

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Учреждение образования  
«Витебский государственный технологический университет»

## **ТЕХНИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ**

### ***МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ***

к практическим занятиям для студентов специальности  
6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств  
(компьютерная мехатроника)»

Витебск  
2024

УДК 681.5

Составитель:

Науменко А. М.

Одобрено кафедрой «Автоматизация производственных процессов»  
УО «ВГТУ», протокол № 11 от 16.05.2024.

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским  
советом УО «ВГТУ», протокол № 9 от 31.05.2024.

**Технические устройства автоматизации:** методические указания /  
сост. А. М. Науменко. – Витебск : УО «ВГТУ», 2024. – 52 с.

В методических указаниях содержится материал для выполнения практических занятий по дисциплине в соответствии с учебной программой. Приведены методики расчета и выбора электропривода, гидроцилиндра, нагревательного элемента, регулируемых клапанов, шариковой винтовой передачи, насоса, вентилятора, датчика уровня. Даны примеры расчета и индивидуальные задания.

Методические указания предназначены для студентов, изучающих дисциплину, для использования на практических занятиях, при выполнении курсового проекта и подготовке к итоговому контролю знаний.

УДК 681.5

© УО «ВГТУ», 2024

## СОДЕРЖАНИЕ

ЗАДАНИЕ 1 РАСЧЕТ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОПРИВОДА	4
ЗАДАНИЕ 2 РАСЧЕТ И ВЫБОР ГИДРОЦИЛИНДРА	7
ЗАДАНИЕ 3 РАСЧЕТ И ВЫБОР НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА	10
ЗАДАНИЕ 4 РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЕМОГО КЛАПАНА ДЛЯ РАБОТЫ НА ЖИДКОСТИ	13
ЗАДАНИЕ 5 РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЕМОГО КЛАПАНА ДЛЯ РАБОТЫ НА ГАЗЕ	19
ЗАДАНИЕ 6 РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЕМОГО КЛАПАНА ГОРЯЧЕГО ПАРА	22
ЗАДАНИЕ 7 РАСЧЕТ И ВЫБОР ШАРИКОВОЙ ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ	26
ЗАДАНИЕ 8 РАСЧЕТ И ВЫБОР НАСОСА ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ	31
ЗАДАНИЕ 9 РАСЧЕТ И ВЫБОР ДАТЧИКА УРОВНЯ	43
ЗАДАНИЕ 10 РАСЧЕТ И ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ СИСТЕМ	47
ЛИТЕРАТУРА	51

# ЗАДАНИЕ 1

## РАСЧЕТ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОПРИВОДА

### 1 Порядок расчета

Проектирование электропривода автоматических систем состоит из следующих этапов: выбор типа электродвигателя, предварительного выбора параметров механической передачи, определение мощности электродвигателя и уточнение параметров редуктора.

При выборе исполнительного двигателя исходными данными служат:

$M_c$  – статический момент нагрузки;

$w_{max}$  – максимальная угловая скорость нагрузки;

$\epsilon_{max}$  – максимальное угловое ускорение нагрузки;

$J_m$  – момент инерции исполнительного механизма.

Требуемая мощность двигателя определяется по формуле:

$$P_d = \frac{1.5}{\eta} \cdot (M_c + J_m \cdot \epsilon_{max}) \cdot \omega_H \quad (1.1)$$

Двигатель выбирается либо мощности  $P_d$  по выражению (1.1), либо несколько большей из таблицы 1.1.

Таблица 1.1 – Технические характеристики электродвигателей

Тип двигателя	Рн, кВт	КПД, %	cos φ	Sn, %	Об/мин	Mmax/Mном	Jд, кг·м <sup>2</sup>
АИР63А6	0,18	56,0	0,66	9,0	870	2,0	0,00042
АИР63В6	0,25	59,0	0,66	9,0	870	2,0	0,00047
АИР71А6	0,37	62,0	0,70	9,0	880	2,0	0,00076
АИР71В6	0,55	65,0	0,72	9,0	880	2,0	0,0009
АИР80А6	0,75	69,0	0,72	6,0	905	2,0	0,00097
АИР80В6	1,10	72,0	0,73	6,5	905	2,0	0,0011
АИР90L6	1,50	76,0	0,75	5,0	920	2,0	0,0018
АИР100L6	2,20	79,0	0,76	5,0	935	2,0	0,0021
АИР112МА6	3,00	81,5	0,76	5,0	960	2,1	0,0035
АИР112МВ6	4,00	82,0	0,76	5,0	960	2,1	0,0059
АИР132S6	5,50	84,0	0,77	5,0	960	2,1	0,0075
АИР132М6	7,50	86,0	0,77	3,5	970	2,1	0,01
АИР160S6	11,00	87,5	0,78	3,0	970	2,1	0,023
АИР160М6	15,00	89,0	0,81	3,0	970	2,1	0,039
АИР180М6	18,50	90,0	0,81	3,0	980	2,1	0,043
АИР200М6	22,00	90,0	0,83	3,0	980	2,0	0,051
АИР200L6	30,00	91,5	0,84	3,0	980	2,0	0,066

Примечание: S – скольжение двигателя, %; cos φ – коэффициент мощности.

Далее осуществляется выбор редуктора и передаточного отношения.

Передаточное отношение  $z$  определяется с учетом перегрузки двигателя по скорости:

$$z \geq 1,3 \frac{\omega_{\max}}{\omega_H}, \quad (1.2)$$

С учетом передаточного отношения выбирается тип редуктора, по данным представленным в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Передаточные отношения различных типов редуктора

Тип редуктора	Диапазон передаточных чисел	КПД
Цилиндрический одноступенчатый	2–6,3	0,98
Цилиндрический двухступенчатый	8–50	0,95–0,97
Цилиндрический трехступенчатый	31,5 –200	0,93–0,98
Червячный одноступенчатый	8–80	0,56–0,96
Червячный двухступенчатый	100–1000	0,50–0,91
Коническо-цилиндрический одноступенчатый	6,3–28	0,98
Коническо-цилиндрический двухступенчатый	28–180	0,94–0,98

Требуемый крутящий момент двигателя с редуктором определяется по формуле:

$$M_T = \left( \left( J_D + J' p + \frac{J_M}{z^2 \cdot \eta} \right) \cdot z \cdot \varepsilon_{\max} + \frac{M_C}{z \cdot \eta} \right). \quad (1.3)$$

Двигатель, выбранный таким образом, проверяется по моменту исходя из условия:

$$\gamma_M = \frac{M_T}{M_D} = 1,2 - 1,3. \quad (1.4)$$

## 2 Пример расчета

Выбрать исполнительный двигатель для следящей системы по следующим данным:  $M_C = 30 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $J_M = 6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\omega_H = 18 \text{ об/мин} = 1,88 \text{ рад/с}$ ;  $\varepsilon_{\max} = 3 \text{ рад/с}^2$ .

Определяем требуемую мощность исполнительного двигателя, задавшись КПД редуктора  $\eta = 0,8$ .

$$P_D = \frac{1,5}{\eta} \cdot (M_C + J_M \cdot \varepsilon_{\max}) \omega_H = \frac{1,5}{0,8} \cdot (30 + 6 \cdot 3) \cdot 1,88 = 169,6 \text{ Вт}.$$

По техническим данным выбираем двигатель АИР63А6 (табл. 1.3).

Таблица 1.3 – Технические характеристики электродвигателя АИР63А6

Р <sub>н</sub> , кВт	КПД, %	сов φ	С <sub>н</sub> , %	Об/мин	М <sub>max</sub> /М <sub>ном</sub>	J <sub>д</sub> , кг·м <sup>2</sup>
0,18	56,0	0,66	9,0	870	2,0	0,00042

Определим передаточное число редуктора, обеспечивающего максимальную скорость нагрузки:

$$z \geq 0,9 \frac{\omega_{\max}}{\omega_H} = 0,9 \frac{870}{18} = 43,5.$$

Выбираем червячный одноступенчатый редуктор с передаточным числом  $z = 45$ , КПД  $\eta = 0,8$ .

