

Министерство сельского хозяйства РФ
ФГБОУ ВО «Государственный аграрный университет Северного
Зауралья» Инженерно-технологический институт
Кафедра «Технические системы в АПК»

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

по дисциплине «Гидропневмоприводы сельскохозяйственной техники»

Вариант № 4

Выполнил: студент группы (название)

(Ф.И.О. студента полностью)

Проверил: _____

(Ф.И.О. преподавателя)

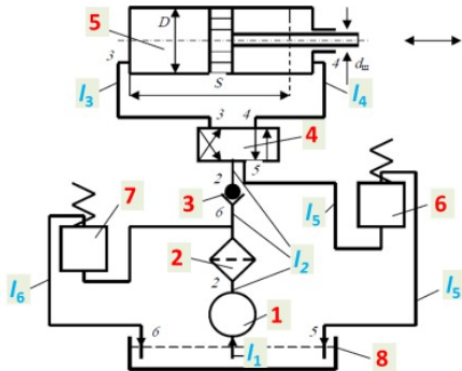
Задача № 1

Условие:

Произвести расчет гидропривода сельскохозяйственной машины.

Решение:

1) Расчет гидроцилиндра:

$\frac{d_{ш}}{D} = 0,5$	 <p style="font-size: small; text-align: center;"> 1 – насос объёмного типа; 2 – фильтр; 3 – клапан обратный; 4 – распределитель золотникового типа; 5 – гидродвигатель поступательного действия (гидроцилиндр); 6 – клапан подпорный; 7 – клапан предохранительный; 8 – бак с рабочей жидкостью. </p>
$F_{\max} = 65000 \text{ Н}$	
$T = 24 \text{ с}$	
$s = 350 \text{ мм}$	
Найти: $N_{\text{гц}} - ?$	

а) диаметр гидроцилиндра D:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot k_3 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot \rho_{\text{ном}} \cdot \eta_{\text{гм}} \cdot \left(1 - \left(\frac{d_{ш}}{D}\right)^2\right)}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,1 \cdot 65000}{3,14 \cdot 16 \cdot 0,9 \cdot (1 - (0,5)^2)}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{286000}{33,912}} = 91,83 \text{ мм.}$$

где k_3 – коэффициент запаса по давлению, учитывающий потери давления в трубопроводах ($k_3 = 1,1$);

F_{\max} – максимальное усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

$\rho_{\text{ном}}$ – номинальное давление в гидросистеме ($\rho_{\text{ном}} = 16$), МПа;

$\eta_{\text{гм}}$ – гидромеханический КПД гидроцилиндра ($\eta_{\text{гм}} = 0,9$);

$\frac{d_{\text{ш}}}{D}$ – отношение диаметра штока к диаметру поршня.

В соответствии с полученным значением D принимается ближайшее большее значение $D = 100$ из ряда стандартных значений диаметров гидроцилиндра.

б) объем поршневой полости гидроцилиндра V_n :

$$V_n = \frac{D^2 * s}{1,27 * 10^6} = \frac{10000 * 350}{1270000} = 2,76 \text{ л.}$$

где D – диаметр гидроцилиндра, мм;

s – максимальный ход штока гидроцилиндра, мм.

в) необходимый расход рабочей жидкости (подача насоса) Q :

$$Q = \frac{V_n * 60}{T} = \frac{2,76 * 60}{24} = 6,9 \text{ л/мин.}$$

где T – время выдвигания штока гидроцилиндра, л/мин.

г) скорость рабочего $\vartheta_{\text{рх}}$ хода поршня для конструкции гидроцилиндра с односторонним штоком:

$$\vartheta_{\text{рх}} = \frac{4 * Q}{6 * 10^{-2} * \pi * D^2} = \frac{4 * 6,9}{0,06 * 3,14 * 10000} = 0,015 \text{ м/с.}$$

д) скорость холостого $\vartheta_{\text{хх}}$ хода поршня для конструкции гидроцилиндра с

односторонним штоком:

$$v_{xx} = \frac{4 \cdot Q}{6 \cdot 10^{-2} \cdot \pi \cdot (D^2 - d_{ш}^2)} = \frac{4 \cdot 6,9}{0,06 \cdot 3,14 \cdot (10000 - 2500)} = 0,020 \text{ м/с.}$$

е) потребляемая мощность гидроцилиндра $N_{гц}$:

$$N_{гц} = \frac{F_{max} \cdot v_{px}}{\eta \cdot \eta_{дв}} = \frac{65000 \cdot 0,015}{0,7 \cdot 0,9} = 1548 \text{ Вт.}$$

где F_{max} – максимальное усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

η – полный КПД объемного гидропривода ($\eta = 0,7$);

$\eta_{дв}$ – полный КПД привода (двигателя) ($\eta_{дв} = 0,9$).

