3.$$

2) Расход РЖ в гидромотор будет

$$Q = \frac{V_o n}{60 \eta_o} = \frac{31 \cdot 1000}{60 \cdot 0,65} = 517 \text{ см}^3.$$

3) Мощность агрегата

$$N_{ГМ} = p_n Q \eta_m = 1,5 \cdot 10^6 \cdot 517 \cdot 10^{-3} \cdot 0,55 = 426,5 \text{ Вт}.$$

Пример 6. Определить рабочий объем V_o пластинчатого гидромотора двухкратного действия (рис. 2.11), имеющего 12 пластин шириной $b = 30$ мм, толщиной $\delta = 2$ мм, расположенных радиально в пазах ротора. Радиусы: $R_1 = 47$ мм, $R_2 = 43$ мм.

Расчет: По формуле получаем:

$$V_o = \left[3,14(47^2 - 43^2) - (47 - 43) \cdot 2 \cdot 12 \right] \cdot 30 \cdot 2 = 62,064 \text{ см}^3.$$

По ГОСТу принимаем $V_o = 63 \text{ см}^3$.

4. Шестеренные гидромоторы

Шестеренный ГМ (рис.2.12) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 шестерен, расположенных в корпусе 3. При вращении шестерен жидкость, заполнившая рабочие камеры (межзубовые пространства), переносится из полости нагнетания 4 в полость слива 5. Из полости нагнетания жидкость вытесняется в напорный трубопровод.

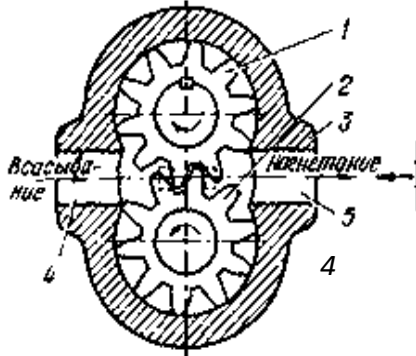


Рис.2.12. Шестеренный гидромотор

Рабочий объем шестеренной машины зависит от модуля m , ширины, числа z зубьев и диаметра начальной окружности шестерни D_H .

В шестеренных машинах обычно применяется эвольвентное зацепление, при котором при $Z < 16$

$$D_H = (z + 1)m \quad (1)$$

а рабочий объем насоса:

$$V_o = 2\pi D_H \cdot m \cdot b = 2\pi m^2 (z + 1)b \quad (2)$$

При $Z \geq 16$

$$\text{диаметр } D_H = z \cdot m \text{ и рабочий объем } V_o = 2\pi m^2 z b. \quad (3)$$

Расход жидкости в гидромотор будет:

$$Q_{ГМ} = \frac{V_o \cdot n \cdot \eta_{oH}}{\eta_{oM}} = \frac{\pi}{30\eta_{oM}} (z + 1)m^2 \cdot b \cdot n \cdot \eta_{oH} . \quad (4)$$

Пример 7. Определить рабочий объем V_o и расход масла в шестеренный гидромотор с одинаковыми шестернями (рис.2.12) шириной $b = 35$ мм и числом зубьев $z = 9$. Модуль зубчатого зацепления $m = 4$ мм, КПД $\eta_{oM} = 0,9$. Требуемая частота вращения $n = 600$ об/мин.

Расчет: 1) Рабочий объем ШГМ будет равен

$$V_o = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 3,5 \cdot 10 = 35,17 \text{ см}^2.$$

Принимаем стандартное значение $V_o = 36 \text{ см}^3$.

2) Расход масла в машину составит:

$$Q = \frac{V_o n}{\eta_{oM}} = \frac{36 \cdot 600}{0,9} = 24 \text{ л/мин.}$$

Пример 8. Определить крутящий момент и частоту вращения вала шестеренного гидромотора при расходе рабочей жидкости $Q = 0,8$ л/с и перепаде давления на машине $\Delta p = 10$ МПа. Ширина шестерни $b = 32$ мм, модуль зацепления $m = 4$ мм, число зубьев $z = 20$. Механический КПД ШГМ равен $\eta_m = 0,8$; объемный $\eta_o = 0,9$.

Решение. 1) Рабочий объем ГМ и частота вращения будут:

$$V_o = 2\pi m^2 z b = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,4^2 \cdot 20 \cdot 3,2 = 64,3 \text{ см}^3.$$

$$n = \frac{60Q}{V_o} \eta_o = \frac{60 \cdot 800}{64,3} 0,9 = 672 \text{ об/мин.}$$

2) Крутящий момент ШГМ определится по зависимости

$$M = \frac{V_o \Delta p}{2\pi} \eta_M = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 64,3 \cdot 10^{-6}}{6,28} 0,8 = 81,9 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

ЗАДАЧИ

Задача 2.1. Аксиально-поршневой регулируемый ГМ имеет 7 плунжеров диаметром $d = 32$ мм, диаметр окружности расположения их центров $D = 100$ мм. Расход рабочей жидкости машиной равен $Q_{ГМ} = 3,85$ л/с. Определить, при каком угле γ между осями ротора и приводного вала частота вращения ГМ составит $n = 1500$ об/мин. Принять $\eta_{ом} = 0,98$.

Ответ: $\gamma = 15^\circ$.

Задача 2.2. Аксиально-поршневой ГМ имеет 7 плунжеров диаметром $d = 20$ мм и окружность диаметром $D = 70$ мм, на которой расположены центры отверстий ротора. Угол наклона оси вращения выходного вала к оси вращения ротора $\gamma = 20^\circ$. При частоте вращения вала ГМ $n = 1500$ об/мин расход РЖ составил 87,5 л/мин. Определить объемный КПД гидромотора.

Ответ: $\eta_{ом} = 0,96$.

Задача 2.3. Определить необходимый стандартный диаметр поршней аксиально-поршневого ГМ (рис.2.1), чтобы при рабочем давлении 10 МПа и угле наклона шайбы b к оси вращения выходного вала 22° мотор развивал эффективный крутящий момент не менее 210 Н·м при 7 поршнях. Принять отношение окружности расположения центров отверстий к диаметру поршня $D/d = 3$ и механический КПД машины $\eta_{мм} = 0,9$.

Ответ: $d = 32$ мм.

Задача 2.4. Аксиально-поршневой ГМ имеет 7 поршней диаметром $d = 12$ мм. Диаметр окружности, на которой расположены центры отверстий ротора $D = 40$ мм. Определить механический КПД гидромотора, который при рабочем давлении 16,2 МПа и противодавлении в сливной полости 0,2 МПа развивает эффективный крутящий момент $M = 28$ Н·м.

Ответ: $\eta_M = 0.95$.

Задача 2.5. Определить необходимое значение диаметра плунжеров d для пятиплунжерного радиально-поршневого ГМ (рис.2.4), чтобы при эксцентриситете $e = 6$ мм и перепаде давления $\Delta p = 16$ МПа агрегат развивал эффективный крутящий момент $M = 180$ Н·м. Принять КПД $\eta_m = 0,95$.

Ответ: $d = 40$ мм.

Задача 2.6. В роторе радиально-плунжерного ГМ размещено 5 плунжеров диаметром $d = 50$ мм. Определить пределы изменения величины эксцентриситета e при уменьшении частоты вращения ротора от 100 до 20 об/мин при поддержании постоянного расхода масла 4 л/мин. Принять объемный КПД $\eta_{ом} = 0,98$.

Ответ: От 2 до 10 мм.

