

ГОУ ВПО «Ижевский Государственный Технический Университет»
Кафедра «Тепловые двигатели и установки»

Митюков Н.В.

ГИДРОМАШИНЫ И ГИДРОКОМПРЕССОРЫ

Методические указания к выполнению практических работ
для студентов специальности 170200.65 «Машины
и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Ижевск 2011

УДК 621.65 + 621.51

М 66

ББК 38.762

Рецензент *Макаров С.С.*, канд. техн. наук, доцент, старш. научн. сотр.
ИПМ УрО РАН

Составители: *Митюков Н.В.*, д-р техн. наук, доц.

Рекомендовано к изданию на заседании кафедры «Тепловые двигатели и
установки» ИжГТУ

М66 **Гидромашины и гидрокомпрессоры:** Метод. указ. к выполнению практических работ / сост. Н.В. Митюков. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2011. – 16 с.

УДК 621.65 + 621.51

В методических указаниях содержатся сведения, необходимые для выполнения практических работ по курсу «Гидравлические машины». Предназначено для студентов специальности 170200.65 «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов».

© Митюков Н.В. составление, 2011

© Ижевский государственный технический университет, 2011

Задача 1. Рассчитать рабочее колесо центробежного насоса для подачи воды Q под избыточным давлением p_2 , при давлении входа 10 кПа. Частота вращения ротора насоса n .

Вариант	Q , м ³ /ч	p_2 , кПа	n , об/мин.
1.	150	200	1500
3.	170	200	1500
5.	190	200	1500
7.	210	200	1500
9.	230	200	1500
11.	150	220	1500
13.	170	220	1500
15.	190	220	1500
17.	210	220	1500
19.	230	220	1500
21.	150	250	1500
23.	170	250	1500
25.	190	250	1500
27.	210	250	1500
29.	230	250	1500

Вариант	Q , м ³ /ч	p_2 , кПа	n , об/мин.
2.	150	200	1000
4.	170	200	1000
6.	190	200	1000
8.	210	200	1000
10.	230	200	1000
12.	150	220	1000
14.	170	220	1000
16.	190	220	1000
18.	210	220	1000
20.	230	220	1000
22.	150	250	1000
24.	170	250	1000
26.	190	250	1000
28.	210	250	1000
30.	230	250	1000

Порядок расчета центробежного насоса

1. Рассчитывается создаваемый напор:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g},$$

где p_2 и p_1 – соответственно давление выхода и входа в насос, Па; ρ – плотность жидкости, текущей по насосу, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

2. Определение коэффициента быстроходности:

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0,75}},$$

где n – число оборотов ротора насоса, об/мин; Q – производительность, м³/с; H – создаваемый напор, м.

3. Определение объемного КПД:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + a \cdot n_s^{-0,66}},$$

где a – отношение выходного и входного диаметров насоса (для первого приближения можно принять $a = 0,65 \dots 0,70$).

У крупных центробежных насосов величина объемного КПД при тщательном изготовлении составляет $0,96 \dots 0,98$, у мелких и средних – $0,85 \dots 0,95$.

4. Определение гидравлического КПД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\ln D_{\text{ин}} - 0,172)^2},$$

где $D_{\text{ин}}$ – условный диаметр живого сечения входа в рабочее колесо, называемый также приведенным диаметром входа: $D_{\text{ин}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\text{ст}}^2}$; D_0 – диаметр входа в колесо, м; $d_{\text{ст}}$ – диаметр ступицы, м.

При проектировочных расчетах существует статистическая зависимость для определения приведенного диаметра, где Q – в м³/с, а n – в об/мин:

$$D_{\text{ин}} \approx 4,25 \sqrt[3]{Q/n},$$

У насосов хорошего изготовления значения гидравлического КПД лежат в пределах $0,85 \dots 0,96$. Мелкие насосы с плохой обработкой внутренних поверхностей имеют КПД в диапазоне $0,80 \dots 0,85$.