2) Расчет потерь давления в гидросистеме:

$l_1 = 0,6 \text{ м}$	<p>1 – насос объёмного типа; 2 – фильтр; 3 – клапан обратный; 4 – распределитель золотникового типа; 5 – гидроцилиндр; 6 – клапан подпорный; 7 – клапан предохранительный; 8 – бак с рабочей жидкостью.</p>
$l_2 = 1,8 \text{ м}$	
$l_3 = l_4 = 3,2 \text{ м}$	
$l_5 = 0,5 \text{ м}$	
$l_6 = 0,5 \text{ м}$	
$D_{y1} = D_{y2} = D_{y3} = D_{y4} = D_{y5} = D_{y6} = 0,025 \text{ м}$	
$\nu = 25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с (сСт)}$	
$\rho = 890 \text{ кг/м}^3$	
$g = 9,8 \text{ м/с}^2$	
$\psi = 0,7 \text{ м}^3/\text{м}^2$	
$f = 20 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$	
$d_k = 0,025$	
$l = 0,04$	
Найти:	

$\sum \Delta p_{\text{пол}} - ?$	
----------------------------------	--

Участок 1

а) площадь сечения трубы ω_1 :

$$\omega_1 = \frac{\pi * D_{y1}^2}{4} = \frac{3,14 * 0,025^2}{4} = 0,000490625 \text{ м}^2.$$

б) скорость потока ϑ_1 :

$$\vartheta_1 = \frac{Q * 10^{-4}}{6 * \omega_1} = \frac{6,9 * 0,0001}{6 * 0,000490625} = 0,23 \text{ м/с.}$$

в) число Рейнольдса R_{e1} :

$$R_{e1} = \frac{\vartheta_1 * D_{y1}}{\nu} = \frac{0,23 * 0,025}{25 * 10^{-6}} = 230.$$

г) коэффициент гидравлического сопротивления на трение λ_1 :

$$\lambda_1 = \frac{75}{R_{e1}} = \frac{75}{230} = 0,326.$$

д) потери давления на трение по длине Δp_1 :

$$\Delta p_1 = \lambda_1 * \rho * g * \frac{l_1 * \vartheta_1^2}{D_{y1} * 2} =$$

$$= 0,326 \cdot \frac{0,6 \cdot 0,0529}{0,025 \cdot 2 \cdot 9,8} \cdot 890 \cdot 9,8 = 184,82 \text{ Па.}$$

Участок 2

а) площадь сечения трубы ω_2 :

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot D_{y2}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} = 0,000490625 \text{ м}^2.$$

б) скорость потока ϑ_2 :

$$\vartheta_2 = \frac{Q \cdot 10^{-4}}{6 \cdot \omega_2} = \frac{6,9 \cdot 0,0001}{6 \cdot 0,000490625} = 0,23 \text{ м/с.}$$

в) число Рейнольдса R_{e2} :

$$R_{e2} = \frac{\vartheta_2 \cdot D_{y2}}{\nu} = \frac{0,23 \cdot 0,025}{25 \cdot 10^{-6}} = 230.$$

г) коэффициент гидравлического сопротивления на трение λ_2 :

$$\lambda_2 = \frac{75}{R_{e2}} = \frac{75}{230} = 0,326.$$

д) потери давления на трение по длине Δp_2 :

$$\Delta p_2 = \lambda_2 \cdot \frac{l_2 \cdot \vartheta_2^2}{D_{y2} \cdot 2 \cdot g} \cdot \rho \cdot g =$$

$$= 0,326 \cdot \frac{1,8 \cdot 0,0529}{0,025 \cdot 2 \cdot 9,8} \cdot 890 \cdot 9,8 = 551,61 \text{ Па.}$$

Участок 2 (фильтр)

а) потери давления в фильтре Δp_{ϕ} :

$$\begin{aligned} \Delta p_{\phi} &= 5,95 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{Q \cdot 10^{-4} \cdot v \cdot \rho}{6 \cdot \psi \cdot f} = \\ &= 5,95 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{6,9 \cdot 10^{-4} \cdot 25 \cdot 10^{-6} \cdot 890}{6 \cdot 0,7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,01 \cdot 10^{-7} \text{ Па.} \end{aligned}$$

где ψ – удельная пропускная способность фильтрующего элемента, зависящая от материала фильтра, м³/м²;

f – площадь фильтрующей поверхности, м².

Участок 2 (клапан обратный)

а) потери давления в обратном клапане $\Delta p_{\text{кл}}$:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{кл}} &= \rho \cdot g \cdot \frac{Q^2 \cdot 10^{-8}}{4,5 \cdot \pi \cdot g \cdot d_{\text{к}}^4} \cdot (1 + f_0) = \\ &= 890 \cdot 9,8 \cdot \frac{6,9^2 \cdot 10^{-8}}{4,5 \cdot 3,14 \cdot 9,8 \cdot 0,025^4} \cdot (1 + 0,625 \cdot 10^{-6}) = 76,77 \text{ Па.} \end{aligned}$$

где $d_{\text{к}}$ – диаметр проходного сечения, м;

f_0 – коэффициент, зависящий от профиля отверстия, его длины и рода протекающей через него жидкости:

$$f_0 = \alpha_0 * \frac{v * (l + \alpha')}{\phi} = 0,01 * \frac{25 * 10^{-6} * (0,04 + 0,06)}{0,04} = 0,625 * 10^{-6}.$$

где α_0 – коэффициент, зависящий от рода жидкости (для минеральных масел $\alpha_0 = 0,01$);

l – длина канала круглого сечения, м;

α' – коэффициент, зависящий от продольной формы отверстия канала ($\alpha' = 0,06$);

ϕ – коэффициент, зависящий от поперечной формы отверстия канала ($\phi = 0,04$).