Рассчитаем максимальный требуемый момент:

$$M_T = \left( \left( J_D + J' p + \frac{J_M}{z^2 \cdot \eta} \right) \cdot z \cdot \varepsilon_{\max} + \frac{M_C}{z \cdot \eta} \right) = \left( \left( 1,2 \cdot 0,00042 + \frac{6}{45^2 \cdot 0,8} \right) \cdot 45 \cdot 3 + \frac{30}{45 \cdot 0,8} \right) = 1,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассчитаем крутящий момент двигателя:

$$M_D = P_D \cdot 9550 / n_D = 0,18 \cdot 9550 / 870 = 1,98 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Рассчитаем перегрузку по крутящему моменту:

$$\gamma_M = \frac{M_T}{M_D} = \frac{1,40}{1,98} = 0,71.$$

Рассчитаем перегрузку по скорости:

$$\gamma_\omega = \frac{\omega_H i_0}{n_H} = \frac{18 \cdot 45}{870} = 0,93.$$

### 3 Задание

Выбрать исполнительный двигатель для следящей системы. Данные для расчета представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Данные для расчета

Вариант	М <sub>с</sub> , Н·м	J <sub>м</sub> , кг·м <sup>2</sup>	ω <sub>н</sub> , об/мин	ε <sub>max</sub> , рад/с <sup>2</sup>	η
1	30	5	50	3	0,7
2	40	5	75	3	0,75
3	50	5	100	3	0,75

Окончание таблицы 1.4

Вариант	$M_C, \text{Н}\cdot\text{м}$	$J_M, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$\omega_H, \text{об/мин}$	$\varepsilon_{\text{МАХ}}, \text{рад/с}^2$	$\eta$
4	60	10	50	5	0,8
5	70	10	75	5	0,8
6	80	10	100	5	0,85
7	90	15	50	7	0,85
8	100	15	75	7	0,7
9	110	15	100	10	0,8
10	120	20	125	10	0,9

## ЗАДАНИЕ 2 РАСЧЕТ И ВЫБОР ГИДРОЦИЛИНДРА

### 1 Порядок расчета

Составим уравнение равновесия поршня силового гидроцилиндра (рис. 2.1), пренебрегая силами инерции:

$$P_1 F_1 = P_2 F_2 + R + T, \quad (2.1)$$

где  $F_1$  – площадь поршня со стороны поршневой полости,  $\text{м}^2$ ;  $F_2$  – площадь поршня со стороны штоковой полости,  $\text{м}^2$ ;  $R$  – усилие на штоке, кН;  $T$  – сила трения, приложенная к поршню, кН.

При  $R = 10 \dots 20$  кН давление  $P_H \leq 1,6$  МПа; при  $R = 20 \dots 30$  кН -  $P_H \leq 3,2$  МПа; при  $R = 30 \dots 50$  кН -  $P_H \leq 6,3$  МПа; при  $R = 50 \dots 100$  кН -  $P_H \leq 10$  МПа.

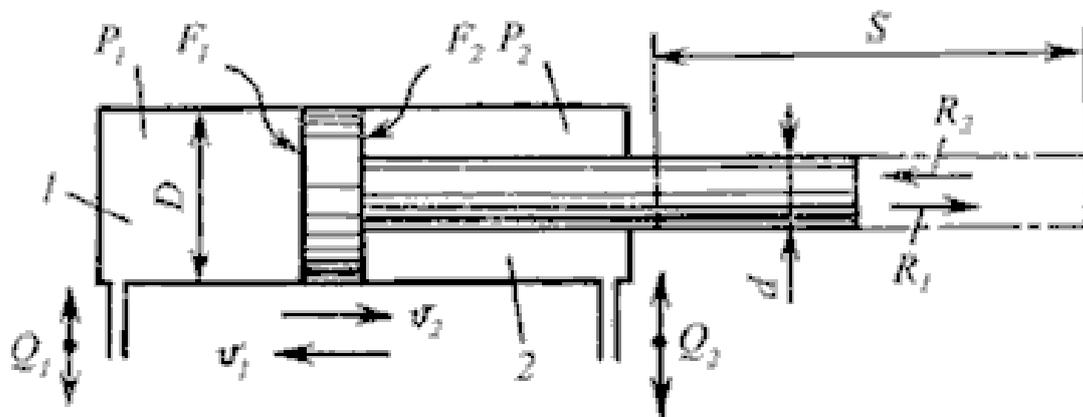


Рисунок 2.1 – Основные расчетные параметры гидроцилиндра

Сила трения  $T$  увеличивается с ростом давления жидкости в цилиндре. Ее можно определить по формуле:

$$T = (0,02...0,1)R. \quad (2.2)$$

Диаметр поршня можно определить по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4(R+T)}{\pi(P_1 - P_2 \frac{t_p}{t_x})}}, \quad (2.3)$$

где  $t_p$  и  $t_x$  – время перемещения поршня при рабочем и холостом ходе, с.

Принимаем стандартный диаметр цилиндра  $D$ . По таблице 2.1 выбираем гидроцилиндр общего назначения по ОСТ 22-1417-79.

Таблице 2.1 – Основные параметры гидроцилиндров

Основные параметры	Диаметр цилиндра D, мм								
	40	50	63	70	80	90	100	110	125
Номинальный расход Q, л/мин	20	25	40	50	50	50	80	100	100
Максимальное (теоретическое) толкающее усилие, кН	7.75	12.0	18.8	23.7	31	39.2	48.5	58.6	75.8
Максимальный ход поршня, мм	200	200	200	300	400	630	630	630	800
Утечки $\Delta Q_{ц}$ при давлении $P = 6,3$ МПа, см <sup>3</sup> /мин	25	32	40	45	50	56	63	70	80

Диаметр штока можно определить по формуле:

$$d = D \sqrt{1 - \frac{t_p}{t_x}}. \quad (2.4)$$

ГОСТ 6440-62 рекомендует следующие диаметры штоков: основной ряд – 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 60, 80, 100, 125, 160 мм; дополнительный ряд – 14, 18, 22, 28, 36, 45, 55, 70, 90, 110, 140, 180 мм.

Для штоков, работающих на сжатие, должно соблюдаться условие  $S < 10D$ . При  $S > 10D$  шток следует проверить на продольный изгиб:

$$\frac{R}{f} \leq \sigma_{кр}, \quad (2.5)$$

где  $\sigma_{кр} = 20$  МПа – критическое напряжение при продольном изгибе;  $f$  – площадь поперечного сечения штока, м<sup>2</sup>.

Посчитаем площадь поршня в поршневой и штоковой полости:

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4}, F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (2.6)$$

где  $D, d$  – диаметр поршня и штока, м.

Определяем расход жидкости, поступающий в поршневую и штоковую полость силового гидроцилиндра:

$$Q_1 = v_{\text{ПР}} \frac{\pi D^2}{4}, Q_2 = v_{\text{ПХ}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}. \quad (2.7)$$

где  $v_{\text{ПР}}, v_{\text{ПХ}}$  – скорость перемещения поршня в прямом и обратном направлении, которая определяется отношением хода поршня к времени рабочего хода.

## 2 Пример расчета

Рассчитать основные параметры гидроцилиндра по исходным данным:

$R = 47$  кН;  $P_1 = 6,5$  МПа;  $P_2 = 0,8$  МПа;  $S = 0,2$  м;  $t_P = 7$  с;  $t_X = 10$  с.

Рассчитаем силу трения  $T$ :

$$T = 0,08 \cdot 47 = 3,76 \text{ кН.}$$

Диаметр поршня можно определить по формуле:

$$D = \sqrt{\frac{4(47000 + 3760)}{3,14(6,5 \cdot 10^6 - 0,8 \cdot 0,7 \cdot 10^6)}} = 0,107 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр цилиндра  $D = 110$  мм.

Диаметр штока можно определить по формуле:

$$d = 0,110 \sqrt{1 - 0,7} = 0,602 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный диаметр штока  $d = 60$  мм.

Определяем расход жидкости, поступающий в поршневую и штоковую полость силового гидроцилиндра:

$$Q_1 = \frac{0,2}{10} \frac{3,14 \cdot 0,11^2}{4} = 0,0019 \text{ м}^3 / \text{с};$$

$$Q_2 = \frac{0,2}{7} \frac{3,14 \cdot 0,11^2 - 3,14 \cdot 0,06^2}{4} = 0,00019 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

### 3 Задание

Рассчитать основные параметры гидроцилиндра по исходным данным, представленным в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Данные для расчета

Вариант	R, кН	P <sub>1</sub> , МПа	P <sub>2</sub> , МПа	S, м	t <sub>p</sub> , с	t <sub>x</sub> , с
1	40	8	0,5	0,2	8	10
2	60	8	0,5	0,2	10	12
3	80	10	0,6	0,3	10	14
4	100	10	0,6	0,3	12	16
5	120	12	0,7	0,4	14	18
6	140	12	0,7	0,4	14	20
7	160	14	0,8	0,5	16	20
8	180	14	0,8	0,5	16	22
9	200	16	0,9	0,6	18	22
10	220	16	0,9	0,6	20	25

## ЗАДАНИЕ 3 РАСЧЕТ И ВЫБОР НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА

### 1 Порядок расчета

Расчет нагревательного элемента начинают с определения полезного количества теплоты, кДж, необходимой для повышения температуры нагреваемого материала до заданной величины без учета тепловых потерь:

$$Q_{\text{пол}} = cm(t_k - t_n), \quad (3.1)$$

где  $m$  – масса нагреваемого материала, кг;  $t_k$ ,  $t_n$  – начальная, конечная температура материала, °С;  $c$  – удельная теплоемкость материала, кДж/(кг·°С).