5. Механический КПД крупных центробежных насосов лежит в диапазоне $0,92 \dots 0,96$.

6. Определение полного КПД насоса:

$$\eta = \eta_o \eta_r \eta_m.$$

7. Определение мощности на валу:

$$N = \frac{\rho Q g H}{\eta}.$$

8. Определение крутящего момента на валу:

$$M = \frac{30 N}{\pi n}.$$

9. Определение диаметра вала:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2[\tau]}},$$

где $[\tau]$ – допустимое напряжение кручения на валу. Для инженерных расчетов стального вала можно принять $[\tau] = 1,2 \dots 2,0$ кН/см².

10. Определение параметров колеса по конструктивно-компоновочным соображениям.

Диаметра ступицы колеса: $d_{ст} = (1,1 \dots 1,4) d_{в}$. При чем, диаметр ступицы верхней границы диапазона характерен для тихоходных насосов, нижняя граница – для быстроходных с оборотами порядка несколько десятков тысяч оборотов в минуту. В первом приближении можно принять диаметр входа в колесо примерно равный приведенному диаметру входа ($D_0 \approx D_{1п}$). Для вынесения входной кромки рабочей лопасти из зоны поворота потока рекомендуется увеличить диаметр входа на лопасти на 20 мм по сравнению с диаметром входа в колесо. Рекомендуется по мере получения проектных размеров начать вычерчивание конструкции рабочего колеса. По конструктивно-компоновочным соображениям рекомендуется принимать длину ступицы $l_{ст} = (1,0 \dots 1,5) d_{ст}$.

11. Построение треугольника скоростей на входе. Окружная скорость потока на входе:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

Абсолютную скорость потока на входе можно принять равной абсолютной скорости входа в рабочее колесо:

$$c_1 = c_0 = \frac{4Q}{\eta_0 \pi D_1^2}.$$

Тогда угол входа потока определится как:

$$\beta_1 = \arctg \frac{c_1}{u_1}.$$

Лопастной угол $\beta_{1л}$ можно определить через угол входа потока: β_1 :

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i,$$

где i – угол атаки, оптимальное значение которого для лопастей, загнутых назад составляет $3^\circ \dots 5^\circ$.

12. Определение ширины лопасти на входе:

$$b_1 = \frac{Q}{\eta_0 \pi D_1 c_1 \mu_1},$$

где μ_1 – коэффициент заполнения сечения активным потоком, обычно составляющим значения $0,85 \dots 0,95$.

13. Определение диаметра выхода.

$$\text{Окружная скорость на выходе: } u_2 = \frac{c}{2} \operatorname{ctg} \beta_2 + \sqrt{\left(\frac{c \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_r}},$$

$$\text{откуда диаметр выхода: } D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}.$$

Если ошибка в отношении диаметров составляет менее 10%, то результаты расчетов можно принять как окончательные, при превышении ошибки 10% необходимо провести второе приближение и вернуться к пункту 3.

14. Ширина лопасти на выходе можно определить из условия постоянства абсолютной скорости:

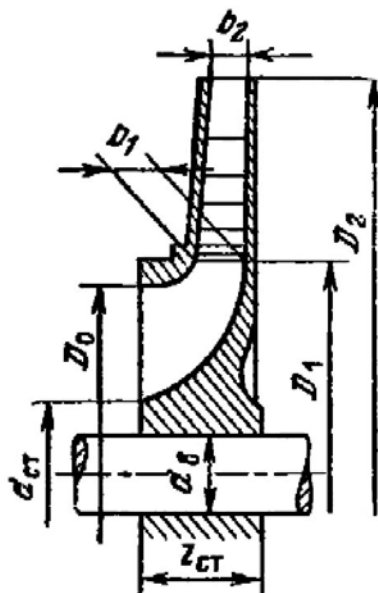
$$b_2 = b_1 a.$$

15. Определение количества лопаток рабочего колеса по формуле Пфлейдерера:

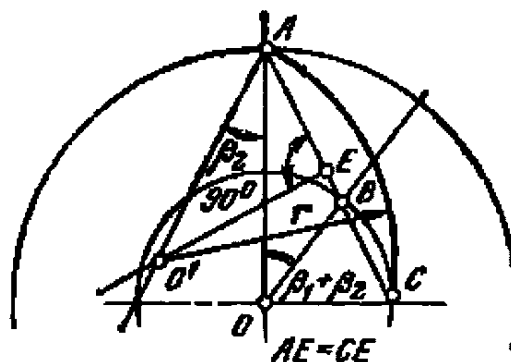
$$z = 6,5 \frac{1+a}{1-a} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2},$$

в которой угол отставания потока на выходе можно принять равным $1^\circ \dots 3^\circ$.

16. Вычерчивание конструктивно-компоновочной схемы центробежного насоса.



17. Построение профиля лопатки и вычерчивание вида сбоку.



Для этого необходимо от центра вращения ротора насоса O отложить диаметры D_1 и D_2 . Далее из точки O откладывается угол $\beta_1 + \beta_2$ и находится точка B . После чего соединяя точки B и C находится точка A . Далее расстоя-

ние AC делится пополам и находится точка E , из которой проводится перпендикуляр к отрезку AC . Из точки A следует отложить угол β_2 , найдя таким образом центр кривизны лопатки O' . Соединяя точки A и C из центра O' радиусом r строится профиль лопатки. Для наглядности строим профили двух соседних лопаток. Для определения расстояния между лопатками следует разделить угол 360° на количество лопаток z .

Пример. Исходные данные:

Q , м ³ /ч	p_2 , кПа	n , об/мин.
180	200	1430

1. Создаваемый напор: $H = \frac{200000 - 10000}{1000 \cdot 9,8} = 19,38$ м.

2. Коэффициент быстроходности:

$$n_s = 3,65 \frac{1430 \sqrt{0,05}}{19,38^{0,75}} = 125, \text{ т.о. это нормальный насос.}$$

3. Для первого приближения принимаем отношения диаметров входа и выхода $a = 0,68$, тогда:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 125^{-0,66}} = 0,97.$$

4. Приведенный диаметр:

$$D_{ин} \approx 4,25 \sqrt[3]{\frac{0,05}{1430}} = 0,14 \text{ м, тогда гидравлический КПД:}$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\ln 0,14 - 0,172)^2} = 0,91.$$

5. Принимаем механический КПД $\eta_m = 0,93$.

6. Полный КПД насоса: $\eta = 0,97 \cdot 0,91 \cdot 0,93 = 0,82$.

7. Мощность на валу: $N = \frac{1000 \cdot 0,05 \cdot 9,8 \cdot 19,38}{0,82} = 12$ кВт.

8. Крутящий момент: $M = \frac{30 \cdot 12000}{\pi \cdot 1430} = 80,2$ Н м.

9. Диаметр вала: $d_b = \sqrt[3]{\frac{8020}{0,2 \cdot 1500}} = 3$ см = 30 мм.

10. Диаметр ступицы: $d_{ст} = 1,4 \cdot 30 = 41$ мм.

Диаметр входа на рабочие лопасти: $D_1 = 140 + 20 = 164$ мм.

По конструктивным соображениям принимает $l_{ст} = 1,4 \cdot 42 = 59$ мм.

$$11. \text{ Окружная скорость на входе: } u_1 = \frac{\pi \cdot 0,160 \cdot 1430}{60} = 12 \text{ м/с.}$$

$$\text{Абсолютная скорость на входе: } c_1 = \frac{4 \cdot 0,05}{0,97 \cdot \pi \cdot 0,164^2} = 2,4 \text{ м/с.}$$

$$\text{Угол входа потока: } \beta_1 = \arctg\left(\frac{2,4}{12}\right) = 11^\circ.$$

$$\text{Угол лопасти на входе: } \beta_{1л} = 11^\circ + 4^\circ = 15^\circ.$$

Угол потока на выходе принимаем равным $\beta_2 = 17^\circ$.