Участок 2 (гидрораспределитель золотниковый)

а) потери давления в гидрораспределителе $\Delta p_{гр}$:

$$\Delta p_{гр} = \zeta * \frac{v_{гр}^2}{2 * g} * \rho * g = 5 * \frac{9}{19,6} * 890 * 9,8 = 20025 \text{ Па.}$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления ($\zeta = 5 \dots 7$);

$v_{гр}$ – скорость движения жидкости через золотник ($v_{гр} = 3 \dots 5$), м/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Участок 3 и 4

а) площадь сечения трубы $\omega_{3,4}$:

$$\omega_{3,4} = \frac{\pi * D_{y3,4}^2}{4} = \frac{3,14 * 0,025^2}{4} = 0,000490625 \text{ м}^2.$$

б) скорость потока $v_{3,4}$:

$$v_{3,4} = \frac{Q * 10^{-4}}{6 * \omega_{3,4}} = \frac{6,9 * 0,0001}{6 * 0,000490625} = 0,23 \text{ м/с.}$$

в) число Рейнольдса $R_{e3,4}$:

$$R_{e3,4} = \frac{v_{3,4} * D_{y3,4}}{\nu} = \frac{0,23 * 0,025}{25 * 10^{-6}} = 230.$$

г) коэффициент гидравлического сопротивления на трение $\lambda_{3,4}$:

$$\lambda_{3,4} = \frac{75}{R_{e3,4}} = \frac{75}{230} = 0,326.$$

д) потери давления на трение по длине $\Delta p_{3,4}$:

$$\begin{aligned} \Delta p_{3,4} &= \lambda_{3,4} * \frac{l_{3,4} * v_{3,4}^2}{D_{y3,4} * 2 * g} * \rho * g = \\ &= 0,326 * \frac{3,2 * 0,0529}{0,025 * 2 * 9,8} * 890 * 9,8 = 982,3 \text{ Па.} \end{aligned}$$

е) потери давления в местных сопротивлениях (плавный поворот) $\Delta p_{m3,4}$:

$$\begin{aligned}\Delta p_{\text{м3,4}} &= n \cdot b_3 \cdot \zeta \cdot \frac{v_{3,4}^2}{2 \cdot g} \cdot \rho \cdot g = \\ &= 6 \cdot 1,2 \cdot 5 \cdot \frac{0,0529}{2 \cdot 9,8} \cdot 890 \cdot 9,8 = 847,46 \text{ Па.}\end{aligned}$$

где n – количество поворотов на участках 3-3 и 4-4 ($n = 6$);

b_3 – поправочный коэффициент, приближенно учитывающий зависимость величины гидравлических потерь в местном сопротивлении от числа Рейнольдса при ламинарном режиме течения рабочей жидкости ($b_3 = 1,2$);

ζ – коэффициент местного сопротивления ($\zeta = 5$).

ж) общие потери давления на участках 3 и 4 $\Delta p_{\text{общ3,4}}$:

$$\Delta p_{\text{общ3,4}} = \Delta p_{3,4} + \Delta p_{\text{м3,4}} = 982,3 + 847,6 = 1829,9 \text{ Па.}$$

Участок 3 и 4 (гидроцилиндр)

а) потери давления в местных сопротивлениях гидроцилиндра $\Delta p_{\text{гц}}$:

$$\begin{aligned}\Delta p_{\text{гц}} &= b_3 \cdot (f_{\text{вх}} + f_{\text{вых}}) \cdot \frac{v_{3,4}^2}{2 \cdot g} \cdot \rho \cdot g = \\ &= 1,2 \cdot (0,5 + 2) \cdot \frac{0,0529}{2 \cdot 9,8} \cdot 890 \cdot 9,8 = 70,62 \text{ Па.}\end{aligned}$$

где b_3 – поправочный коэффициент, приближенно учитывающий зависимость величины гидравлических потерь в местном сопротивлении от

числа Рейнольдса при ламинарном режиме течения рабочей жидкости ($b_3 = 1,2$);

$f_{\text{вх}}$ – коэффициент местного сопротивления на входе в гидроцилиндр ($f_{\text{вх}} = 0,5$);

$f_{\text{вых}}$ – коэффициент местного сопротивления на выходе в гидроцилиндр ($f_{\text{вых}} = 2$).

Участок 5

а) площадь сечения трубы ω_5 :

$$\omega_5 = \frac{\pi * D_{y5}^2}{4} = \frac{3,14 * 0,025^2}{4} = 0,000490625 \text{ м}^2.$$

б) скорость потока ϑ_5 :

$$\vartheta_5 = \frac{Q * 10^{-4}}{6 * \omega_5} = \frac{6,9 * 0,0001}{6 * 0,000490625} = 0,23 \text{ м/с.}$$

в) число Рейнольдса R_{e5} :

$$R_{e5} = \frac{\vartheta_5 * D_{y5}}{\nu} = \frac{0,23 * 0,025}{25 * 10^{-6}} = 230.$$

г) коэффициент гидравлического сопротивления на трение λ_5 :

$$\lambda_5 = \frac{75}{R_{e5}} = \frac{75}{230} = 0,326.$$

д) потери давления на трение по длине Δp_5 :

$$\begin{aligned} \Delta p_5 &= \lambda_5 \cdot \frac{l_5 \cdot \vartheta_5^2}{D_{y5} \cdot 2 \cdot g} \cdot \rho \cdot g = \\ &= 0,326 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,0529}{0,025 \cdot 2 \cdot 9,8} \cdot 890 \cdot 9,8 = 153,48 \text{ Па.} \end{aligned}$$

е) потери давления в местных сопротивлениях Δp_{m5} :

$$\begin{aligned} \Delta p_{m5} &= n \cdot b_5 \cdot \zeta \cdot \frac{\vartheta_5^2}{2 \cdot g} \cdot \rho \cdot g = \\ &= 6 \cdot 1,2 \cdot 6 \cdot \frac{0,0529}{2 \cdot 9,8} \cdot 890 \cdot 9,8 = 1016,95 \text{ Па.} \end{aligned}$$

где n – количество поворотов на участках 5-5 ($n = 6$);

b_5 – поправочный коэффициент, приближенно учитывающий зависимость величины гидравлических потерь в местном сопротивлении от числа Рейнольдса при ламинарном режиме течения рабочей жидкости ($b_5 = 1,2$);

ζ – коэффициент местного сопротивления ($\zeta = 6$).