Удельная теплоемкость материалов представлена в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Удельная теплоемкость материалов

Материал	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·°С)
Асбестоцемент (плиты)	0,96
Цемент	0,80
Песок	0,96
ДВП (древесно-волокнистая плита)	2,30
Пластмасса	1,67
Полистирол, полиуретан	1,38
Резина	1,42

Вода	4,22
Масло минеральное	1,67

### Окончание таблицы 3.1

Парафин	2,13
Спирт этиловый	2,39

Определив полезное количество теплоты, можно найти общее количество теплоты, кДж, необходимой для нагрева изделия до заданной температуры с учетом излучения теплоты в окружающую среду:

$$Q_{общ} = Q_{пол}/\eta, \quad (3.2)$$

где  $\eta$  – КПД электрических нагревательных приборов.

КПД электрических нагревательных приборов:

- электрические печи  $\eta = 0,6-0,85$ ;
- кастрюли и чайники  $\eta = 0,65-0,8$ ;
- аккумулирующие электрические водонагреватели  $\eta = 0,85-0,95$ ;
- электроплитки закрытого типа  $\eta = 0,6-0,8$ ;
- электронагреватели форм для прессования  $\eta = 0,5-0,7$ ;
- электроплитки открытого типа  $\eta = 0,56$ .

На основании времени нагрева можно рассчитать мощность нагревателя:

$$P = kQ_{общ}/t, \quad (3.3)$$

где  $k$  – коэффициент запаса;  $t$  – время нагрева, с.

Диаметр нагревателя определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4\rho P^2}{\pi^2 U^2 \beta}}, \quad (3.4)$$

где  $\rho$  – удельное сопротивление материалов, Ом·м;  $U$  – напряжение питания, В;  $\beta$  – поверхностную мощность, Вт/м<sup>2</sup>.

Удельное сопротивление сплавов  $\rho$ , применяемых в электронагревателях: Х23Ю5  $\rho = 1,3 - 1,4 \cdot 10^{-6}$  Ом·м; Х27Ю5Т  $\rho = 1,37 - 1,47 \cdot 10^{-6}$  Ом·м; ХН70Ю  $\rho = 1,25 - 1,35 \cdot 10^{-6}$  Ом·м; Х15Н60Н  $\rho = 1,04 - 1,17 \cdot 10^{-6}$  Ом·м.

Для температура 200 – 300 °С допустимую поверхностную мощность  $\beta$  можно принимать равной 4 – 6  $10^4$  Вт/м<sup>2</sup>. После выбора материалов и допустимой удельной поверхностной мощности расчет нагревательных элементов сводится к определению их размеров.

Диаметр выбирается из стандартного ряда 0,35; 0,5; 0,75; 1,0; 1,2; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10.

Длина нагревателя определяется по формуле:

$$l = \sqrt[3]{\frac{PU^2}{4\pi\rho\beta^2}} \quad (3.5)$$

## 2 Пример расчета

Определить мощность водонагревателя, сечение и длину нагревательных элементов для нагрева воды до 100 °С, если масса воды 30 кг. Время нагрева 0,5 ч. Водонагреватель подключен к сети однофазного тока напряжением 220 В.

1. Рассчитаем количество теплоты, требуемое для нагрева воды:

$$Q_{пол} = cm(t_1 - t_2) = 4200 \cdot 30 \cdot (100 - 20) = 10080000 \text{ Дж.}$$

2. Рассчитаем общее количество теплоты с учетом потерь:

$$Q_{общ} = Q_{пол} / \eta = 10\,080\,000 / 0,9 = 11200000 \text{ Дж.}$$

3. Рассчитаем мощность нагревателей:

$$P = kQ_{общ} / t = 1,1 \cdot 11200000 / 1800 = 6840 \text{ Вт.}$$

4. Рассчитаем диаметр нагревателя:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4\rho P^2}{\pi^2 U^2 \beta}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,13 \cdot 10^{-6} \cdot 6900^2}{3,14^2 \cdot 220^2 \cdot 6 \cdot 10^4}} = 0,00195 \text{ м.}$$

Выбираем ближайший диаметр  $d = 2$  мм.

5. Рассчитаем длину нагревателя:

$$l = \sqrt[3]{\frac{PU^2}{4\pi\rho\beta^2}} = \sqrt[3]{\frac{6900 \cdot 220^2}{4 \cdot 3,14 \cdot 1,13 \cdot 10^{-6} \cdot (6 \cdot 10^4)^2}} = 18,6 \text{ м.}$$

## 3 Задание

Требуется нагреть заданное количество материала известной теплоемкости с начальной температурой до определенной конечной температуры в заданное время. Исходя из условий определить сечение и длину нагревателей, питаемых током напряжения 220 В. Удельное сопротивление нагревателя  $\rho = 1,2 \cdot 10^{-6}$  Ом·м. Данные для расчета представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Данные для расчета

Вариант	Масса, кг	Нагреваемый материал	Начальная температура, С	Конечная температура, С	Кпд нагревателя
1	25	Вода	25	80	0,5
2	25	Асбестоцемент	25	75	0,55
3	15	Спирт этиловый	15	95	0,6
4	30	Парафин	30	80	0,65
5	50	Масло минеральное	50	65	0,7
6	55	Стекло	55	70	0,75
7	20	Цемент	20	60	0,8
8	25	Резина	25	90	0,85
9	75	Полистирол	75	80	0,9
10	40	ДВП	40	75	0,65

## ЗАДАНИЕ 4 РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЕМОГО КЛАПАНА ДЛЯ РАБОТЫ НА ЖИДКОСТИ

### 1 Порядок расчета

Регулирующий орган (РО) предназначен для изменения расхода среды, энергии или каких-либо других параметров, обеспечивающих заданный режим работы объекта.

Различные РО по виду воздействия на объект подразделяются на два основных типа: дросселирующие и дозирующие. Дросселирующие регулирующие органы изменяют гидравлическое сопротивление в системе, воздействующее на расход вещества путем изменения своего проходного сечения. К ним относятся регулирующие клапаны, заслонки и шиберы.

В дозирующих регулирующих органах осуществляется заданное дозирование поступающего вещества или энергии или изменение расхода вещества путем изменения производительности агрегатов. В настоящее время широкое распространение в АСУ ТП получили дросселирующее РО, хотя применение дозирующих РО экономически более оправдано.

Расчёт регулирующих органов заключается в определении их пропускной способности  $K_v$  по максимальному расходу среды, протекающей через регулирующий орган, и минимальному перепаду давления  $\Delta p_{\min}$ , возникающему на РО. То есть определяется коэффициент пропускной способности регулирующего органа при полном его открытии.

Определяют максимальную расчетную пропускную способность  $K_{v\max}$  по формуле:

$$k_{v\max} = 316,2 \cdot Q_{\max} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_{\min}}}, \quad (4.1)$$

где  $Q_{\max}$  – максимальный расход среды через РО, (м<sup>3</sup>/ч) ;  $\rho$  – плотность среды;  $\Delta p_{\min} = p_1 - p_2$  – минимальный перепад давления на РО;  $p_1$  – абсолютное давление среды при максимальном расходе до РО;  $p_2$  – абсолютное давление среды при максимальном расходе после РО.

Предварительно выбирают из таблицы 4.1 РО соответствующего типа с условной пропускной способностью  $K_{vy}$  рассчитанной по формуле:

$$k_{vy} \geq \eta \cdot k_{v\max}, \quad (4.2)$$

где  $\eta$  – коэффициент запаса, принимаемый равным не менее 1,2.

Таблица 4.1 – Условная пропускная способность, в зависимости от типа РО

Диаметр условного прохода $D_y$ , мм	Условная пропускная способность $K_{vy}$ , м <sup>3</sup> /ч, в зависимости от типа РО					
	Односедельные	Двухседельные	Трёхходовые	Шланговые	Диафрагмовые	Заслоночные
25	8	10	8	32	8	-
40	20	25	12	80	20	-
50	32	40	32	125	32	60
65	50	63	50	200	50	100
80	80	100	80	320	80	160
100	125	160	125	600	125	250
125	200	250	200	800	200	400
150	320	400	320	1250	320	600
200	500	630	600	2000	500	1000
250		1000		3200		1600
300		1600		5000		2500
400						4000
500						6000
600		-				10000
700		-				12500
800		-				16000
900		-				20000
1000						25000

Проверяют влияние вязкости жидкости на пропускную способность выбранного РО. Определяют число Рейнольдса  $Re_y$ , отнесенное к условному проходу предварительно выбранного РО, по формуле:

$$Re_y = 3540 \cdot \frac{Q_{\max}}{\nu \cdot D_y}, \quad (4.3)$$

где  $D_y$  – условный проход РО, (мм) (из таблицы 4.1);  $\nu$  – кинематическая вязкость среды, (см<sup>2</sup>/с).

Если число  $Re_y$  больше 2000, то принимают РО с условной пропускной способностью  $K_{vy}$ , определенной по формуле (4.1) с последующей проверкой на возможность возникновения кавитации по формуле (4.6).

Если число  $Re_y$  меньше или равно 2000, то определяют поправочный коэффициент на влияние вязкости жидкости  $\psi$  для одно- и двухседельных РО по графику, показанному рисунке 4.1.