12. Ширина лопасти на входе:

$$b_1 = \frac{0,05}{0,97 \cdot \pi \cdot 0,164 \cdot 2,4 \cdot 0,9} = 0,046 \text{ м} = 46 \text{ мм.}$$

13. Окружная скорость на выходе:

$$u_2 = \frac{2,4}{2} \operatorname{ctg} 17^\circ + \sqrt{\left(\frac{2,4 \cdot \operatorname{ctg} 17^\circ}{2}\right)^2 + \frac{9,8 \cdot 19,38}{0,91}} = 19 \text{ м/с.}$$

$$\text{Диаметр выхода: } D_2 = \frac{60 \cdot 19}{\pi \cdot 1430} = 0,254 \text{ м.}$$

Таким образом, отношение диаметров входа и выхода составляет:

$$a = 0,164/0,254 = 0,645,$$

и расхождение с первым приближением: $\frac{0,68 - 0,645}{0,68} = 6\%$. Расхождение со-

ставляет не более 10%, но для оценки изменения величин произведем второе приближение.

Результаты второго приближения:

$$\eta_0 = 0,97; D_{1п} = 0,14 \text{ м}; \eta_r = 0,91; \eta = 0,82; N = 11,6 \text{ кВт}; \\ M = 80,4 \text{ Н м}; d_B = 29,6 \text{ мм}; d_{ст} = 41,4 \text{ мм}; D_1 = 164 \text{ мм}; \\ u_1 = 12,2 \text{ м/с}; c_1 = 2,4 \text{ м/с}; \beta_1 = 11^\circ; \beta_{1л} = 15^\circ; b_1 = 46 \text{ мм}; \\ u_2 = 19 \text{ м/с}; D_2 = 254 \text{ мм}; a = 0,645.$$

14. Ширина лопасти на выходе: $b_2 = 46 \cdot 0,645 = 30$ мм.

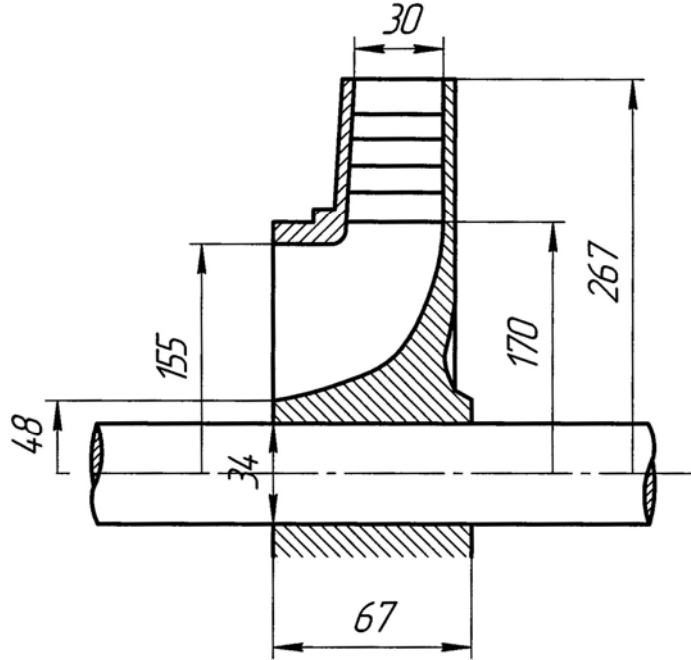
$$15. \text{ Количество лопаток: } z = 6,5 \frac{1 + 0,645}{1 - 0,645} \sin \frac{15 + (15 + 2)}{2} = 8,4, \text{ следова-}$$

тельно колесо имеет 8 лопаток.

Контрольная работа

Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Н.контр.
Утв.