ж) общие потери давления на участке 5 $\Delta p_{\text{общ}5}$:

$$\Delta p_{\text{общ}5} = \Delta p_5 + \Delta p_{m5} = 153,48 + 1016,95 = 1170,43 \text{ Па.}$$

Участок 5 (клапан подпорный)

а) потери давления в подпорном клапане $\Delta p_{\text{кл}}$:

$$\Delta p_{\text{кл}} = \rho * g * \frac{Q^2 * 10^{-8}}{4,5 * \pi * g * d_{\text{к}}^4} * (1 + f_0) =$$

$$= 890 * 9,8 * \frac{6,9^2 * 10^{-8}}{4,5 * 3,14 * 9,8 * 0,025^4} * (1 + 0,75 * 10^{-6}) = 76,77 \text{ Па.}$$

где $d_{\text{к}}$ – диаметр проходного сечения, м;

f_0 – коэффициент, зависящий от профиля отверстия, его длины и рода протекающей через него жидкости:

$$f_0 = \alpha_0 * \frac{v * (l + \alpha')}{\phi} = 0,01 * \frac{25 * 10^{-6} * (0,06 + 0,06)}{0,04} = 0,75 * 10^{-6}.$$

где α_0 – коэффициент, зависящий от рода жидкости (для минеральных масел $\alpha_0 = 0,01$);

l – длина канала круглого сечения ($l = 0,06$), м;

α' – коэффициент, зависящий от продольной формы отверстия канала ($\alpha' = 0,06$);

ϕ – коэффициент, зависящий от поперечной формы отверстия канала ($\phi = 0,04$).

Потери давления во всех присоединениях

а) потери давления во всех присоединениях $\Delta p_{\text{пр}}$

$$\begin{aligned}\Delta p_{\text{пр}} &= n * b_{\text{ср}} * \zeta_{\text{ср}} * \frac{v_{\text{ср}}^2}{2 * g} * \rho * g = \\ &= 12 * 1,2 * 0,15 * \frac{9}{2 * 9,8} * 890 * 9,8 = 8650,8 \text{ Па.}\end{aligned}$$

где n – количество присоединений в гидросистеме ($n = 12$);

$b_{\text{ср}}$ – поправочный коэффициент, приближенно учитывающий зависимость величины гидравлических потерь в местном сопротивлении от числа Рейнольдса при ламинарном режиме течения рабочей жидкости ($b_3 = 1,2$);

$\zeta_{\text{ср}}$ – коэффициент местного сопротивления ($\zeta_{\text{ср}} = 0,15$);

$v_{\text{ср}}$ – коэффициент местного сопротивления ($v_{\text{ср}} = 3 \dots 4$), м/с.

Общие потери давления в гидросистеме

а) общие потери давления в гидросистеме $\sum \Delta p_{\text{пол}}$:

$$\begin{aligned}\sum \Delta p_{\text{пол}} &= \sum \Delta p_{1-5} = 184,82 + 551,61 + 76,77 + 20025 + 1829,9 + \\ &+ 70,62 + 1170,43 + 76,77 + 8650,8 = 32636,72 \text{ Па.}\end{aligned}$$

где $\sum \Delta p_{1-5}$ – потери давления на участках и в элементах гидроаппаратуры.

Таблица – Результаты расчета потерь давления в гидросистеме

Наименование участка	Характеристика участка					Коэффициенты потерь		Потеря давления Δp , МПа
	Вид участка	Размеры		Скорость потока v , м ² /с	Число Рейнольдса Re	λ	ζ	
		Длина l , м	Площадь сечения ω , м ²					
Участок № 1	Всасывающая линия	0,6	0,000490625	0,000025	230	0,326	-	184,82
Участок № 2	Нагнетательная линия	1,8					5	20653,38
Участок № 3 и 4	Исполнительная линия	3,2					5	1900,52
Участок № 5	Сливная линия	0,5					6	1247,2

3) Выбор объемного насоса и расчет его параметров:

$m = 5$	
$z = 11$	
$\nu = 25 * 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с (сСт)}$	
$\vartheta_{\text{окр}} = 4,4 \text{ м/с}$	
Найти: D_n и b - ?	

а) мощность на валу насоса N_n :

$$N_n = \frac{16,7 * P_{\text{нас}} * Q}{\eta} = \frac{16,7 * 16,03 * 6,9}{0,7} = 2638,8 \text{ Вт.}$$

где $P_{\text{нас}}$ – рабочее давление, создаваемое насосом, МПа:

$$P_{\text{нас}} = P_{\text{ном}} + 10^{-6} * \sum \Delta p_{\text{пол}} = 16 + 10^{-6} * 32636,72 = 16,03 \text{ МПа.}$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальное давление в гидросистеме ($P_{\text{ном}} = 16$), МПа;

$\sum \Delta p_{\text{пол}}$ – общие потери давления в гидросистеме, Па.