Задача 2.7. Определить расход рабочей жидкости Q и давление p_n на входе в радиально-поршневой гидромотор, при которых крутящий момент на валу будет равным $M = 1,5$ кН·м при частоте вращения $n = 120$ об/мин, если давление на сливе $p_{сл} = 0,2$ МПа. Рабочий объем ГМ $V_o = 1000$ см³, КПД: $\eta_m = 0,96$; $\eta_o = 0,94$.

Ответы: $p_n = 10$ МПа; $Q = 2,13$ л/с.

Задача 2.8. Определить расход РЖ, потребляемый пластинчатым ГМ двукратного действия с пластинами: $Z = 12$, толщиной $\delta = 3$ мм и шириной $b = 23$ мм, с радиусами $R_1 = 31$ мм, $R_2 = 28$ мм при частоте вращения вала ротора $n = 30$ об/с. Принять объемный КПД $\eta_{ом} = 0,6$.

Ответ: $Q = 28,2$ л/мин.

Задача 2.9. Пластинчатый ГМ двукратного действия имеет 12 пластин толщиной $\delta = 3$ мм, с рабочими радиусами $R_1 = 108$ мм, $R_2 = 100$ мм. ГМ развивает эффективный крутящий момент $M = 74$ Н·м при перепаде давления $\Delta p = 6,3$ МПа. Определить необходимую ширину пластины, приняв значение механического КПД $\eta_m = 0,75$.

Ответ: $b = 21$ мм.

Задача 2.10. Рабочий объем пластинчатого ГМ однократного действия изменяется перемещением статорной обоймы. Ротор имеет диаметр $d = 94$ мм, статор – $D = 100$ мм; число пластин $Z = 8$; ширина $b = 50$ мм, толщина $\delta = 6$ мм. Определить при постоянном расходе РЖ $Q = 40$ л/мин и перепаде давления $\Delta p = 6,3$ МПа пределы изменения частоты вращения ротора и крутящего момента, развиваемых агрегатом. Принять КПД: объемный $\eta_o = 0,8$; механический $\eta_m = 0,75$.

Ответы: $n = 0 \div 830$ об/мин; $M = 0 \div 29$ Н·м.

Задача 2.11. Шестеренный ГМ с двумя шестернями шириной 30 мм с числом зубьев каждая $z = 20$ и модулем зацепления $m = 4$ мм работает при входном давлении $p_n = 10,1$ МПа, противодавлении $p_{сл} = 0,1$ МПа с расходом $Q = 0,6$ л/с. Определить эффективный крутящий момент $M_{ГМ}$ и частоту вращения n , которые развивает гидромотор. Принять гидромеханический КПД $\eta_{ГМ} = 0,75$ и объемный КПД $\eta_{ом} = 0,9$.

Ответ: $M = 81,6$ Н·м; $n = 573$ об/мин.

Задача 2.12. В гидромоторе (рис.2.12) шестерни имеют по 20 зубьев с модулем $m = 4$ мм. Мотор развивает полезный крутящий момент $M = 67,5$ Н·м при рабочем давлении $p_n = 10,04$ МПа и противодавлении в сливной линии $p_{сл} = 40$ кПа. Гидромеханический КПД машины $\eta_{ГМ} = 0,75$. Рассчитать необходимую ширину шестерен.

Ответ: $b = 20$ мм.

2.2. Гидроцилиндры

1. Основные типы и конструкции ГЦ

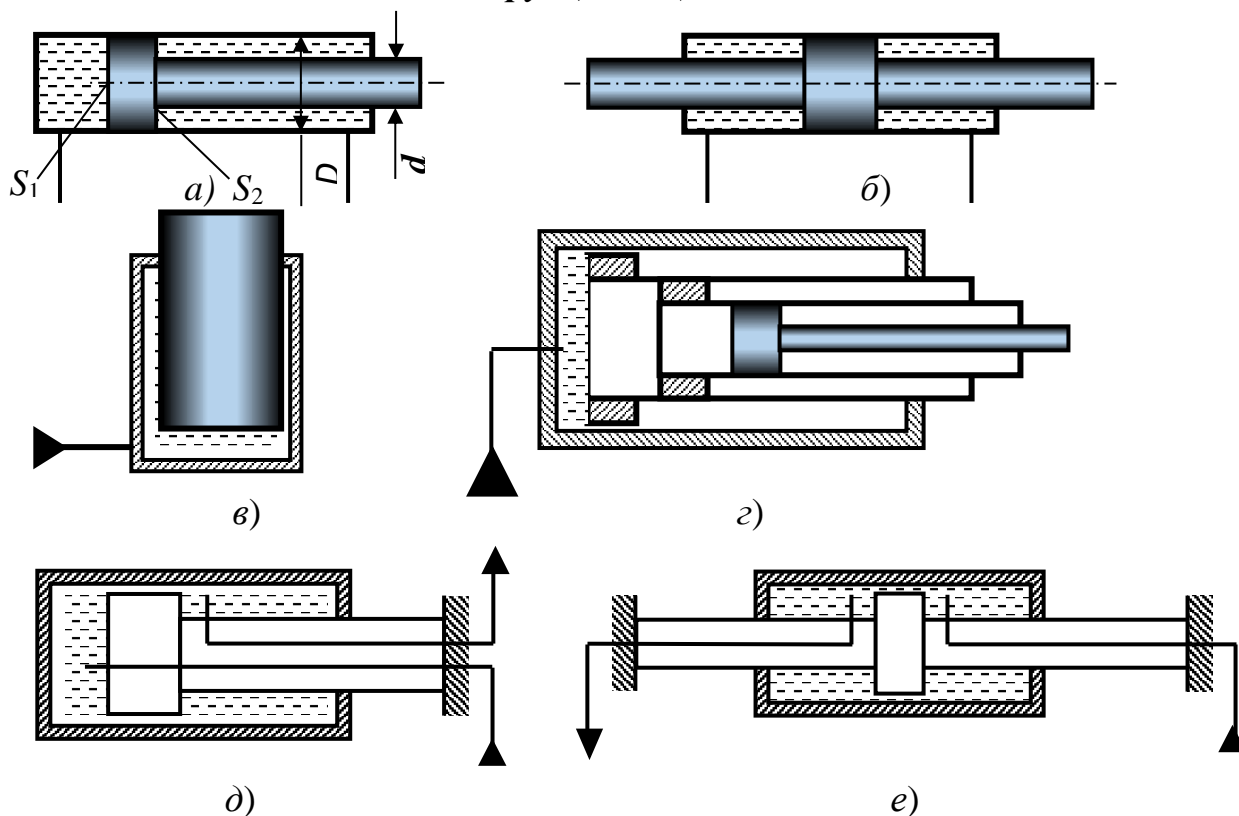


Рис.2.13. Основные типы и конструкции гидроцилиндров

a) одноштоковый; *б)* двухштоковый; *в)* плунжерный; *г)* телескопический; *д)* одноштоковый с подвижным корпусом; *е)* двухштоковый с подвижным корпусом

2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

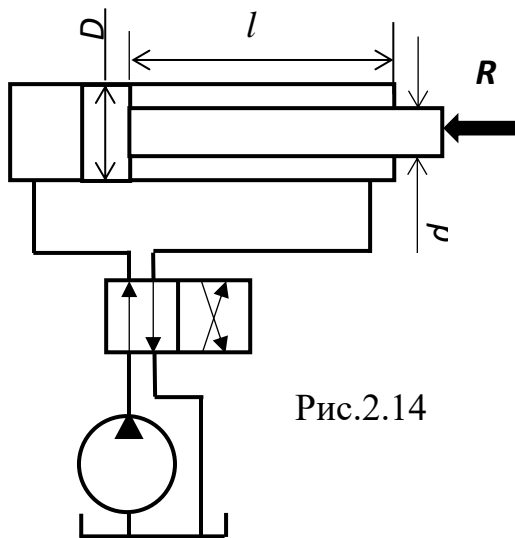


Рис.2.14

Пример 1.