Изм.	Лист	№ док-м.	Подп.	Дата
Разраб.		Петухов		
Пров.		Митяков		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Контрольная работа

Схема центробежного
насоса

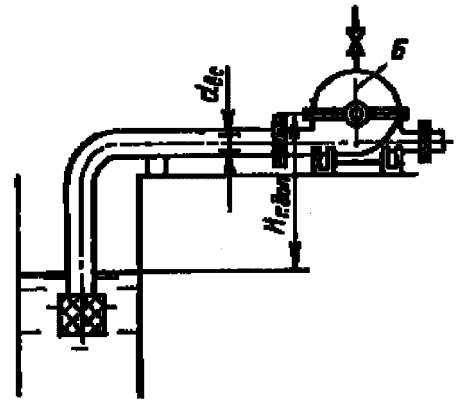
Лит.	Масса	Масштаб
		1:2
Лист	Листов	1

УЗТ-64

Копировал

Флпмлт А4

Задача 2. Для варианта, рассмотренного в задаче 1, определить допустимую геометрическую высоту расположения насоса над уровнем всасываемой воды из условия бескавитационной работы. Диаметр всасывающего патрубка $d_{\text{вс}} = 500$ мм, абсолютное давление на поверхности воды $p_{\text{д}} = 100$ кПа, температура воды $T_{\text{вод}} = 293$ К, суммарные потери напора во всасывающей трубе $h_{\text{вс}} = 0,25$.



1. По таблицам насыщенного водяного пара находим давление насыщения при $T_{\text{вод}} = 293$ К: $p_{\text{нас}} = 2,34$ кПа.

2. Кавитационный запас:
$$H_{\text{кав}} = \frac{p_{\text{д}} - p_{\text{нас}}}{\rho g} = \frac{100000 - 2340}{1000 \cdot 9,81} = 9,9 \text{ м.}$$

3. Критическая высота всасывания:

$$H_{\text{вс.кр}} = H_{\text{кав}} - 10 \cdot \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3},$$
 где n – в об/мин, Q – в $\text{м}^3/\text{с}$, C – кавитационный коэффициент быстроходности (коэффициент С.С. Руднева), для начальной стадии кавитации $C = 900 \dots 1500$.

$$H_{\text{вс.кр}} = 9,9 - 10 \cdot \left(\frac{1430\sqrt{0,05}}{1100} \right)^{4/3} = 8,0 \text{ м.}$$

4. Допустимая высота всасывания:

$$H_{\text{вс.доп}} = H_{\text{вс.кр}} - 0,25 (H_{\text{кав}} - H_{\text{вс.кр}}) = 8,0 - 0,25 (9,9 - 8,0) = 7,5 \text{ м.}$$

5. Скорость во всасывающем патрубке:
$$c_{\text{вс}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вс}}^2} = \frac{4 \cdot 0,05}{\pi \cdot 0,5^2} = 0,255 \text{ м/с.}$$

6. Допустимая геометрическая высота всасывания:

$$H_{\text{г.доп}} = H_{\text{вс.доп}} - h_{\text{вс}} - \frac{c_{\text{вс}}^2}{2g} - \frac{D_1}{2} = 7,5 - 0,25 - \frac{0,255^2}{2 \cdot 9,81} - \frac{0,164}{2} = 7,1 \text{ м.}$$

Задача 3. Определить основные размеры двухпоршневого насоса двухстороннего действия с подачей Q , найти напор и мощность при работе насоса на сеть, характеристика которой выражена уравнением $H = H_{\text{ст}} + a Q^2$. Насос приводится в движение через клиноременную и зубчатую передачу от электродвигателя с частотой вращения n .