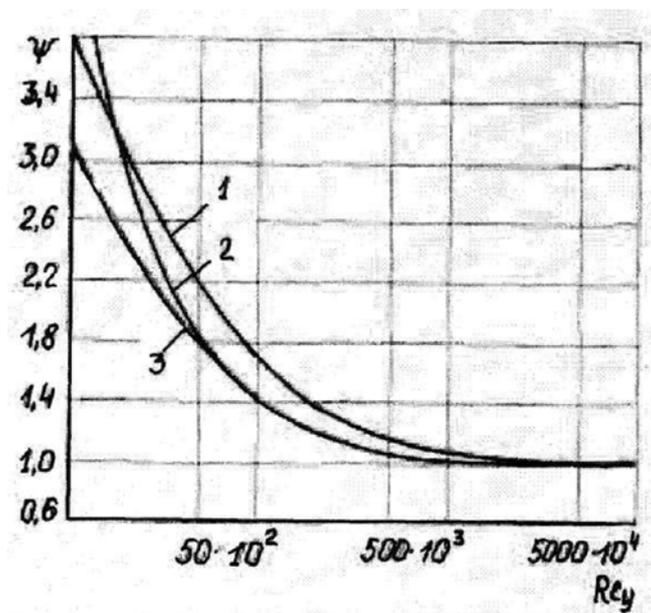


Рисунок 4.1 – Зависимость поправочного коэффициента  $\psi$ , учитывающего влияние вязкости:

1 – двухседельные РО, 2 – односедельные РО, 3 – заслоночные

Рассчитывают значение пропускной способности  $K_{vB}$  с учетом влияния вязкости жидкости по формуле:

$$k_{vB} = \psi \cdot \eta \cdot k_{v\max} \quad (4.4)$$

При  $K_{vB} \leq K_{vy}$  предварительно выбранного РО выбор считают законченным.

При  $K_{vB} > K_{vy}$  вновь выбирают РО соответствующего типа со значением  $K_{vy}$ , ближайшим к  $K_{vB}$  и снова определяют  $Re_y$ ,  $\psi$  и  $K_{vB}$ .

Вновь найденное значение  $K_{vB}$  проверяют по формуле (4.3).

Проверяют РО на возможность возникновения кавитации. Определяют коэффициент сопротивления  $\xi_y^{KB}$  выбранного регулирующего органа по формуле:

$$\xi_y^{KB} = 25,4 \cdot \frac{\omega_y^2}{K_{vy}^2} \quad (4.5)$$

где  $\omega_y = \frac{\pi \cdot D_y^2}{4}$  – площадь условного прохода, (см<sup>2</sup>). Здесь значение диаметра условного прохода в (см).

По значению  $\xi_{ув}$  согласно графике на рисунок 4.2 определяют коэффициент кавитации  $K_c$ . Направление движения потока рабочей среды на затвор.

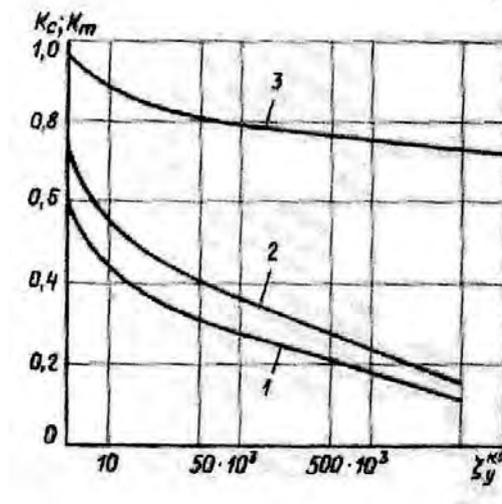


Рисунок 4.2 – Обобщённые зависимости коэффициентов кавитации:  
 1 –  $K_c$  для двух-седельных РО при прямом и обратном направлениях среды и для односедельных РО при направлении потока на затвор; 2 –  $K_m$  для тех же РО; 3 – для односедельных РО при направлении потока под затвор

По значениям  $p_1$ ,  $p_n$  (абсолютное давление насыщенных паров жидкости при температуре среды до РО) и  $K_c$  определяют максимально допустимый перепад давлений при кавитации:

$$\Delta p_{кав} = K_c (p_1 - p_n) \quad (4.6)$$

Если  $\Delta p_{кав} \geq \Delta p_{min}$ , то принимают регулирующий орган с пропускной способностью  $K_{vy}$ , определённой ранее (формула (4.3)) и расчёт РО считается законченным.

Если  $\Delta p_{кав} < \Delta p_{min}$ , то регулирующий орган будет работать в кавитационном режиме.

Исключение кавитации возможно снижением  $\Delta p_{min}$  до  $\Delta p_{кав}$ , повышением давления  $p_2$  при  $p_1 = const$  или выбором соответствующего типа РО, обеспечивающего более широкие пределы бескавитационной работы. Исключение кавитации возможно также за счёт повышения давления  $p_1$  при  $p_2 = const$ .

Если по условиям технологического процесса такими способами исключить кавитацию невозможно, выбирают РО с ближайшим большим

значением  $K_{vy}$ , для которого определяют  $\xi_{ув}$  и значение коэффициента критического расхода  $kt$  по рисунку 4.2.

Определяют по  $kt$  критический перепад давлений в РО  $\Delta p_{кав}$  по формуле:

$$\Delta p_{кав} = kt (p_1 - p_n). \quad (4.7)$$

Значение  $\Delta p_{кав}$  подставляют в формулу:

$$k_{v_{кав}} = 316,2 \cdot Q_{max} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_{кав}}}. \quad (4.8)$$

Если  $K_{v_{кав}} \leq K_{vy}$ , выбранный РО обеспечивает пропуск заданного  $Q_{max}$  в кавитационном режиме и выбор с расчётом регулирующего органа на этом заканчивают.

Если  $K_{v_{кав}} > K_{vy}$ , то выбранный РО не обеспечит пропуск заданного  $Q_{max}$  в кавитационном режиме и выбирают другой регулирующий орган, с ещё большим  $K_{vy}$  и расчёты по формуле (4.6) повторяют.

## 2 Пример расчета

Расчёт пропускной способности и выбор регулирующего органа для регулирования расхода воды.

*Исходные данные:* среда – вода; максимальный объёмный расход  $Q_{max} = 149 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; перепад давлений при максимальном расходе  $\Delta p_{min} = 16 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ; температура среды  $t = 90^\circ \text{ С}$ ; плотность среды  $\rho = 1,0 \text{ г/см}^3$ ; кинематическая вязкость при  $90^\circ \text{ С}$   $\nu = 0,00328 \text{ см}^2/\text{с}$ ; абсолютное давление до РО  $p_1 = 18 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ; абсолютное давление насыщенных паров при  $90^\circ$   $p_n = 0,7 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

### Решение:

1. Определяем максимальную расчётную пропускную способность регулирующего органа:

$$k_{v_{max}} = 316,2 \cdot Q_{max} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_{min}}} = 316,2 \cdot 140 \cdot \sqrt{\frac{1,0}{16 \cdot 10^5}} = 35 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

2. Определяем  $\eta \cdot k_{v_{max}} = 1,2 \cdot 35,0 = 42,0 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ , по которому предварительно выбираем из таблицы 4.1 двухседельный РО с условным проходом  $D_y = 50 \text{ мм}$  и  $K_{vy} = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

3. Определяем число Рейнольдса:

$$Re_y = 3540 \cdot \frac{Q_{\max}}{\nu \cdot D_y} = \frac{3540 \cdot 140}{0,00328 \cdot 50} = 3 \cdot 10^6$$

Так как  $Re_y > 2000$ , то поправку на влияние вязкости на расход не вводим и выбранный РО проверяем на возможность возникновения кавитации.

4. Определяем коэффициент сопротивления  $\xi_y^{кв}$  выбранного регулирующего органа по формуле:

$$\xi_y^{кв} = 25,4 \cdot \frac{\omega_y^2}{K_{vy}^2} = \frac{25,4 \cdot 3,14^2 \cdot 5^4}{4^2 \cdot 40^2} = 6,12$$

5. По кривой 1 на рис. 4.1 находим коэффициент кавитации  $\kappa_c = 0,51$ .

6. Определяем перепад давлений, при котором возникает кавитация:

$$\Delta p_{кав} = \kappa_c (p_1 - p_H) = 0,51 \cdot (18 - 0,7) \cdot 10^5 = 8,8 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

7. Заданный перепад давлений  $\Delta p_{min} = 16 \cdot 10^5 > \Delta p_{кав}$ , следовательно, выбранный РО будет работать в кавитационном режиме и не обеспечит заданный расход жидкости. Если по условиям технологического процесса не представляется возможным снизить  $\Delta p_{min}$  до  $\Delta p_{кав}$  или увеличить  $\Delta p_{кав}$  до  $\Delta p_{min}$ , то необходимо выбрать ближайший больший РО, для которого вновь определить  $\xi_y^{кв}$ ,  $\kappa_c$ ,  $\Delta p_{кав}$ .