Гидроцилиндр размерами $D = 100$ мм, $d = 50$ мм, $l = 500$ мм имеет манжетное уплотнение и объемный КПД $\eta_v = 0,98$.

Насос обеспечивает подачу $Q_n = 41$ л/мин. Максимально допустимая скорость течения РЖ в сливной линии равна $v = 2$ м/с.

1. Рассчитать необходимый диаметр сливной трубы.

Решение. 1) Установим величину расхода РЖ в сливной линии. Для этого выразим скорость движения поршня влево

$$u = 4Q_n \eta_v / \pi(D^2 - d^2)$$

и подставим в выражение для расхода слива:

$$Q_{сл} = (\pi D^2 / 4) u = D^2 Q_n \eta_v / (D^2 - d^2) = 53,33 \text{ л/мин.}$$

2) Рассчитаем и выберем необходимый диаметр трубы:

$$d_{сл} = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{сл}}{v_{сл}}} = 1,13 \sqrt{\frac{53,33}{20 \cdot 60}} = 23,7 \text{ мм}$$

Подбираем по ГОСТу $d_{сл} = 25$ мм.

1. Какой должна быть мощность насоса для преодоления нагрузки $R = 8$ кН, если механический КПД ГЦ равен $\eta_m = 0,92$?

$$N = pQ = (4R/\pi D^2) Q_n / \eta_m = 189,23 \text{ кВт} \approx 190 \text{ кВт.}$$

2. Определить работу, произведенную ГЦ при преодолении нагрузки.

$$A = R \cdot l = 8000 \cdot 0,5 = 4000 \text{ Дж} = 4 \text{ кДж.}$$

Пример 2.

Двухштоковый ГЦ с подвижным корпусом сообщает столу циклическое возвратно-поступательное перемещение. Пренебрегая временем реверса и утечками в ОГП, определить необходимую подачу насоса для 10 циклов, если $D = 100$ мм, $d_1 = 80$ мм, $d_2 = 40$ мм, длина хода стола $l = 0,6$ м.

Решение. Подача насоса равна суммарному расходу в ГЦ в обе полости за 10 двойных ходов:

$$Q_n = \frac{\pi}{4\eta_v} l \cdot n \left[(D^2 - d_1^2) + (D^2 + d_2^2) \right] =$$

$$= 6 \cdot 10 \cdot 0,785 (2 \cdot 1^2 - 0,8^2 - 0,4^2) = 56,5 \text{ л/мин.}$$

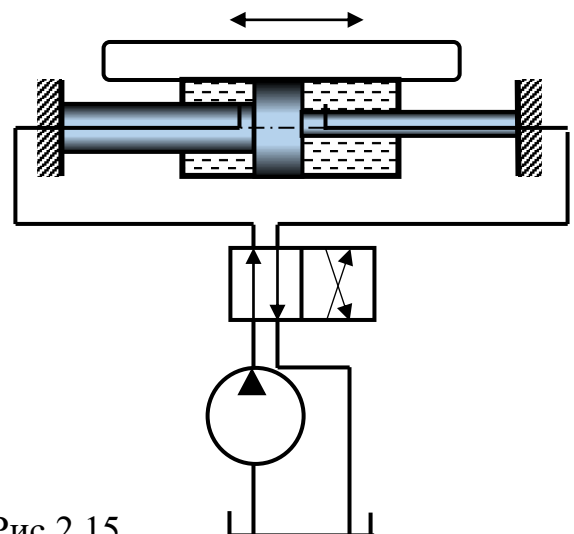


Рис.2.15.

Пример 3.

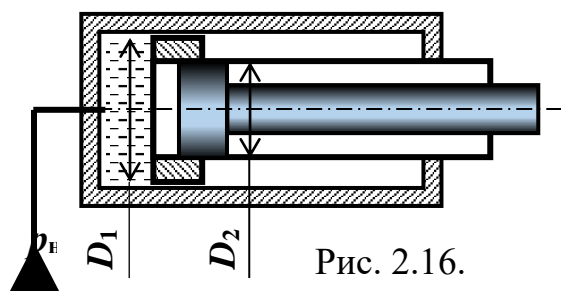


Рис. 2.16.

1. Двухступенчатый телескопический ГЦ имеет диаметры ступеней $D_1 = 110$ мм и $D_2 = 100$ мм. КПД агрегата: объемный $\eta_v = 0,98$; общий $\eta = 0,9$. Давление и подача при нагнетании $p_n = 5$ МПа, $Q_n = 8$ л/мин.

Определить скорости u_1 и u_2 и усилия F_1 и F_2 ступеней.

Решение.

Предварительное замечание. В этом типе ГЦ вначале должны выдвигаться полностью ступени с большим диаметром (в данной схеме ступень с D_1), только затем – ступени с меньшим диаметром. Вдвигаются ступени в обратном порядке. В связи с этим расчетным диаметром является наибольший из одновременно перемещающихся ступеней.

Определяем искомые параметры:

$$u_1 = \frac{Q\eta_v}{S_1} = \frac{4Q\eta_v}{\pi D_1^2} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 0,98}{3,14 \cdot 1,1^2} = 0,825 \text{ л/мин}$$

$$u_2 = \frac{4Q\eta_v}{S_2} = 0,99 \text{ л/мин}$$

$$F_1 = p \frac{\pi D_1^2 \eta}{4} = 5 \cdot 10^6 \cdot 0,785 \cdot 0,11^2 \cdot 0,96 = 45,5 \text{ кН};$$

$$F_2 = p \frac{\pi D_2^2 \eta}{4} = 37,6 \text{ кН}$$

2. Какой будет средняя скорость перемещения, если длины пути ступеней: $l_1 = 0,4$ м, $l_2 = 0,5$ м?

Ответ: $u_{\text{ср}} = (l_1 + l_2) / (l_1/u_1 + l_2/u_2) = 0,92$ м/мин.

Пример 4.

На рис. 17. приведена схема ОГП с плунжерным ГЦ 1, диаметр плунжера $D = 200$ мм. Насос 3 развиваем давление $p_n = 5,5$ МПа и постоянную подачу $Q_n = 16$ л/мин. Общие потери давления в распределителе 2 и напорной линии достигают $\Delta p = 0,5$ МПа. Утечки масла в системе составляют $\Delta Q = 0,3$ л/мин.

Определить скорость u и усилие F , развиваемое плунжером 1. КПД ГЦ: $\eta_v = 0,99$; $\eta_{\text{гц}} = 0,94$.

Решение.

1. Определяем параметры потока РЖ в ГЦ:

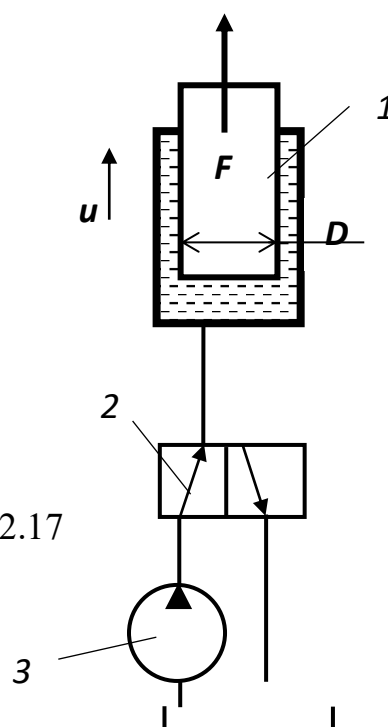
- подачу $Q = Q_n - \Delta Q = 15,7$ л/мин;
- давление $p = p_n - \Delta p = 5,0$ МПа.