б) диаметр наружной окружности D_n :

$$D_n = m * (z + 3) = 5 * (11 + 3) = 70 \text{ мм.}$$

в) частота вращения зубчатого колеса n :

$$n = \frac{10^3 * v_{\text{окр}}}{\pi * D_n} = \frac{10^3 * 4,4}{3,14 * 70} = 20 \text{ об/с.}$$

где $v_{\text{окр}}$ – окружная скорость, м/с;

D_n – диаметр наружной окружности зубчатого колеса, мм.

г) диаметр начальной окружности зубчатого колеса $D_{\text{нач}}$:

$$D_{\text{нач}} = m * z = 5 * 11 = 55 \text{ мм.}$$

д) ширина зубчатого колеса b :

$$b = (6 \dots 8) * m = 6 * 5 = 30 \text{ мм.}$$

е) шаг начальной окружности t_H :

$$t_H = \pi * \frac{D_H}{z} = 3,14 * \frac{70}{11} = 19,98 \text{ мм.}$$

4) Установление зависимости потребляемой мощности гидроцилиндра от числа оборотов насоса:

а) расход рабочей жидкости при новых числах оборота n_i для шестеренного насоса:

$$Q_i = 2 * \pi * D_H * m * b * n_i * \eta_0 * 10^{-9}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где η_0 – объемный КПД насоса ($\eta_0 = 0,85$).

$$Q_{80} = 2 * 3,14 * 70 * 5 * 30 * 80 * 0,85 * 10^{-9} = 0,004 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{85} = 2 * 3,14 * 70 * 5 * 30 * 85 * 0,85 * 10^{-9} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{90} = 2 * 3,14 * 70 * 5 * 30 * 90 * 0,85 * 10^{-9} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{95} = 2 * 3,14 * 70 * 5 * 30 * 95 * 0,85 * 10^{-9} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{105} = 2 * 3,14 * 70 * 5 * 30 * 105 * 0,85 * 10^{-9} = 0,006 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{110} = 2 * 3,14 * 70 * 5 * 30 * 110 * 0,85 * 10^{-9} = 0,006 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{115} = 2 * 3,14 * 70 * 5 * 30 * 115 * 0,85 * 10^{-9} = 0,006 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$Q_{120} = 2 * 3,14 * 70 * 5 * 30 * 120 * 0,85 * 10^{-9} = 0,007 \text{ м}^3/\text{с}.$$

б) скорость рабочего $\vartheta_{\text{рх.}i}$ хода поршня для конструкции гидроцилиндра с односторонним штоком:

$$\vartheta_{\text{рх.}i} = \frac{4 * Q_i}{\pi * D^2}, \text{ м/с},$$

где D – диаметр гидроцилиндра, м.

$$\vartheta_{\text{рх.}80} = \frac{4 * 0,004}{3,14 * 0,01} = 0,51 \text{ м/с},$$

$$\vartheta_{\text{рх.}85} = \frac{4 * 0,005}{3,14 * 0,01} = 0,637 \text{ м/с},$$

$$\vartheta_{\text{рх.}90} = \frac{4 * 0,005}{3,14 * 0,01} = 0,637 \text{ м/с},$$

$$\vartheta_{\text{рх.}95} = \frac{4 * 0,005}{3,14 * 0,01} = 0,637 \text{ м/с},$$

$$\vartheta_{\text{рх.}105} = \frac{4 * 0,006}{3,14 * 0,01} = 0,764 \text{ м/с},$$

$$\vartheta_{\text{рх.}110} = \frac{4 * 0,006}{3,14 * 0,01} = 0,764 \text{ м/с},$$

$$\vartheta_{\text{рх.}115} = \frac{4 * 0,006}{3,14 * 0,01} = 0,764 \text{ м/с},$$

$$\vartheta_{\text{рх.}120} = \frac{4 * 0,007}{3,14 * 0,01} = 0,892 \text{ м/с}.$$

в) потребляемая мощность гидроцилиндра $N_{\text{гц}i}$:

$$N_{\text{гц}i} = \frac{F_{\text{max}} * \vartheta_{\text{рх}i}}{\eta * \eta_{\text{дв}}}, \quad \text{Вт,}$$

где F_{max} – максимальное усилие на штоке гидроцилиндра, Н;

η – полный КПД объемного гидропривода ($\eta = 0,7$);

$\eta_{\text{дв}}$ – полный КПД привода (двигателя) ($\eta_{\text{дв}} = 0,9$).

$$N_{\text{гц}80} = \frac{65000 * 0,51}{0,7 * 0,9} = 52619 \quad \text{Вт,}$$

$$N_{\text{гц}85} = \frac{65000 * 0,637}{0,7 * 0,9} = 65722,22 \quad \text{Вт,}$$

$$N_{\text{гц}90} = \frac{65000 * 0,637}{0,7 * 0,9} = 65722,22 \quad \text{Вт,}$$

$$N_{\text{гц}95} = \frac{65000 * 0,637}{0,7 * 0,9} = 65722,22 \quad \text{Вт,}$$

$$N_{\text{гц}105} = \frac{65000 * 0,764}{0,7 * 0,9} = 78825,4 \quad \text{Вт,}$$

$$N_{\text{гц}110} = \frac{65000 * 0,764}{0,7 * 0,9} = 78825,4 \quad \text{Вт,}$$

$$N_{\text{гц}115} = \frac{65000 * 0,764}{0,7 * 0,9} = 78825,4 \quad \text{Вт,}$$

$$N_{\text{гц}120} = \frac{65000 * 0,892}{0,7 * 0,9} = 92031,75 \quad \text{Вт.}$$