В данном случае выбираем двухседельный РО с условным проходом  $D_y = 80 \text{ мм}$  и  $K_{vy} = 63 \text{ м}^3/\text{ч}$ , для которого

$$\xi_y^{кв} = 25,4 \cdot \frac{\omega_y^2}{K_{vy}^2} = \frac{25,4 \cdot 3,14^2 \cdot 8^4}{4^2 \cdot 16^2} = 16,2$$

8. По кривой 2 на рисунке 4.2 определяем коэффициент критического расхода  $\kappa_m = 0,52$ , соответствующий максимальному расходу.

9. Находим критический перепад давлений в РО  $\Delta p_{кав}$ :

$$\Delta p_{кав \max} = \kappa_m (p_1 - p_H) = 0,52 \cdot (18 - 0,7) \cdot 10^5 = 9,0 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

10. Определяем максимальную пропускную способность при  $\Delta p_{кав \max}$ :

$$k_{vкав} = 316,2 \cdot Q_{\max} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_{кав \max}}} = 316,2 \cdot 140 \cdot \sqrt{\frac{1}{9,0 \cdot 10^5}} = 46,7 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Это значение меньше  $K_{vy} = 63 \text{ м}^3/\text{ч}$  и вновь выбранный регулирующий орган обеспечит заданный максимальный расход в условиях кавитации. Выбор и расчёт РО закончен.

### 3 Задание

Рассчитать основные параметры регулирующего клапана по исходным данным, представленным в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Данные для расчета

Вариант	$Q_{\max}, \text{м}^3/\text{ч}$	$\Delta p_{\min}, 10^5 \text{ Па}$	$t, \text{°C}$	$\rho, \text{г/см}^3$	$v, \text{см}^2/\text{с}$	$p_n, 10^5 \text{ Па}$
1	120	16	90	0,965	0,00328	0,701
2	150	16	80	0,972	0,00365	0,473
3	170	16	70	0,978	0,00414	0,310
4	200	16	60	0,984	0,00475	0,199
5	120	12	50	0,988	0,00554	0,123
6	150	12	40	0,992	0,00658	0,074
7	170	12	30	0,996	0,00801	0,042
8	200	12	20	0,999	0,01005	0,023
9	100	14	40	0,992	0,00658	0,074
10	220	14	70	0,978	0,00414	0,310

## ЗАДАНИЕ 5 РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЕМОГО КЛАПАНА ДЛЯ РАБОТЫ НА ГАЗЕ

### 1 Порядок расчета

При движении газа расчет пропускной способности, выбор условного прохода и типа РО производят в следующей последовательности.

1. Для докритического режима движения газа, когда  $\Delta p_{\min A} = \Delta p_{\min} < 0,52p_1$ .

Определяют максимальную расчетную пропускную способность  $K_{v\max}$  для потока газа по формуле:

$$k_{v\max} = 186,9 \cdot Q_{\max} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T_1 \cdot z}{\Delta p_{\min} \cdot p_2}} \quad (5.1)$$

где  $\rho_n$  – плотность газа при  $p = 0,1 \text{ МПа}$  и  $t = 0^\circ\text{C}$ , (кг/м<sup>3</sup>);  $T_1$  – температура газа до РО, (К);  $z$  – безразмерный коэффициент, учитывающий отклонение

реального газа от закона идеального газа;  $\Delta p_{min}$  – минимальный перепад давлений в РО, (Па);  $p_2$  – абсолютное давление среды при максимальном расходе после РО.

Выбирают из таблицы 4.1 РО соответствующего типа с условной пропускной способностью  $K_{vy}$  рассчитанной по формуле:

$$k_{vy} \geq \eta \cdot k_{vmax} \quad (5.2)$$

где  $\eta$  – коэффициент запаса, принимаемый равным не менее 1,2.

Выбор и расчёт РО считается законченным

2. Для критического режима движения газа, когда  $\Delta p_{minB} = \Delta p_{min} \geq 0,52p_1$ .

Определяют максимальную расчетную пропускную способность  $K_{vmax}$  для потока газа формуле

$$k_{vmax} = \frac{373,13 \cdot Q_{max}}{p_1} \cdot \sqrt{\rho_n \cdot T_1 \cdot z} \quad (5.3)$$

где  $\rho_n$  – плотность газа при  $p = 0,1$  МПа и  $t = 0^\circ\text{C}$ , (кг/м<sup>3</sup>);  $T_1$  – температура газа до РО, (К);  $z$  – безразмерный коэффициент, учитывающий отклонение реального газа от закона идеального газа;  $p_1$  – абсолютное давление среды при максимальном расходе до РО, (Па).

Выбирают из таблицы 4.1 РО соответствующего типа с условной пропускной способностью  $K_{vy}$  рассчитанной по формуле:

$$k_{vy} \geq \eta \cdot k_{vmax} \quad (5.4)$$

где  $\eta$  – коэффициент запаса, принимаемый равным не менее 1,2.

Выбор и расчёт РО считается законченным.

## 2 Пример расчета

Расчёт пропускной способности и выбор регулирующего органа для регулирования расхода газа.

*Исходные данные:* среда – воздух; максимальный объёмный расход  $Q_{max} = 9000$  м<sup>3</sup>/ч; температура среды до РО  $T = 316$  К; плотность среды  $\rho = 1,293$  кг/м<sup>3</sup>; абсолютное давление до РО  $p_1 = 10^6$  Па; коэффициент отклонения от законов для идеальных газов  $z = 1$ ; перепад давлений при максимальном расходе: 1)  $\Delta p_{minA} = 0,7 \cdot 10^5$  Па; 2)  $\Delta p_{minB} = 8 \cdot 10^5$  Па.

**Решение:**

1) При  $\Delta p_{minA} = 0,7 \cdot 10^5$  Па:

Вычислим отношение  $0,52 p_1 = 5 \cdot 10^5$  Па.

$0,52 p_1 > \Delta p_{minA} = 0,7 \cdot 10^5$  Па, следовательно, режим движения воздуха докритический.

Определяем максимальную расчетную пропускную способность  $K_{vmax}$  для потока воздуха по формуле:

$$k_{vmax} = 186,9 \cdot Q_{max} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T_1 \cdot z}{\Delta p_{min} \cdot p_2}} = 186,9 \cdot 9000 \sqrt{\frac{1,293 \cdot 316 \cdot 1}{0,7 \cdot 10^5 (10^6 - 0,7 \cdot 10^5)}} = 133,27 \frac{M^3}{ч}$$

Определяем отношение  $\eta \cdot k_{vmax} = 1,2 \cdot 133,27 = 159,9 \frac{M^3}{ч}$ .

По таблице 4.1 выбираем двухседельный РО с условным проходом  $D_y = 100$  мм и  $K_{vy} = 160$  м<sup>3</sup>/ч.

Выбор и расчёт РО считается законченным.

2) При  $\Delta p_{minB} = 8 \cdot 10^5$  Па:

Отношение  $0,52 p_1 = 5 \cdot 10^5$  Па

$0,52 p_1 < \Delta p_{minA} = 8 \cdot 10^5$  Па, следовательно, режим движения воздуха критический.

Определяют максимальную расчетную пропускную способность  $K_{vmax}$  для потока воздуха формуле:

$$k_{vmax} = \frac{373,13 \cdot Q_{max}}{p_1} \cdot \sqrt{\rho_n \cdot T_1 \cdot z} = \frac{373,13 \cdot 9000}{10^6} \sqrt{1,293 \cdot 316 \cdot 1} = 67,88 \frac{M^3}{ч}$$

Определяем отношение  $\eta \cdot k_{vmax} = 1,2 \cdot 67,88 = 81,46 \frac{M^3}{ч}$ .

По таблице 4.1 выбираем двухседельный РО с условным проходом  $D_y = 80$  мм и  $K_{vy} = 100$  м<sup>3</sup>/ч.

Выбор и расчёт РО считается законченным.

### 3 Задание

Рассчитать основные параметры регулирующего клапана по исходным данным, представленным в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Данные для расчета

Вариант	$Q_{max}, M^3/ч$	$T, K$	$\rho, кг/м^3$	$\Delta p_{minA}, 10^5$ Па	$\Delta p_{minB}, 10^5$ Па
1	6000	270	1,29	6,00	0,3
2	7000	280	1,25	6,25	0,3
3	8000	290	1,20	6,50	0,3

Окончание таблицы 5.1

4	9000	300	1,17	6,75	0,4
5	10000	310	1,13	7,00	0,4
6	11000	320	1,11	7,25	0,5
7	6000	330	1,06	7,50	0,5
8	7000	340	1,03	7,75	0,6
9	8000	350	1,00	8,00	0,6
10	9000	360	0,97	8,25	0,6

## ЗАДАНИЕ 6 РАСЧЕТ И ВЫБОР РЕГУЛИРУЕМОГО КЛАПАНА ГОРЯЧЕГО ПАРА

### 1 Порядок расчета

На предприятиях водяной пар расходуют на технологические и бытовые и силовые цели.

Наиболее часто пар используется в качестве теплоносителя, так как процесс фазового перехода «вода – пар» требует очень большого количества энергии. Соответственно, и обратный процесс – конденсация – протекает с выделением большого количества энергии. Таким образом, пар очень удобно использовать для отопления помещений, нагрева различного рода сред, химических реакторов, процессов варки и т. п.