2. Скорость и усилие:

$$u = 4Q\eta_v / \pi D^2 = 50 \text{ см/мин};$$

$$F = p S_{\text{пл}} \eta_{\text{гц}} = 147,6 \text{ кН}.$$

Рис. 2.17



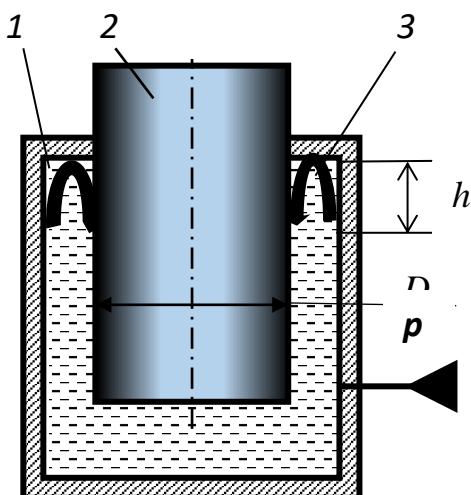


Рис. 2.18.

Решение. Сила трения манжеты о плунжер равна

$$T = f \cdot P = f \cdot p \cdot S = f \cdot p \cdot \pi(D + 2\delta)h = 0,006 \cdot 10 \cdot 10^6 \cdot 3,14(0,2 + 2 \cdot 0,005)0,01 \approx 400 \text{ Н.}$$

ЗАДАЧИ

Задача 2.14. В вертикальном плунжерном ГЦ (рис.2.18) вес плунжера равен $G = 720 \text{ Н}$, диаметр $D = 2 \text{ м}$. Определить скорость плунжера и развиваемое усилие при подаче масла $Q = 0,12 \text{ л/с}$ и давлении $p = 32 \text{ МПа}$. КПД принять: $\eta_{\text{оц}} \approx 1$; $\eta_{\text{гц}} = 0,99$.

Ответы: $u = 3,8 \text{ см/с}$; $F = 1 \text{ МН}$.

Задача 2.15. Определить необходимую подачу масла Q и давление p для вертикального плунжерного ГЦ диаметром $D = 100 \text{ мм}$, при которых возможен подъем груза $G = 75 \text{ кН}$ со скоростью $u = 1 \text{ см/с}$. Вес самого плунжера $G_{\text{пл}} = 640 \text{ Н}$, механический КПД $\eta_{\text{мц}} = 0,98$; объемный – $\eta_{\text{оц}} \approx 1$.

Ответы: $p = 9,83 \text{ МПа}$, $Q = 4,71 \text{ л/мин}$.

Задача 2.16. Подобрать стандартный диаметр D для плунжера ГЦ (рис.2.18), достаточный для подъема груза весом 75 кН при давлении $p = 16 \text{ МПа}$ при весе самого плунжера 460 Н и механическом КПД ГЦ $\eta_{\text{мц}} = 0,99$.

Ответ: $D = 80 \text{ мм}$.

Задача 2.17. Одноштоковый ГЦ (рис. 2.13-а) размерами $D = 160 \text{ мм}$, $d = 0,5D$ с КПД $\eta_{\text{м}} = 0,99$ работает при давлениях: нагнетания $p_{\text{н}} = 10 \text{ МПа}$, слива (противодавления) $p_{\text{сл}} = 100 \text{ кПа}$. Подача в ГЦ постоянная и равна $Q = 0,157 \text{ л/с}$. Определить скорости и усилия, развиваемые ГЦ при прямом и обратном ходах, при реверсе направления потока.

Ответы: $u_1 = 0,78 \text{ см/с}$; $F_1 = 189 \text{ кН}$; $u_2 = 1 \text{ см/с}$; $F_2 = 141,6 \text{ кН}$.

Задача 2.18. В ГЦ диаметром $D = 100$ мм (рис.2.13-а) при скорости движения поршня вправо $u = 0,8$ м/мин расход масла равен $Q = 6,4$ л/мин. Определить объемный КПД агрегата и скорость движения влево (при $d = 0,5 D$).

Ответы: $\eta_{\text{оц}} = 0,98$; $u_2 = 1,07$ м/мин.

Задача 2.19. В ОГП гидроцилиндр (рис.2.13-а) с диаметрами $D = 160$ мм и $d = 80$ мм имеет утечки масла в объеме $1 \text{ см}^3/\text{с}$. Насос создает давление на входе в ГЦ $p_n = 10,1$ МПа и подачу $Q_n = 0,15$ л/с. Потери давления в напорной линии $0,2$ МПа, в сливной – $0,1$ МПа. КПД агрегата: $\eta_{\text{оц}} \approx 1$; $\eta_{\text{мп}} = 0,95$.

Определить усилие F и скорость u , развиваемые штоком ГЦ при движении вправо и влево.

Ответы: а) $F = 187,5$ кН; $u = 0,74$ см/с; б) $F = 139,4$ кН; $u = 0,99$ см/с.

Задача 2.20. Гидроцилиндр (рис.2.13-а) диаметрами $D = 100$ мм, $d = 40$ мм при движении поршня влево развивает усилие 50 кН. Потери давления $\Delta p = 0,15$ МПа, КПД $\eta_m = 0,96$. Какое давление создает насос?

Ответ: $p = 7,8$ МПа.

Задача 2.21. В ОГП с гидроцилиндром с двусторонним штоком (рис.15) и диаметрами $D = 200$ мм, $d_1 = 80$ мм, $d_2 = 40$ мм при подаче $Q = 1$ л/с допустимые скорости течения РЖ в линиях не должны превышать следующих значений: $v_{\text{наг}} = 5$ м/с, $v_{\text{сл}} = 2$ м/с, $v_{\text{вс}} = 1,5$ м/с.

Пренебрегая утечками, определить необходимые диаметры труб и подобрать стандартные значения.

Ответы: $d_{\text{вс}} = d_{\text{сл}} = 32$ мм; $d_{\text{наг}} = 20$ мм.

Задача 2.22. В 4-х ступенчатом телескопическом ГЦ диаметр наименьшей ступени равен 100 мм, а разность между диаметрами соседних ступеней составляет 10 мм. При подаче $Q = 16$ л/мин, определить скорости выдвигания ступеней и среднюю скорость движения, если длины хода ступеней, начиная с наименьшей равны: 450 мм, 430 мм, 410 и 400 мм.

Ответ: $u_{\text{ср}} = 1,45$ м/мин

Задача 2.23. Четырехступенчатый телескопический ГЦ одностороннего действия с разностью диаметров соседних ступеней 10 мм предназначен для преодоления внешнего усилия $F = 66,3$ кН при рабочем давлении нагнетания РЖ $p = 10$ МПа. Определить диаметры всех ступеней гидроцилиндра, приняв общий КПД $\eta_{\text{гц}} = 0,96$.

Ответ: $100, 110, 120, 130$ мм.

Задача 2.24. В двухступенчатом телескопическом ГЦ одностороннего действия первая ступень диаметром $D_1 = 100$ мм и длину хода $l_1 = 500$ мм, а вторая диаметром $D_2 = 110$ мм, длиной $l_2 = 400$ мм. общий КПД $\eta_{гц} = 0,96$.

При расходе масла гидроцилиндром $Q = 8$ л/мин определить среднюю скорость подъема груза за время движения обеих ступеней ГЦ.