Вариант	$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$H_{\text{ст}}, \text{ м}$	$a, \text{ ч}^2/\text{м}^5$	$n, \text{ об/мин.}$
1.	1,00	50	6,0	1500
2.	1,25	50	6,0	1500
3.	1,50	50	6,0	1500
4.	1,75	50	6,0	1500
5.	2,00	50	6,0	1500
6.	1,00	50	7,0	1500
7.	1,25	50	7,0	1500
8.	1,50	50	7,0	1500
9.	1,75	50	7,0	1500
10.	2,00	50	7,0	1500
11.	1,00	40	6,0	1500
12.	1,25	40	6,0	1500
13.	1,50	40	6,0	1500
14.	1,75	40	6,0	1500
15.	2,00	40	6,0	1500
16.	1,00	40	7,0	1000
17.	1,25	40	7,0	1000
18.	1,50	40	7,0	1000
19.	1,75	40	7,0	1000
20.	2,00	40	7,0	1000
21.	1,00	30	6,0	1000
22.	1,25	30	6,0	1000
23.	1,50	30	6,0	1000
24.	1,75	30	6,0	1000
25.	2,00	30	6,0	1000
26.	1,00	30	7,0	1000
27.	1,25	30	7,0	1000
28.	1,50	30	7,0	1000
29.	1,75	30	7,0	1000
30.	2,00	30	7,0	1000

Порядок расчета поршневого насоса.

1. Определение подачи Q' на один цилиндр: $Q' = Q / z$, где z – число поршней.

2. Выбор проектных параметров насоса.

Отношение хода поршня к диаметру поршня S/D . Обычно чем больше число двойных ходов, тем меньше S/D . Для насосов, выпускаемых в СССР и России S/D принимается равным 0,8...2,0. По условиям прочности штока диаметр штока d можно принять от диаметра поршня как: $D^2/d^2 = 10$. Средняя скорость поршня $v_{\text{п}}$ из условия равномерности подачи может быть принята равной 0,6 м/с.

3. Определение значения диаметра поршня из уравнения подачи:

$$Q' = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) n S \eta_0,$$

где n – частота вращения вала насоса; η_0 – объемный КПД.

Необходимая частота вращения вала насоса $n = \frac{30v_{\pi}}{S}$, а объемный КПД обычно составляет 0,70...0,97.

4. Определение передаточного отношения редуктора: $i = n_{дв} / n$.

5. Определение напора из условия устойчивой работы в сети (по характеристике сети).

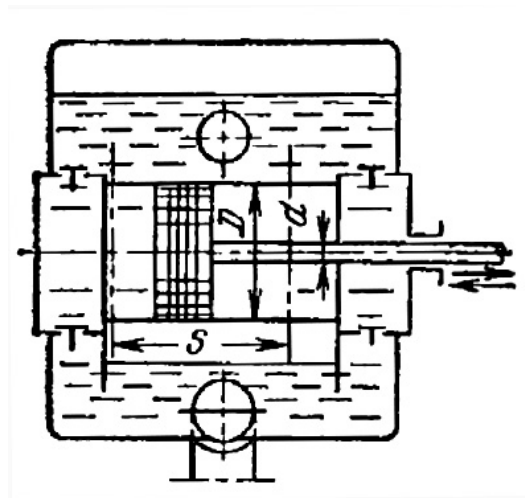
6. Определение мощности насоса:

$$N = \frac{\rho Q g H}{\eta \eta_{\pi}},$$

где ρ – плотность текущей в насосе жидкости; η – полный КПД насоса; η_{π} – КПД привода ($\eta_{\pi} = 0,92...0,95$).

Полный КПД насоса определяется как: $\eta = \eta_{г} \eta_0 \eta_{м}$, где гидравлический КПД обычно составляет $\eta_{г} = 0,80...0,94$; объемный КПД $\eta_0 = 0,70...0,97$; механический КПД $\eta_{м} = 0,90...0,95$. Отсюда $\eta = 0,65...0,85$.

7. Вычерчивание конструктивно-компоновочной схемы двухпоршневого насоса.



Пример. Исходные данные:

Q , м ³ /ч	$H_{ст}$, м	a , ч ² /м ⁵	n , об/мин.
1,25	40	6,4	960

1. Подача на один цилиндр: $Q' = 1,25 / 2 = 0,625$.

2. Выбор проектных параметров насоса. $S/D = 1$, как для относительно быстроходного насоса. $D^2/d^2 = 10$, $v_{\pi} = 0,6$ м/с.