Для аппаратов непрерывного действия рассчитывают расход тепла за единицу времени (Дж/с (Вт) – тепловой поток), а для аппаратов периодического действия – за цикл работы (Дж). Чтобы определить расход тепла за смену (сутки), необходимо умножить тепловой поток на время работы аппарата в смену, сутки или на число циклов работы аппарата периодического действия и количество подобных аппаратов.

Расход насыщенного пара как теплоносителя при условии его полной конденсации определяют по уравнению:

$$L = \frac{Q}{(h_{оп} - h_{к}) \cdot t \cdot \eta}, \quad (6.1)$$

где  $L$  – количество греющего водяного пара, кг (или расход, кг/с);  $Q$  – общий расход тепла или тепловая нагрузка теплового аппарата (кДж, кДж/с), определяют из уравнения теплового баланса аппарата;  $h_{оп}$  – энтальпия перегретого пара, кДж/кг,  $h_{к}$  – энтальпия конденсата (жидкой воды), возвращаемого из калориферов системы вентиляции, кДж/кг;  $\eta$  – КПД теплового аппарата;  $t$  – время нагрева, ч.

Условный коэффициент пропускной способности  $K_v$ , м<sup>3</sup>/час седельного клапана определяется по формулам (кг/ч):

$$K_v = \frac{L_m}{33} \sqrt{\frac{V_k}{P_H - P_K}}, \text{ при } P_K > P_H/2, \Delta P < P_H/2. \quad (6.2)$$

$$K_v = \frac{L_m}{23,4} \sqrt{\frac{V_H}{P_H}}, \text{ при } P_K < P_H/2, \Delta P > P_H/2. \quad (6.3)$$

где  $V_H$  – удельный объем водяного пара при  $P_H$  и  $T_H$ , м<sup>3</sup>/кг;  $P_K, P_H$  – давление насыщенного пара и конденсата, кгс/см.

Характеристики насыщенного пара приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Характеристики насыщенного пара

Давление насыщенного пара, бар	Температура кипения, °С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Удельная энтальпия, кДж/кг		Уд. объем пара, м <sup>3</sup> /кг
			пара	жидкой воды (конденсата)	
0,02	17,51	0,015	2533,64	73,45	67,01
0,05	32,90	0,035	2561,59	137,77	28,19
0,1	45,83	0,068	2584,78	191,84	14,67
0,2	60,09	0,131	2609,86	251,46	7,650
0,3	69,13	0,191	2625,43	289,31	5,229
0,5	81,35	0,309	2645,99	340,57	3,240
0,7	89,96	0,423	2660,07	376,77	2,365
0,9	96,71	0,535	2670,85	405,21	1,869
1	99,63	0,590	2675,43	417,51	1,694
1,5	111,37	0,863	2693,36	467,13	1,159
2	120,23	1,129	2706,29	504,71	0,8854
3	133,54	1,651	2724,66	561,44	0,6056
4	143,63	2,163	2737,63	604,68	0,4622
5	151,85	2,669	2747,54	640,12	0,3747
6	158,84	3,170	2755,46	670,43	0,3155
7	164,96	3,667	2761,98	697,07	0,2727
8	170,42	4,162	2767,46	720,94	0,2403
9	175,36	4,655	2772,13	742,64	0,2148
10	179,88	5,147	2776,16	762,60	0,1943

В качестве устройств регулирования расхода насыщенного пара используются седельные клапаны. Характеристики клапаны КПСР серии 100 представлены в таблице 6.2.

Клапаны КПСР серии 100 предназначены для установки в системах холодного и горячего водоснабжения, где теплоносителем является вода или

30 % водный раствор этиленгликоля с температурой до 150 С и давлением до 1,6 МПа.

Диаметр клапана должен быть подобран так, чтобы скорость движения пара не превышала допустимых значений.

Максимальная скорость пара принимается, исходя из следующих норм:

- при диаметре труб до 200мм – 30 м/с;
- при диаметре труб свыше 200 – 60 м/с.

Скорость движения пара можно рассчитать по формуле:

$$v = \frac{4K_v}{\pi D^2}, \quad (6.4)$$

где D – условный диаметр клапана, м.

Таблица 6.2 – Основные характеристики клапанов КПСР серии 100

Тип привода									ST mini	ST0	ST 0.1	ST1	AVM 234	ST2
Осевое усилие, кН									1	2,9	3,2	5	2,5	16
Номинальный диаметр D, мм	Условный коэффициент пропускной способности Kvs, (м <sup>3</sup> /час)								Допустимый перепад давления, бар					
	Типоразмер													
	1	2	3	4	5	6	7	8						
15	3,2	2,5	1,6	1,0	0,63	0,4	0,25	0,16	1,6				1,6	
25	10	6,3	4,0	2,5	1,6	–	–	–	1,6				1,6	
32	16	10	6,3	–	–	–	–	–	1,0				1,6	
40	25	16	10	–	–	–	–	–	0,65				1,6	
50	40	32	25	16	10	–	–	–	0,4	1,6			1,6	
65	63	40	25	–	–	–	–	–	–	1,5	1,6		1,6	
80	100	63	40	–	–	–	–	–	–	1,4	1,6		1,6	
100	160	100	63	–	–	–	–	–	–	1,4	1,5		1,4	
125	250	160	125	100	–	–	–	–	–	–	1,4		1,4	
150	360	250	160	–	–	–	–	–	–	–	–	1,4	1,4	
200	450	360	250	–	–	–	–	–	–	–	–	1,4	–	7,6
250	800	630	450	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	4,3
300	1450	800	630	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	2,9
350	2060	1400	1000	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	2,1
400	3000	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	1,5

## 2 Пример расчета

Рассчитать и выбрать регулирующий клапан насыщенного пара, который подается в паровую рубашку и нагревает бак емкостью 5 м<sup>3</sup>. Нагреть нужно воду с 25 градусов до 75 градусов. Время нагрева 1 час. Давление пара 5 бар.

Давление конденсата 0,3 бар. Удельная энтальпия пара 2747,5 кДж/кг. Удельная энтальпия конденсата 289,3 кДж/кг. Плотность пара 2,67 кг/м<sup>3</sup>. Температура пара 151,9 С. Температура конденсата 69,1 С. КПД теплообменника 75 %.

Рассчитаем количество теплоты, необходимое для нагрева воды, по формуле:

$$Q = c \cdot \rho \cdot V \cdot (t_k - t_n) = 4200 \cdot 5 \cdot 1000 \cdot (75 - 25) = 1\,050\,000 \text{ кДж.}$$

Рассчитаем расход насыщенного пара (кг/ч):

$$L_m = \frac{Q}{(h_{II} - h_K) \cdot t \cdot \eta} = \frac{1050 \cdot 10^3}{(2747,5 - 289,3) \cdot 1 \cdot 0,75} = 569,5 \text{ кг/ч.}$$

Рассчитаем расход насыщенного пара (м<sup>3</sup>/ч):

$$L_v = \frac{L_m}{\rho} = \frac{569,5}{2,67} = 213,3 \text{ м}^3 / \text{ч.}$$

Пересчитаем давление пара  $P_H = 5 \text{ бар} = 0,5 \text{ Мпа} = 5,1 \text{ кгс/см}^2$ .

Рассчитаем условный коэффициент пропускной способности ( $P_K < P_H/2$ ):

$$K_v = \frac{569,5}{23,4} \sqrt{\frac{0,3747}{5,1}} = 6,6 \text{ м}^3 / \text{ч.}$$

Выбираем регулируемый клапан седельных клапанов КПСР серии АVM 234 с номинальным диаметром  $D = 32 \text{ мм}$ ; условным коэффициентом пропускной способности  $Kvs 10 \text{ м}^3/\text{час}$ ; допустимым перепадом давления 1,6 бар.

Рассчитаем скорость движения пара:

$$v = 4 \cdot 6,6 / (3,14 \cdot 0,032^2) = 8207,0 \text{ м/ч} = 2,28 \text{ м/с} < 30 \text{ м/с,}$$

следовательно клапан выбран верно.

### 3 Задание

Рассчитать основные параметры клапана насыщенного пара по исходным данным, представленным в таблице 6.3. Время нагрева 1 час.

Таблица 6.3 – Данные для расчета

Вариант	$V, \text{ м}^3$	$\Delta t, \text{ С}$	$P_H, \text{ бар}$	$P_K, \text{ бар}$	$\eta, \%$
1	3	90	9	0,5	75
2	3	80	8	0,3	75
3	4	70	7	0,2	80
4	4	60	6	0,1	80
5	5	90	5	0,5	82
6	5	80	9	0,3	82
7	6	70	8	0,2	77
8	6	60	7	0,1	77
9	7	80	6	0,5	79
10	7	79	5	0,3	79

## ЗАДАНИЕ 7

### РАСЧЕТ И ВЫБОР ШАРИКОВОЙ ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 1 Порядок расчета

Шариковая винтовая передача (ШВП) состоит из винта и гайки и служит для преобразования вращательного движения в поступательное. В шариковинтовых передачах на винте 1 и в гайке 2 выполнены винтовые канавки (резьба) криволинейного профиля (рис. 7.1), служащие дорожками качения для шариков, размещенных между витками винта и гайки. Наибольшее распространение получила резьба с полукруглым профилем. При этом вращение закрепленной от осевых перемещений гайки вызывает поступательное перемещение винта, или вращение закрепленного от осевых перемещений винта приводит к поступательному перемещению гайки.