Ответ: $u_{ср} = 0,92$ м/мин.

4.3. Поворотные гидродвигатели (ПГД)

1. Поршневые ПГД

Основные принципиальные схемы и конструкции ППГД

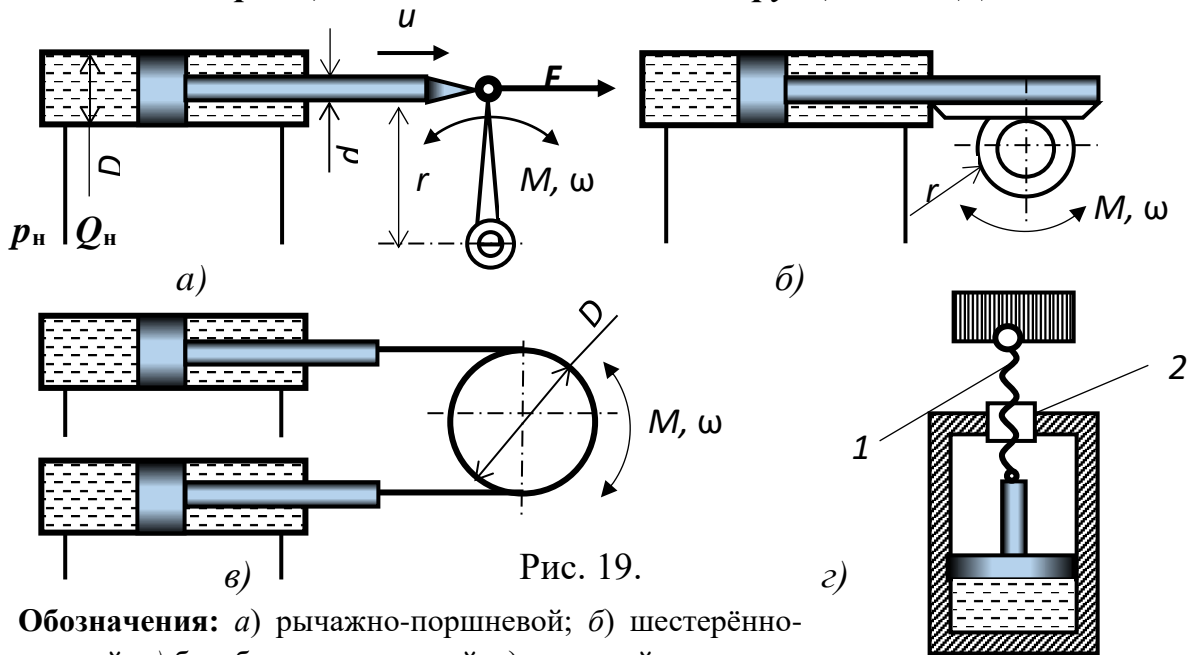


Рис. 19.

Обозначения: а) рычажно-поршневой; б) шестерённо-поршневой; в) барабанно-поршневой; г) винтовой.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

Пример 1. Рычажно-поршневой ПГД (рис.2.20) через рычаг длиной $r = 50$ мм создает возвратно-поворотное движение с помощью поршней диаметром $D = 80$ мм. Определить крутящий момент M и угловую скорость поворота при давлении нагнетания $p_n = 10$ МПа и расходе РЖ в двигатель $Q_n = 0,2$ л/с при $\eta_{мгд} = 0,95$. Противодавлением слива пренебречь.

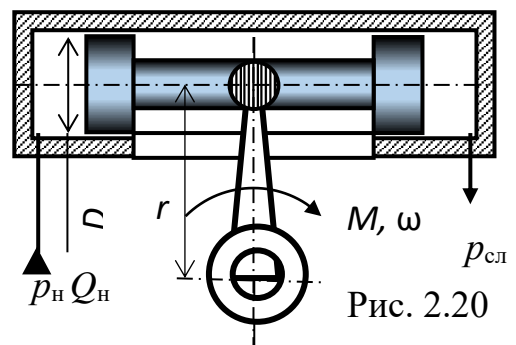


Рис. 2.20

Решение: Рассчитываем крутящий момент

$$M = Fr\eta_{мгд} = p_n \frac{\pi D^2}{4} r \eta_{мгд} = 10 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,05 \cdot 0,95 = 2387 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Используя формулу, получаем величину угловой скорости поворота

$$\Omega = \frac{u}{r} = \frac{4 \cdot Q \cdot \eta_{огц}}{\pi D^2 \cdot r} = \frac{4 \cdot 0,2 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,8^2 \cdot 0,5} = 0,796 \text{ рад/с}.$$

Пример 2. Шестерённо-поршневой ПГД (рис. 2.21) с поршнями диаметром $D = 80$ мм, модуль зубчатого зацепления $m = 10$ мм, число зубьев шестерни $Z = 20$. Шестерня поворачивается на угол $\alpha = 270^\circ$ с угловой скоростью $\omega = 0,4$ рад/с. Определить длину хода поршня и расход жидкости.

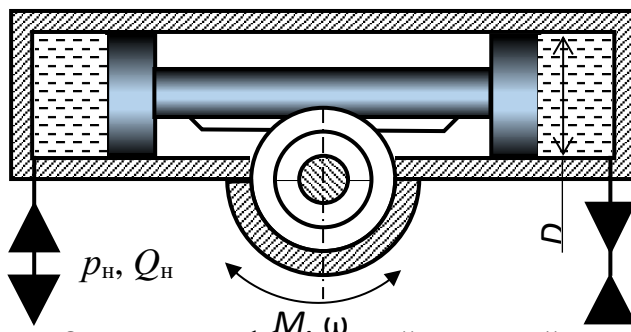
Решение. Длина хода поршня равна длине перемещения зубчатой рейки на штоке и может быть рассчитана по длине начальной окружности зубчатой шестерни с углом α ,

$$l = \pi m Z \alpha / 360 = 3,14 \cdot 10 \cdot 20 \cdot 270 / 360 = 471 \text{ мм.}$$

Расход рабочей жидкости в ПГД (при $\eta_{\text{огц}} \approx 1$) будет равен

$$Q = uS = \omega RS = \omega m Z \pi D^2 / 8 = 0,4 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot 3,14 \cdot 0,8^2 / 8 = 0,25 \text{ л/с.}$$

Пример 3.



В шестерённо-поршневом ПГД (рис.2.21) зубчатая рейка на штоке сообщает шестерне возвратно-поворотное движение. Поршни имеют диаметр $D = 80$ мм, модуль зубчатого зацепления $m = 5$ мм, число зубьев $Z = 20$.

Рис.2.21

Определить эффективный крутящий момент M и угловую скорость поворота ω , развиваемые выходным валом ПГД при давлении нагнетания $p_n = 10$ МПа и подаче жидкости $Q = 0,2$ л/с. КПД агрегата: $\eta_{\text{общ}} = 0,96$.

Решение. Определяем радиус действия силы F , развиваемой штоком: он равен

$$R = 0,5 D_o = 0,5 m \cdot Z = 50 \text{ мм}$$

Далее по формулам из предыдущей задачи находим:

$$M = 2387 \text{ Н}\cdot\text{м}; \omega = 0,796 \text{ рад/с.}$$

Пример 4. В винтовом ПГД (рис.2.19 -з) при перемещении поршня винт 1 получает вращение, поскольку гайка 2 неподвижно закреплена в корпусе ГЦ. Диаметр поршня $D = 160$ мм, диаметр резьбы винта $d_o = 100$ мм, угол подъёма винтовой линии $\alpha = 45^\circ$, угол трения винтовой пары $\phi = 6^\circ$. Приняв общий КПД ПГД $\eta_{\text{гд}} = 0,96$, определить крутящий момент и скорость поворота винта при давлении в рабочей полости $p_n = 5$ МПа и расходе масла в ГД $Q_n = 0,1$ л/с.