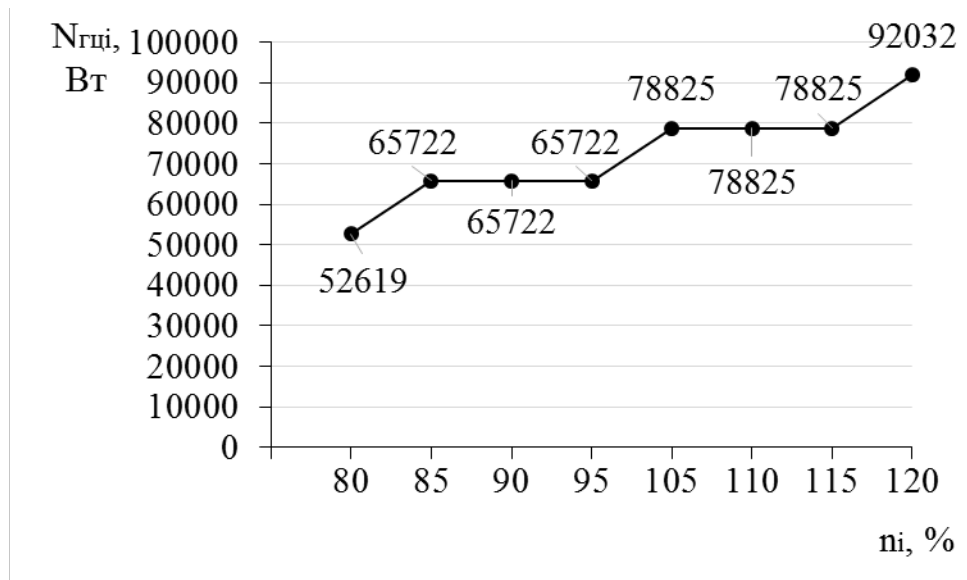


Рисунок – Зависимости потребляемой мощности гидроцилиндра от числа оборотов насоса

Задача № 2

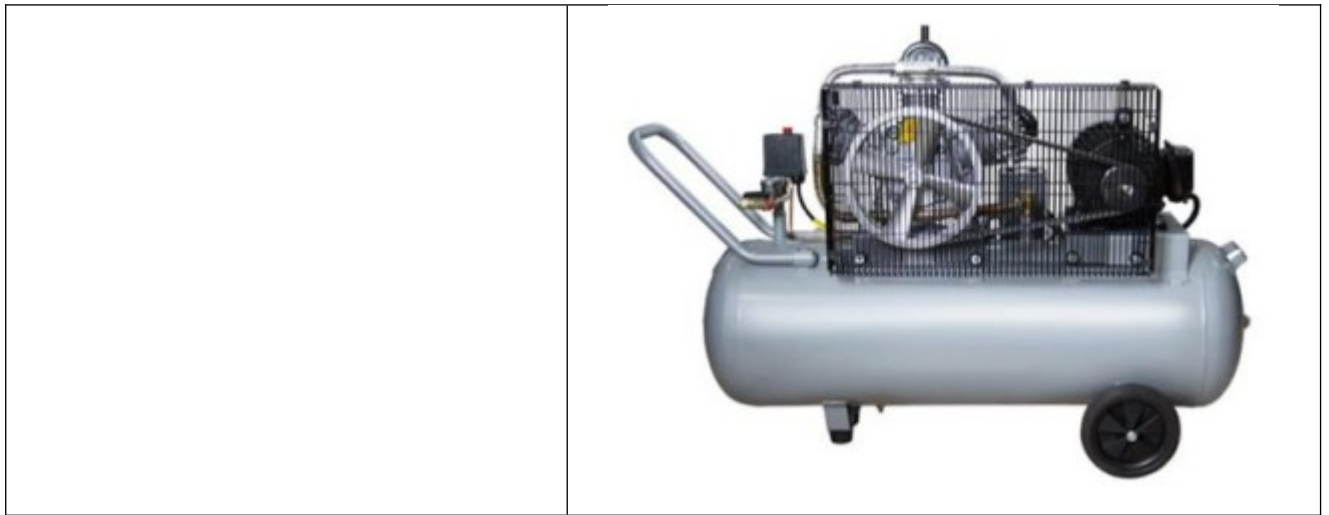
Условие:

Рассчитать фактическую производительность поршневого компрессора.

Дано:

Дан трехцилиндровый поршневой компрессор двойного действия.

$D = 0,15 \text{ м}$	
$s = 0,22 \text{ м}$	
$n = 340 \text{ об/мин}$	
$P_1 = 0,2 \text{ МПа}$	
$P_2 = 1,0 \text{ МПа}$	
$\lambda_0 = 0,86$	
Найти: $Q - ?$	



Решение:

1) Площадь сечения поршня F :

$$F = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{3,14 * 0,15^2}{4} = 0,018 \text{ м}^2.$$

2) Коэффициент подачи λ :

$$\lambda = \lambda_0 / \left(1,01 - \frac{0,02 * P_2}{P_1} \right) = 0,86 / \left(1,01 - \frac{0,02 * 1,0}{0,2} \right) = 0,95.$$

3) Производительность компрессора Q :

$$Q = 3 * \lambda * z * F * s * n * 60 = \\ = 3 * 0,95 * 2 * 0,018 * 0,22 * 340 * 60 = 460,5 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $z = 2$ – коэффициент для компрессора двойного действия;

3 – компрессор трехцилиндровый, т.е. три цилиндра работают параллельно друг другу.