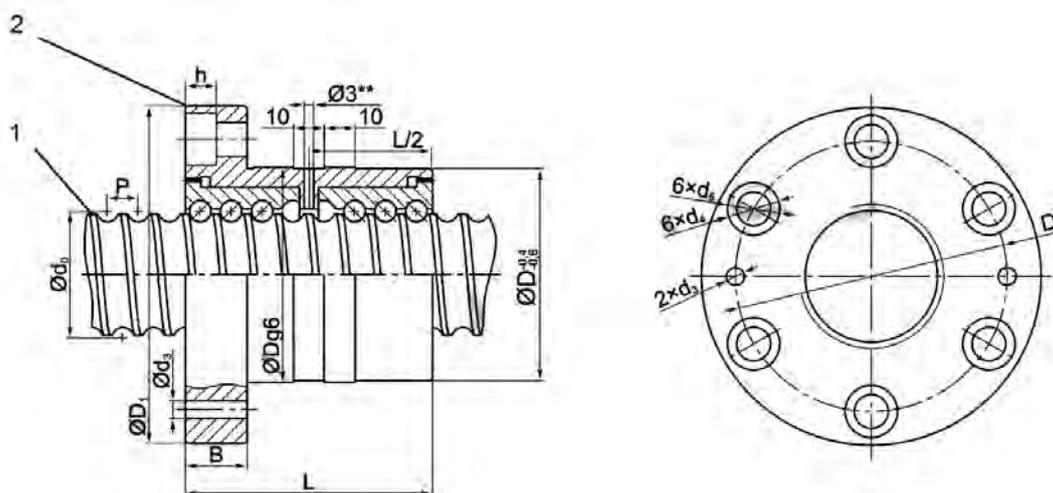


Рисунок 7.1 – Конструкция шарико-винтовой передачи

### Определение основных размеров передачи.

Нарезанная часть винта (рис. 7.2) имеет длину:

$$L = l_n + l_n' + l_n''; \quad (7.1)$$

где  $l_n$  – перемещение рабочего органа по координате;  $l_k$  – предполагаемая длина корпуса гайки;  $l_n' + l_n''$  – длины неиспользуемых частей винта для размещения уплотнений шарико-винтовой передачи, упоров, предохраняющих от повреждений.

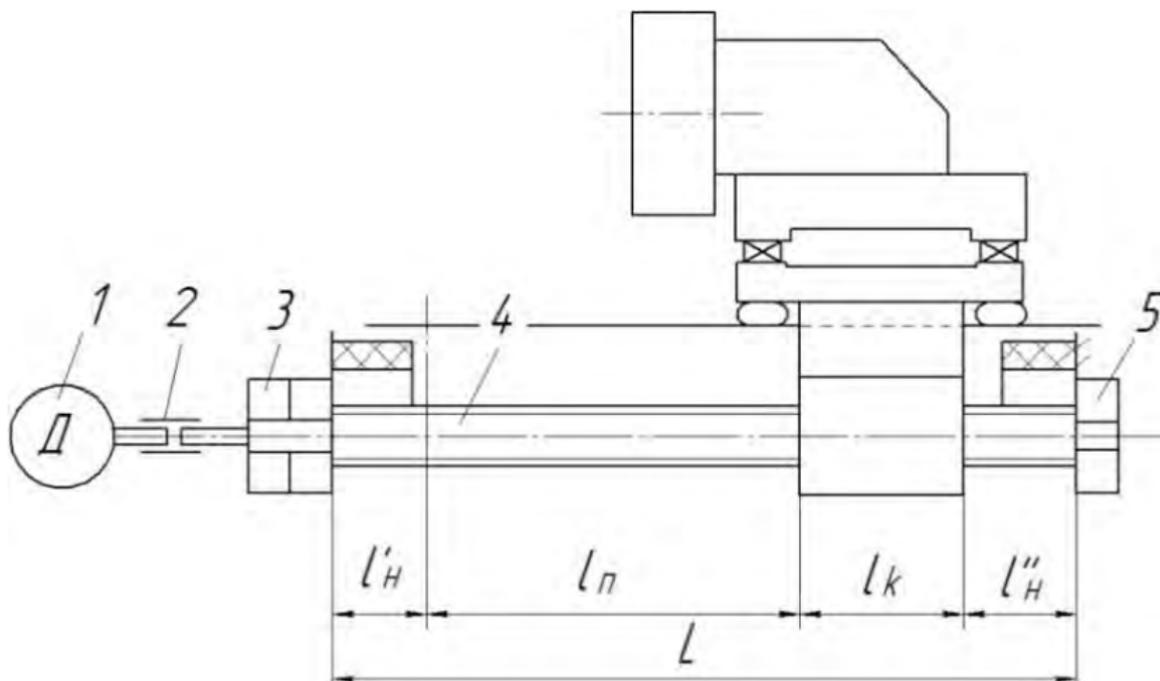


Рисунок 7.2 – Схема к определению длины винта:  
1 – двигатель; 2 – муфта; 3, 5 – опоры винта; 4 – винт

Если задана скорость быстрого хода суппорта  $V_6$  и определена максимальная допустимая частота вращения винта  $n_m$ , то можно определить минимальный расчетный шаг винта в приводе без редуктора:

$$p = \frac{V_6}{n_m}. \quad (7.2)$$

При определении  $n_m$  следует учитывать, что с этой частотой во время быстрого хода суппорта вращаются не только винт, но и вал электродвигателя, муфта и подшипники опор винта. Поэтому частота вращения винта  $n_m$  не может быть больше максимальной допустимой частоты вращения других элементов привода.

Конкретное значение  $n_m$  принимается таким, чтобы шаг  $p$  был стандартным.

Наибольший возможный номинальный диаметр передачи определяется по ее параметру быстроходности  $Nd$ , гарантированному изготовителем и равному  $Nd_0$ . Здесь  $N$  – наибольшая допустимая частота вращения винта, об/мин,  $d_0$  – номинальный диаметр передачи в миллиметрах. По данным изготовителей передач,  $Nd$  параметр находится в интервале  $(1 \dots 1,5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$ .

Наибольший возможный диаметр передачи:

$$d'_0 = \frac{Nd}{n_m}. \quad (7.3)$$

где  $n_m$  – максимальная частота вращения винта, об/мин.

Наименьший возможный диаметр винта можно определить, исходя из критерия его устойчивости при быстром вращении во время холостого хода рабочего органа. С учетом коэффициента запаса устойчивости  $k = 0,8$  наибольшая допустимая частота вращения винта (критическая)  $n_k = 0,8n_d$ . Приняв  $n_k$  равной частоте вращения винта во время быстрого хода  $n_m$ , получаем формулу расчета внутреннего диаметра резьбы винта  $d_2$ , мм:

$$d_2 = \frac{n_m l^2}{5 \cdot 10^7 v k}, \quad (7.4)$$

$v$  – коэффициент, зависящий от способа установки винта на опорах (рис. 7.3);  $l$  – наибольшая длина неопертой части винта.

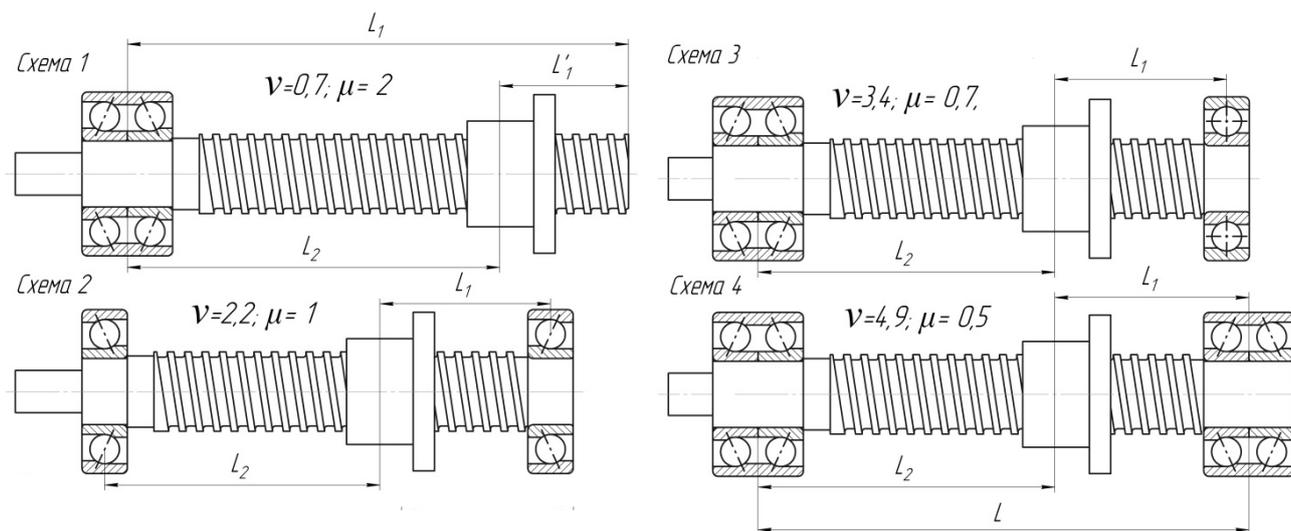


Рисунок 7.3 – Схемы установки винта на опорах

Диаметру  $d_2$  соответствует номинальный расчетный диаметр передачи:

$$d_0'' = d_2 + 0,71d. \quad (7.5)$$

В качестве номинального диаметра винтовой пары  $d_0$  следует принять:

$$d_0'' \leq d_0 \leq d_0' \quad (7.6)$$

По каталогу выбирается передача с размерами  $d_0$  и  $p$ , близкими к расчетным в таблице 7.1.