Решение. Требуемые величины определяются по формулам (2.18-2.19)

$$M = 0,5 F d_o \text{tg}(\alpha + \phi) = 0,5 \cdot p_n (\pi D^2 / 4) d_o \text{tg}(\alpha + \phi) \eta_{\text{гд}} = 3,9 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\omega = 2u / d_o \text{tg} \alpha = 2(4Q_n / \pi D^2) / d_o \text{tg} \alpha = 0,1 \text{ рад/с.}$$

Пример 5. Рычажно-поршневой ПГД (рис. 2.22) должен поднимать на конце рычага B груз массой $M = 1250$ кг с помощью гидроцилиндра с поршнем диаметром $D = 100$ мм. Общие потери давления в гидросистеме составляют 10 % от требуемого рабочего давления в камере ГЦ. Определить необходимое давление нагнетания p_n и скорость перемещения груза при подаче РЖ в камеру $Q = 0,5$ л/с. Соотношение плеч рычага: $a/b = 1/3$.

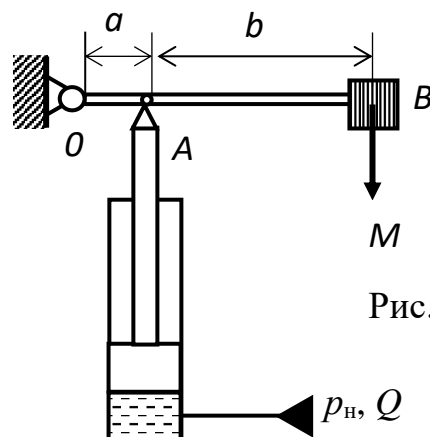


Рис. 2.22

Решение. Давление, необходимое для подъема груза, должно обеспечивать усилие на штоке $P = Mg(a+b)/b = 50$ кН, т.е.

$$p_n = 1.1(4P/\pi D^2) = 1.1(4 \cdot 50\,000) / (3.14 \cdot 0.1^2) = 7.01 \text{ МПа.}$$

Скорость подъема штока равна

$$u = 4Q/\pi D^2 = 4 \cdot 0.0005 / (3.14 \cdot 0.1) = 6.36 \text{ см/с.}$$

Скорость подъема груза будет

$$u_b = 3 \cdot u = 19.1 \text{ см/с.}$$

ЗАДАЧИ

Задача 2.25. В рычажно-поршневом ПГД (рис.2.19-а) выходной вал через рычаг получает возвратно-поворотное движение. Диаметр поршня $D = 50$ мм, давление в рабочей камере ГЦ $p = 10$ МПа, в сливной – $p_{сл} = 0.5$ МПа.

Определить длину рычага, при которой эффективный крутящий момент будет равен $M = 900$ Н·м. Принять общий КПД ПГД $\eta_{пгд} = 0.95$.

Ответ: $r = 254$ мм.

Задача 2.26. Два гидроцилиндра (рис.2.15 – в) сообщают барабану диаметром $D_o = 400$ мм возвратно-поворотное движение через трос, закрепленный на поверхности. Диаметры поршней $D = 100$ мм, штоков – $d = 40$ мм. Давление нагнетания $p_n = 10$ МПа, противодействие в сливной полости гидроцилиндров $p_{пр} = 0.5$ МПа; расход жидкости $Q = 0.8$ л/с, механический КПД гидроцилиндра $\eta_{мгц} = 0.95$; барабана равен $\eta_{мб} = 0.99$.

Определить крутящий момент M и угловую скорость ω , развиваемые выходным валом барабана.

Ответ: $M = 11\,783$ Н·м; $\omega = 0.6$ рад/с.

Задача 2.27.

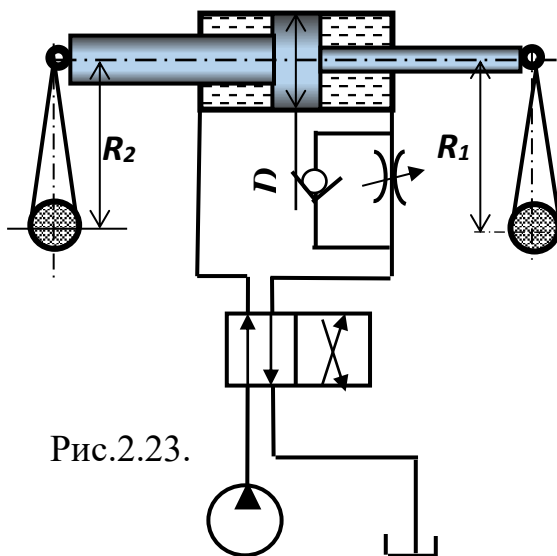


Рис.2.23.

В ПГД рычажно-поршневого типа (рис.2.23) насос подает постоянно $Q_n = 12$ л/мин, дроссель при ходе вправо пропускает $Q_{др} = 6$ л/мин. Размеры ГЦ: $D = 100$ мм, $d_1 = 50$ мм, $d_2 = 65$ мм, $\eta_{оц} = 0.94$; $\eta_{ц} = 0.9$; плечи рычагов: $R_1 = 120$ мм, $R_2 = 130$ мм. Потери давления в линиях и аппаратуре $\Delta p = 0.2$ МПа

Определить: - крутящие моменты вправо и влево M_1 и M_2 ; - угловые скорости поворота ω_1 и ω_2 .

Задача 4.28. От двух гидроцилиндров (рис. 2.19 - в) через стальной трос, охватывающий четырьмя витками барабан, выходному валу сообщается возвратно-поворотное движение с угловой скоростью $\omega = 0,5$ рад/с. Диаметр гидроцилиндра $D = 100$ мм, штока $d = 40$ мм и барабана $D_o = 400$ мм. Выходной вал развивает крутящий момент $M = 7230$ Н·м. Противодействие в сливной полости ГЦ $p_{пр} = 0,5$ МПа. КПД: барабана – 0,995; ГЦ: $\eta_{мц} = 0,95$; $\eta_o = 0,99$, коэффициент проскальзывания троса $\eta_{ск} = 0,99$. Найти p_n , Q .

Ответ: $p_n = 5,8$ МПа; $Q = 0,666$ л/с.

Задача 4.29. В шестеренно-поршневом ПГД (рис.2.19 – б) шестерня получает возвратно-поворотное движение при продольном перемещении штока. Модуль зубчатого зацепления $m = 4$ мм, число зубьев шестерни $Z = 25$. Диаметр ГЦ $D = 100$ мм; КПД агрегата $\eta_{гц} = 0,95$. Определить диаметр штока d , при котором ГЦ развивает полезный крутящий момент $M = 2248$ Н·м, если в поршневой полости давление равно 10 МПа, противодействие принять равным нулю.

Ответ: $d = 63$ мм.

Задача 4.30. Шестеренно-поршневой ПГД с размерами: $m = 4$ мм, $Z = 25$ работает при давлении нагнетания $p_n = 10$ МПа и противодействии $p_{сл} = 40$ кПа. Рассчитать диаметр поршней, необходимый для получения крутящего момента $M = 2$ кН при КПД ПГД $\eta_m = 0,935$.

Ответ: $D = 80$ мм.