3. Необходимая частота вращения вала насоса: $n = 18 / D$. Объемный КПД принимаем равным 0,92. В этом случае уравнение подачи запишется:

$$Q' = \left(2 \frac{\pi}{4} D^2 - 0,1 \frac{\pi}{4} D^2 \right) \frac{18}{D} D 0,92 = 1,9 \frac{\pi}{4} D^2 \cdot 18 \cdot 0,92 = 24,7 D^2.$$

Отсюда $D = \sqrt{\frac{0,625}{24,7}} = 0,159$ м; $S = 0,159$ м; $n = 18/0,159 = 113$ об/мин;

$$d = 0,159 \sqrt{0,1} = 0,05 \text{ м.}$$

4. Передаточное отношение редуктора: $i = 960/113 = 8,5$.

5. Определение напора насоса: $H = 40 + 6,4 \cdot 1,25^2 = 50$ м.

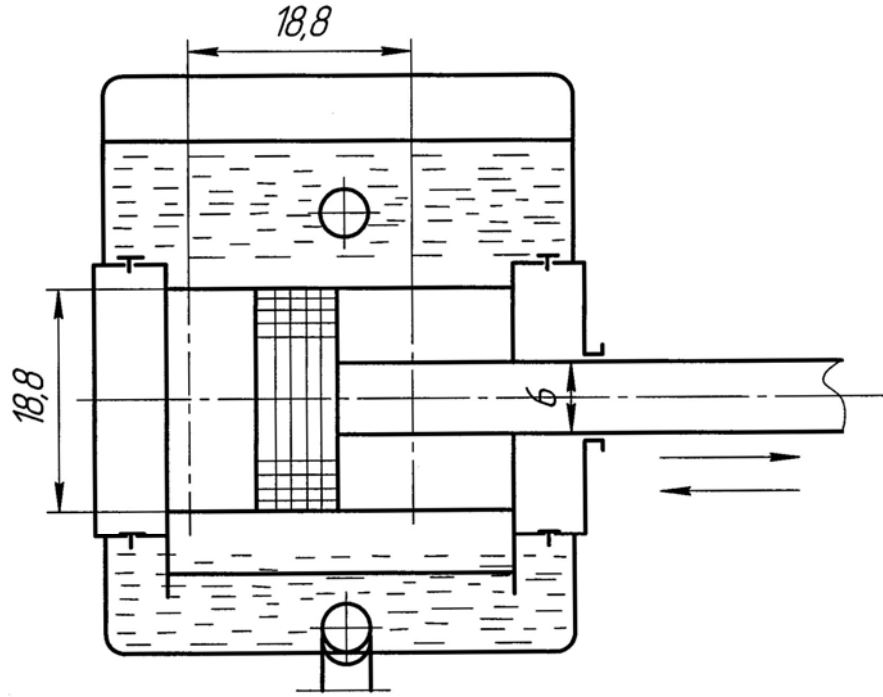
6. Принимая $\eta = 0,82$, а $\eta_{\text{п}} = 0,94$, получаем:

$$N = \frac{1000 \cdot 0,00035 \cdot 9,81 \cdot 50}{0,82 \cdot 0,94} = 223 \text{ Вт.}$$

Контрольная работа

Перв. примен.

Справ. №



Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Петухов		
Пров.		Митюков		
Т.контр.				
Н.контр.				
Утв.				

Контрольная работа

Схема двухпоршневого
насоса

Лит.	Масса	Масштаб
		2:1
Лист		Листов 1

УЗТ-64

Копировал

Формат А4

Список рекомендуемой литературы

1. *Поляков В.В., Скворцов Л.С.* Насосы и вентиляторы: Уч. для вузов. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.
2. *Черкасский В.М.* Насосы, вентиляторы и компрессоры: Уч. для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
3. *Шлипченко З.С.* Насосы, компрессоры и вентиляторы. – Киев: Изд-во «Техніка», 1976. – 368 с.

Подписано в печать сентябрь 2007 г. Формат 60×84/16. Печать офсетная.
Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 0,698. Уч.-изд. л. 0,234. Заказ № ____