Ответ: $Q = 460,5 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Задача № 3

Условие:

Рассчитать величину вредного объема газа поршневого компрессора.

Дано:

$D = 0,25 \text{ м}$	
$s = 0,25 \text{ м}$	
$n = 100 \text{ об/мин}$	
$P_1 = 0,15 \text{ МПа}$	
$P_2 = 0,45 \text{ МПа}$	
$Q = 1,2 \text{ м}^3/\text{мин}$	
$m = 1,3$	
Найти: $V_{\text{вр}} - ?$	

Решение:

1) Площадь сечения поршня F :

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} = 0,049 \text{ м}^2.$$

2) Объем поршня за один ход V_n :

$$V_n = F \cdot s = 0,049 \cdot 0,25 = 0,012 \text{ м}^3.$$

3) Коэффициент подачи λ :

$$\lambda = \frac{Q}{z \cdot F \cdot s \cdot n} = \frac{1,2}{1 \cdot 0,049 \cdot 0,25 \cdot 100} = 0,98.$$

где $z = 1$ – коэффициент для компрессора простого действия.

4) Объем КПД насоса λ_0 :

$$\lambda_0 = \lambda * \left(1,01 - \frac{0,02 * P_2}{P_1} \right) = 0,98 * \left(1,01 - \frac{0,02 * 0,45}{0,15} \right) = 0,93.$$

5) Вредный объем цилиндра $V_{вр}$:

$$V_{вр} = \left[\frac{1 - \lambda_0}{\left(P_2 / P_1 \right)^{1/m} - 1} \right] * V_n = \left[\frac{1 - 0,93}{\left(0,45 / 0,15 \right)^{1/1,3} - 1} \right] * 0,012 =$$
$$\left[\frac{0,07}{2,33 - 1} \right] * 0,012 = 0,001 \text{ м}^3.$$

Ответ: $V_{вр} = 0,001 \text{ м}^3$.

Задача № 4

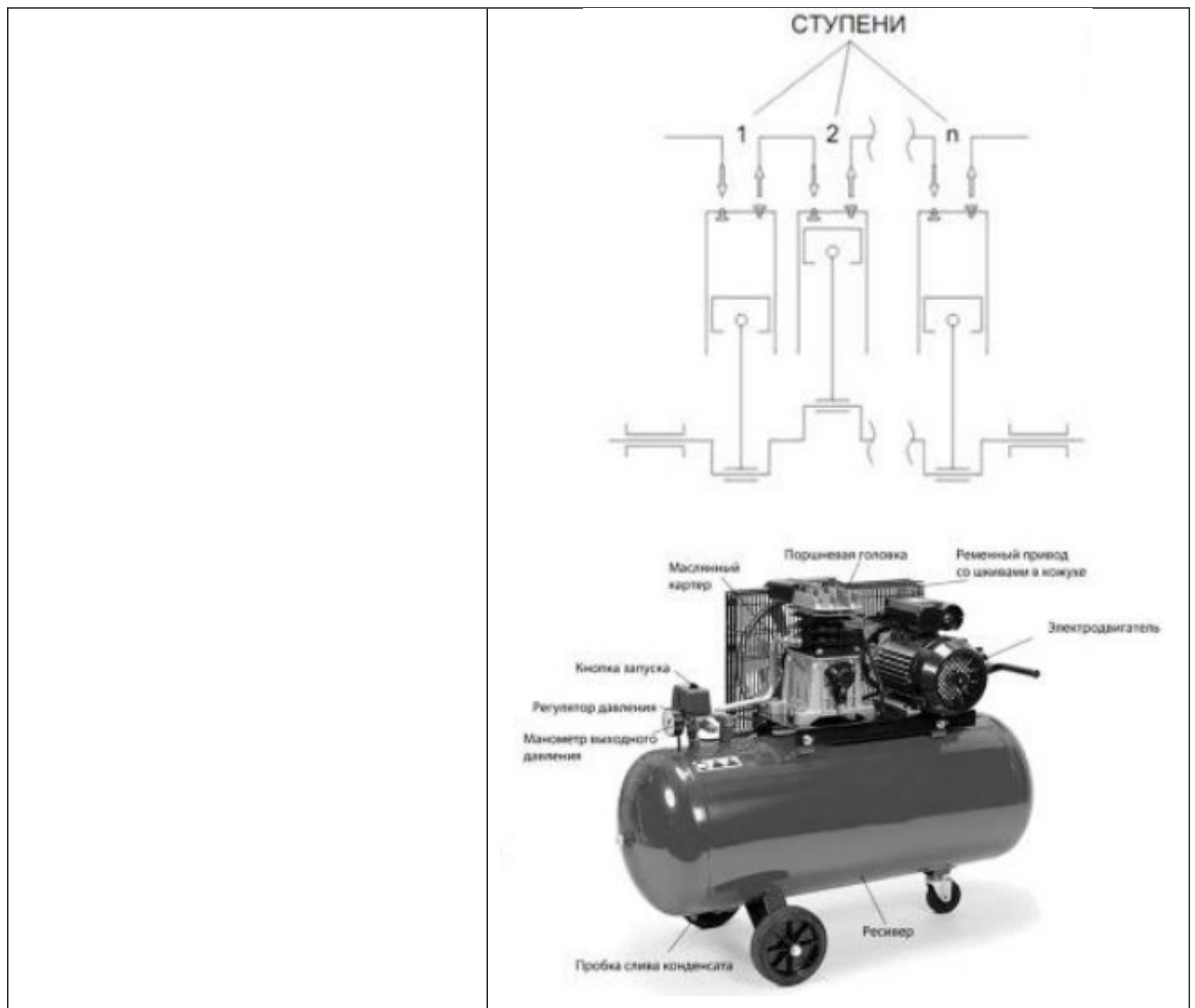
Условие:

Определить количество ступеней сжатия компрессора и значения давлений на каждой ступени.