Задача 4.31

В поршневой полости гидроцилиндра (рис. 24) диаметром $D = 100$ мм давление масла $p = 160$ МПа. Расход масла ГЦ $Q = 0,5$ л/с, общий КПД $\eta_{гц} = 0,94$. Длина плеча $l = 2$ м, угол наклона $\alpha = 60^\circ$.

Пренебрегая противодействием в штоковой полости ГЦ, определить крутящий момент M и угловую скорость ω рычага.

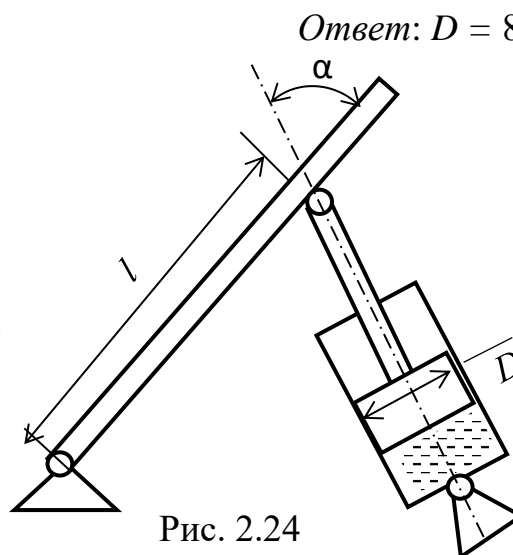


Рис. 2.24

Ответ: $M = 204,5$ кН·м

Задача 4.32. В рычажно-поршневом ПГД (рис.2.19-а) выходной вал через рычаг получает возвратно-поворотное движение. Диаметр поршня $D = 50$ мм,

длина рычага $r = 0,25$ м; давление в сливной камере ГЦ – $p_{сл} = 0,5$ МПа. Определить рабочее давление в камере, при которой эффективный крутящий момент будет равен $M = 900$ Н·м. Принять общий КПД ПГД $\eta_{пгд} = 0,95$.

Ответ: $p_n = 10$ МПа.

Задача 4.33. В шестеренно-поршневом ПГД (рис.2.19 – б) шестерня совершает возвратно-поворотное движение при продольном перемещении штока. Модуль зубчатого зацепления $m = 4$ мм, число зубьев шестерни $Z = 25$. Диаметры ГЦ: $D = 100$ мм, $d = 63$ мм; КПД агрегата $\eta_{гц} = 0,95$. В поршневой полости давление равно 10 МПа, противодействие равно нулю. Определить полезный крутящий момент M .

Ответ: $M = 2,25$ кН·м.

2. Лопастные ПГД

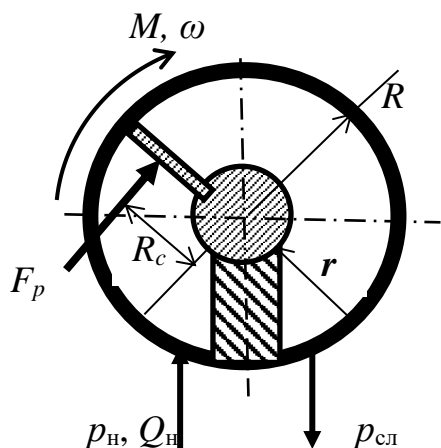


Рис.25. Лопастной ПГД

Основные расчетные формулы

- Крутящий момент $M_T = F_p \cdot R_c$,

где $R_c = (R + r)/2$; $F_p = k(p_n - p_{сл}) \cdot S_L$; площадь лопасти $S_L = (R - r)b$, где b – ширина лопасти; k – кратность (число лопастей): 1,2 или 3.

- Угловая скорость $\omega = Q_n / S_L \cdot R_c$.

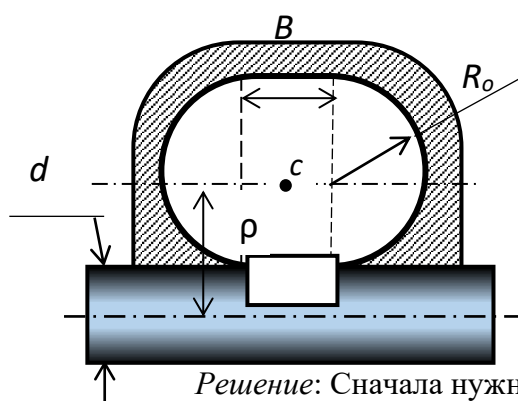
Пример 1. Лопастной поворотный гидродвигатель (рис. 25) имеет пластину прямоугольной формы шириной $B = 80$ мм и диаметрами рабочей камеры – наружным $D = 400$ мм и внутренним $d = 200$ мм.

Определить, при каких рабочем давлении p в рабочей камере и расходе масла Q выходной вал развивает полезный крутящий момент $M = 4800$ Н·м и угловую скорость поворота $\omega = 5$ рад/с. Принять КПД гидродвигателя: механический $\eta_m = 0,8$; объемный КПД $\eta_{об} = 0,97$. Противодействие равно нулю.

Решение. Исходя из значения момента, находим:

$$Q = \frac{(D^2 - d^2) B k \omega}{8 \eta_o} = \frac{(4^2 - 2^2) 0,8 \cdot 1 \cdot 5}{8 \cdot 0,97} = 6,2 \text{ дм}^3/\text{мин}$$

$$p = \frac{8M}{(D^2 - d^2) B k \eta_m} = \frac{8 \cdot 4800}{(0,4^2 - 0,2^2) 0,08 \cdot 1 \cdot 0,8} = 5 \text{ МПа.}$$



Пример 2. Форма лопасти ПГД включает прямоугольник шириной $B = 50$ мм и двух полуокругов радиусом $R_o = 100$ мм, диаметр вала $d = 120$ мм (рис.5.22). Определить расход масла в ПГД при скорости $\omega = 5$ рад/с; $\eta_{об} = 0,97$.

Рис. 26

Решение: Сначала нужно определить положение центра тяжести лопасти «с» и длину радиуса поворота «rho»:

$$\rho = \frac{d}{2} + R_o = \frac{120}{2} + 100 = 1,6 \text{ дм.}$$

$$\text{Площадь пластины: } S = 2R_o B + \pi R_o^2 = 2 \cdot 1 \cdot 0,5 + 3,14 \cdot 1^2 = 4,14 \text{ дм}^2.$$

$$\text{Расход масла в ПГД: } Q = \frac{\omega \rho S k}{\eta_o} = \frac{5 \cdot 1,6 \cdot 4,14 \cdot 1}{0,97} = 34,1 \text{ л/с.}$$

ЗАДАЧИ

Задача 2.24.

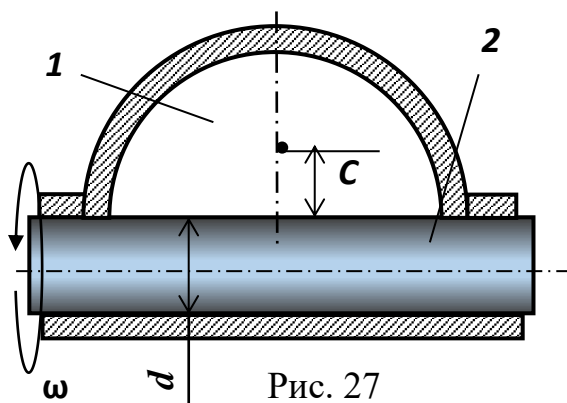


Рис. 27

Пластинчатый ПГД имеет пластину 1 в форме полуокруга радиусом $R = 100$ мм, вал 2 диаметром $d = 80$ мм; координата центра тяжести лопасти находится на высоте $x = 0,42 R$. Вал поворачивается с угловой скоростью, равной $\omega = 1,5$ рад/с; ПГД потребляет мощность, равную $N_d = 40$ кВт; КПД: $\eta_{од} = 0,97$; $\eta_{мд} = 0,95$.

Определить крутящий момент $M_{кр}$ на валу и расход масла, потребляемый ПГД.

Ответы: $Q = 4$ л/с; $M = 24,5$ кН·м.

Задача 2.25.

Двухкамерный двухлопастной ПГД (рис.2.28) с лопастями прямоугольной формы шириной $B = 75$ мм и валом диаметром $d = 100$ мм должен обеспечивать полезный крутящий момент $M = 2,25$ кН·м, если давление масла в рабочих полостях $5,1$ МПа и в сливных $0,1$ МПа. Механический КПД ПГД $\eta_m = 0,8$.

Определить необходимый наружный диаметр D камеры.

Ответ: $D = 200$ мм.

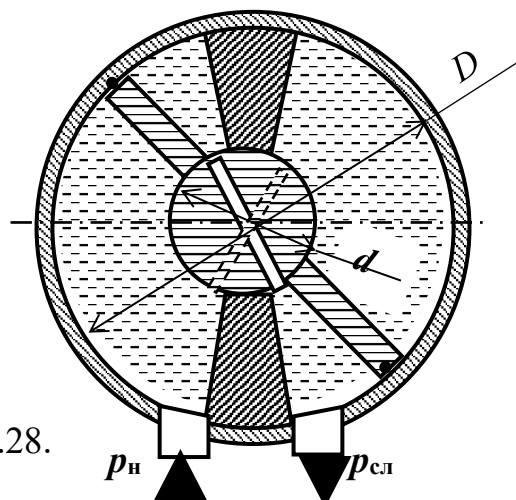


Рис.2.28.

Задача 2.26. Пластинчатый поворотный гидродвигатель (рис.2.25) имеет пластину прямоугольной формы: $R = 160$ мм, $r = 60$ мм, $B = 100$ мм. Давление $p_n = 5$ МПа, $p_{сл} = 100$ кПа, подача $Q_n = 33$ л/мин. КПД двигателя: $\eta_{од} = 0,9$; $\eta_d = 0,8$. Определить крутящий момент $M_{кр}$ и угловую скорость поворота ω на валу двигателя.

Ответ: $M = 450$ Н·м

Задача 2.27. Определить полезный крутящий момент M и угловую скорость ω , развиваемые выходным валом лопастного ПГД однократного действия с пластиной прямоугольной формы шириной $B = 200$ мм при рабочем давлении $p = 5,1$ МПа, противодействии $p_{сл} = 0,1$ МПа и расходе масла $Q = 1,5$ л/с. Диаметры камеры: наружный $D = 400$ мм, внутренний $d = 200$ мм. Принять КПД ПГД: механический $\eta_m = 0,8$; объемный $\eta_{об} = 0,95$.

Ответ: $M = 12$ кН·м; $\omega = 0,476$ рад/с.

Задача 2.28. Определить, какую минимальную ширину B пластины прямоугольной формы должен иметь лопастной ПГД, чтобы при рабочем давлении $p = 10,1$ МПа, противодействии в сливной камере $p_{сл} = 0,1$ МПа вал развивал крутящий момент $M = 5$ кН·м при размерах камеры $D = 160$ мм и $d = 80$ мм. Принять КПД: механический $\eta_m = 0,85$; объемный $\eta_{об} = 0,9$.

Ответ: $B = 248$ мм.

Задача 2.29. Двухлопастной поворотный гидродвигатель (рис.2.28) с пластинами прямоугольной формы шириной $B = 100$ мм и с наружным диаметром камеры $D = 200$ мм должен развивать полезный крутящий момент $M = 3$ кН·м при рабочем давлении $p_n = 5$ МПа, противодействие равно нулю. КПД двигателя $\eta_m = 0,8$. Определить необходимый диаметр вала.

Ответ: $d = 100$ мм.

Задача 2.30. Лопастной ПГД (рис.2.25) с пластиной прямоугольной формы шириной $B = 100$ мм и радиусами камеры: наружный $R = 160$ мм, внутренний $r = 60$ мм развивает полезный крутящий момент $M = 451$ Н·м с угловой скоростью $\omega = 5$ рад/с. Рабочее давление $p_n = 5$ МПа, расход $Q = 32$ л/мин, противодействие слива $p_{сл} \approx 0$. Определить механический η_m , объемный $\eta_{об}$ и общий $\eta_{пгд}$ машины. Ответ: $\eta_m = 0,81$; $\eta_{об} = 0,966$; $\eta_{пгд} = 0,782$.

Задача 2.31. Форма лопасти ПГД двукратного действия ($k = 2$) включает прямоугольник шириной $B = 100$ мм и двух полукругов радиусом $R_o = 80$ мм, диаметр вала $d = 100$ мм (рис.2. 28). Давление нагнетания $p_n = 10,03$ МПа, противодействие в сливной камере $p_{сл} = 30$ кПа; расход масла $Q = 2$ л/с. КПД гидродвигателя: механический $\eta_m = 0,94$; объемный $\eta_{об} = 0,97$.

Определить крутящий момент M и угловую скорость поворота ω , развиваемую выходным валом, а также полезную мощность $N_{эф}$ двигателя и необходимую мощность привода, потребляемую ПГД.

Ответы: $M = 88,2$ кН·м; $\omega = 0,41$ рад/с; $N_{эф} = 36,4$ кВт; $N_{пр} = 20$ кВт.

Задача 2.32. Лопасть поворотный гидродвигатель имеет лопасть в форме полукруга. Определить радиус R пластины, при котором ПГД развивает полезный крутящий момент $M = 30$ кН·м, приняв КПД $\eta_m = 0,95$ и диаметр d на 10% меньше радиуса R .

Ответ: $R = 100$ мм.

Задача 2.33. Двухкамерный двухлопастной ПГД с лопастями полукруглой формы радиусом $R = 90$ мм и валом диаметром $d = 80$ мм должен обеспечивать полезный крутящий момент $M = 4,25$ кН·м, механический КПД ПГД $\eta_m = 0,82$. Рассчитать необходимое давление нагнетания масла в рабочей камере, если давление слива равно 0,1 МПа. Определить угловую скорость поворота при расходе масла $Q_d = 1,2$ л/с и объемном КПД ПГД $\eta_{од} = 0,87$.

Ответ: $Q = 4$ л/с; $M = 49$ кН·м.

Задача 2.34. Лопасть ПГД с пластиной прямоугольной формы шириной $B = 100$ мм и радиусами камеры: наружный $R = 160$ мм, внутренний $r = 60$ мм развивает полезный крутящий момент $M = 451$ Н·м с угловой скоростью $\omega = 5$ рад/с. Противодействие слива $p_{сл} \approx 0$. Механический $\eta_m = 0,81$; объемный $\eta_{об} = 0,97$. Определить рабочее давление и расход.

Ответы: $p_n = 5$ МПа, расход $Q = 32$ л/мин.

Литература по теме 2

1. Дорошенко В.А. Объемный гидро- и пневмопривод: учебное пособие. Екатеринбург. Изд-во Урал. ун-та, 2019. – 196 с.
2. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник: Библиотека конструктора. – 4-е изд. М.: Машиностроение, 2004.
3. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 430 с.
4. Дорошенко В.А. Основы гидрогазодинамики и гидропневмопривода. 2017 – 206 с. Open Science Publishing Raleigh, North Carolina, USA, 2017 – 203 с.