Дано:

Необходимо осуществлять подачу воздуха в размере $16 \text{ м}^3/\text{ч}$ под давлением $1,6 \text{ МПа}$.

$P_n = 0,1 \text{ МПа}$	
$P_k = 1,5 \text{ МПа}$	
$x = 2,8$	
Найти: n, P_{k1}, P_{k2} и $P_{k3} - ?$	



Решение:

1) Количество ступеней сжатия компрессора n :

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_K}{P_H}\right)}{\log(x)} = \frac{\log\left(\frac{1,5}{0,1}\right)}{\log(2,8)} = \frac{1,1760913}{0,4471580} = 2,63 \approx 3.$$

2) Уточнение степени сжатия одной ступени:

$$x = \sqrt[n]{\frac{P_K}{P_H}} = \sqrt[3]{\frac{1,5}{0,1}} = 2,47.$$

3) Конечное давление первой ступени $P_{к1}$ ($n = 1$):

$$P_{к1} = P_H * X^n = 0,1 * 2,47^1 = 0,2 \text{ МПа.}$$

4) Конечное давление второй ступени $P_{к2}$ ($n = 2$):

$$P_{к2} = P_H * X^n = 0,1 * 2,47^2 = 0,6 \text{ МПа.}$$

5) Конечное давление третьей ступени $P_{к3}$ ($n = 3$):

$$P_{к3} = P_H * X^n = 0,1 * 2,47^3 = 1,5 \text{ МПа.}$$

Ответ: $n = 3$; $P_{к1} = 0,2$ МПа; $P_{к2} = 0,6$ МПа; $P_{к3} = 1,5$ МПа. В компрессоре 3 ступени сжатия компрессора, причем на первой ступени давление повышается с 0,1 МПа до 0,2 МПа, на второй – с 0,2 МПа до 0,6 МПа и на третьей – с 0,6 МПа до 1,5 МПа.

Задача № 5


Условие:

Подобрать компрессор по заданным условиям. Необходимо выяснить, подходит ли имеющийся в наличии компрессор для выполнения поставленной задачи. В случае если компрессор не подходит, рассчитать, на сколько нужно увеличить частоту вращения вала, чтобы его применение стало возможным.

Дано:

Требуется обеспечить подачу воздуха Q_n одноступенчатым поршневым

компрессором двойного действия:

$Q_n = 8,7 \text{ м}^3/\text{мин}$	
$D = 0,13 \text{ м}$	
$s = 0,17 \text{ м}$	
$n = 160 \text{ об/мин}$	
$P_1 = 0,1 \text{ МПа}$	
$P_2 = 0,9 \text{ МПа}$	
$c = 0,09 \text{ м}^3/\text{мин}$	
$m = 1,2$	
Найти:	
$Q - ?$	

Решение:

1) Площадь сечения поршня F :

$$F = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{3,14 * 0,13^2}{4} = 0,013 \text{ м}^2.$$

2) Объем КПД насоса λ_0 :

$$\lambda_0 = 1 - c * \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/m} - 1 \right] = 1 - 0,09 * \left[\left(\frac{0,9}{0,1} \right)^{1/1,2} - 1 \right] =$$

$$= 1 - 0,09 * 5,24 = 0,53.$$

3) Коэффициент подачи λ :

$$\lambda = \lambda_0 / \left(1,01 - \frac{0,02 * P_2}{P_1} \right) = 0,53 / \left(1,01 - \frac{0,02 * 0,9}{0,1} \right) = 0,64.$$

4) Производительность компрессора Q:

$$Q = \lambda * z * F * s * n * 60 =$$

$$= 0,64 * 2 * 0,013 * 0,17 * 160 * 60 = 27,2 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $z = 2$ – коэффициент для компрессора двойного действия.

5) Соблюдение заданных условий $Q \geq Q_n$:

$$27,2 \geq 8,7.$$

Ответ: Имеющийся в наличии компрессор подходит для выполнения поставленной задачи.

Список использованной литературы

1. Белоусов В.А., Гордеенко А.В. Гидропривод сельскохозяйственной техники. Гидрообъемное рулевое управление: методические указания по изучению дисциплины и выполнению лабораторной работы. Горки: БГСХА, 2018. 27 с.
2. Дорошенко В.А. Объемный гидро- и пневмопривод: учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2019. 196 с.

3. Ивановский Ю.К., Моргунов К.П. Основы теории гидропривода: Учебное пособие. СПб: Издательство «Лань», 2018. 200 с.
4. Исаев Ю.М., Корнев В.П. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования. М.: Издательский центр «Академия», 2017. 176 с.
5. Лахмаков В.С. Гидропривод сельскохозяйственной техники: пособие. Минск: БГАТУ, 2018. 164 с.
6. Трифонова Г.О., Трифонова О.И. Гидропневмопривод: следящие системы приводов: учебное пособие для вузов. М.: Издательство «Юрайт», 2021. 140 с.
7. Черноволов В.А. Гидропневмопривод сельскохозяйственной техники: учебное пособие. Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2020. 76 с.