#### Проверка передачи по статической грузоподъемности.

Исполнительный орган нагружен силой резания, неуравновешенной составляющей силы тяжести перемещаемых узлов, силами трения в направляющих, в винтовом механизме и в опорах винта.

Проектируя привод подачи, определяют нагрузки на него при выполнении наиболее характерных операций (например, чернового и получистового точения на токарном станке) для разных элементов цикла (для быстрых и рабочих ходов исполнительного органа).

Пусть на передачу в одном и том же направлении действуют осевые нагрузки  $Q_1, Q_2, \dots, Q_k$  при соответствующих частотах вращения винта  $n_1, n_2, \dots, n_k$  в течение интервалов времени  $t_1, t_2, \dots, t_k$  или относительных интервалов.

Таблица 7.1 – Основные характеристики ШВП

Типоразмер $d_0 \times P$ , мм	Грузоподъемность, Н		Момент холостого хода $M_{xx}$ , Н·м	
	статическая	динамическая	min	max
16x2,5	9600	5000	0,05	0,20
25x5	28100	16580	0,08	0,32
25x10	48800	46400	0,11	0,35
32x5	37500	17710	0,18	0,56
32x10	65000	49800	0,22	0,60
40x5	49400	19170	0,30	0,84
40x6	56400	23700	0,32	0,83
40x10	85900	54700	0,45	0,95
50x5	62800	20640	0,50	1,35
50x10	112500	57750	0,48	1,23
50x12	119900	65400	0,49	1,09
63x10	149700	62030	0,75	2,03
80x10	197700	66880	1,23	3,25
80x20	297600	143400	2,30	3,88
100x10	251100	71840	2,04	5,20
100x20	386400	151800	2,75	5,23
125x20	729000	278000	2,80	5,50

Статическая грузоподъемность  $S_0$  – это предельно допустимая осевая статическая нагрузка на винт, в результате действия которой возникает (по расчету) общая остаточная деформация шариков, гайки и винта в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения. Значения основной статической грузоподъемности  $S_0$  приводятся изготовителями в каталогах передач.

Проверка передачи по статической грузоподъемности состоит в сравнении максимальной осевой статической нагрузки  $Q_{\max}$ , приложенной к винту со статической грузоподъемностью  $C_0$ . При этом коэффициентом запаса статической прочности  $f_s$  учитывается повышение нагрузки на винт при наличии вибраций, а также из-за инерции в начале движения или при остановке исполнительного органа. При работе без вибраций  $f_s = 1,0-1,5$ ; для узлов, работающих с вибрациями,  $f_s = 2,5-3$ .

Если  $Q_{\max} f_s \leq C_0$ , то передача пригодна для привода. Если же это неравенство не выполняется, следует перейти к передаче с большими размерами.

## 2 Пример расчета

Требуется определить исходные данные для расчета ШВП станка. Параметры технической характеристики следующие: перемещение рабочего органа по координате – 500 мм, максимальная осевая статическая нагрузка – 5000 Н, номинальная частота вращения электродвигателя привода продольной подачи  $n_d = 1500 \text{ мин}^{-1}$ . Скорость быстрого хода суппорта 5 м/мин. Коэффициент способа установки винта на опорах  $\nu = 2.2$ . Передача движения на винт от двигателя через муфту.

Определим минимальный расчетный шаг винта в приводе без редуктора:

$$p = \frac{V_{\dot{\sigma}}}{n_m} = \frac{5}{1500} = 0,0033 \text{ м.}$$

Выбираем вал ШВП с шагом винта 5 мм.

Рассчитаем частоту вращения винта:

$$n_m = \frac{V_{\dot{\sigma}}}{p} = \frac{5}{0,005} = 1000 \text{ об / мин.}$$

Рассчитаем наибольший возможный диаметр передачи:

$$d'_0 = \frac{Nd}{n_m} = \frac{1 \cdot 10^5}{1000} = 100 \text{ мм.}$$

Рассчитаем наименьший возможный диаметр передачи:

$$d_2 = \frac{n_m l^2}{5 \cdot 10^7 \nu k} = \frac{1000 \cdot 500^2}{5 \cdot 10^7 \cdot 2,2 \cdot 0,8} = 14,2 \text{ мм.}$$

Выбираем ШВП типоразмера ( $d_0 \times P$ ) 25 x 5.

Найдем требуемую статическую грузоподъемностью  $C_{0TP}$ :

$$C_{0TP} = Q_{\max} f_s = 5000 \cdot 2,5 = 12500 \text{ Н.}$$

Так как  $C_{0TP} < C_0 = 28100 \text{ Н}$ , то марка ШВП выбрана верно.

### 3 Задание

Рассчитать основные параметры ШВП по исходным данным, представленным в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Данные для расчета

Вариант	$Q_{\max}$ , Н	$l$ , мм	$n_d$ , об/мин	$V_6$ , м/мин	$v$
1	7000	1000	500	5	2,2
2	21000	2000	500	10	3,4
3	6000	600	1000	5	2,2
4	12000	500	1000	10	2,2
5	25000	1200	1000	15	2,2
6	30000	1500	1000	17	3,4
7	35000	1700	1000	20	4,9
8	4000	450	1500	3	2,2
9	6000	500	1500	5	2,2
10	10000	650	1500	10	2,2

## ЗАДАНИЕ 8

### РАСЧЕТ И ВЫБОР НАСОСА ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ ЖИДКОСТИ

#### 1 Порядок расчета

Насос – гидравлическая машина, преобразующая механическую энергию приводного двигателя в энергию жидкости, создающую поток жидкой среды (рис. 8.1).

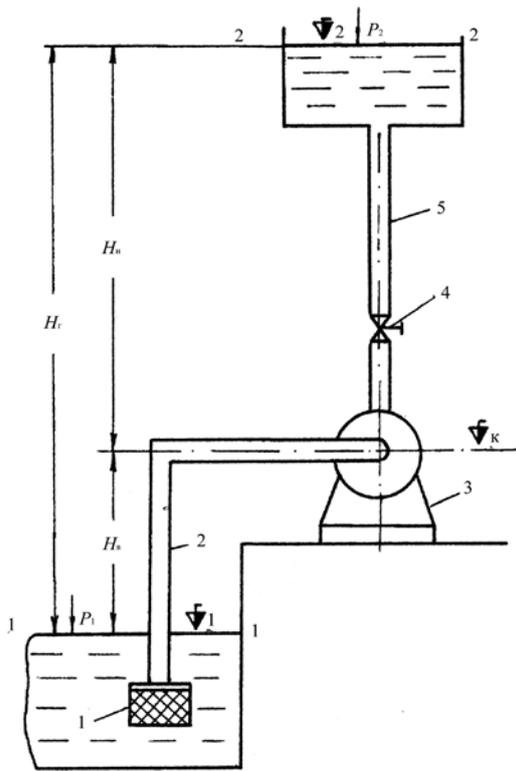


Рисунок 8.1 – Схема насосной установки:

- 1 – всасывающий клапан с сеткой;
- 2 – всасывающий трубопровод; 3 – насос;
- 4 – задвижка; 5 – нагнетательный трубопровод

$H_{\text{в}}$  – геометрическая высота всасывания, м;  $H_{\text{н}}$  – геометрическая высота нагнетания, м;  $H_{\text{г}} = H_{\text{в}} + H_{\text{н}}$  – геометрический напор насосной установки, м;  $p_1, p_2$  – давления на поверхности жидкости в приемном и напорном резервуарах, Па;

$H_{\text{н.у}}$  – потребный напор насосной установки – это напор, который необходимо создать на насосной установке, чтобы по ней пошла жидкость с заданным расходом:

$$H_{\text{н.у}} = H_{\text{г}} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h, \quad (8.1)$$

где  $h = h_{\text{в}} + h_{\text{н}}$  – общие потери напора трубопроводов насосной установки;  $h_{\text{в}}$  и  $h_{\text{н}}$  – потери напора соответственно во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

Для всасывающего трубопровода:

$$h_{\text{в}} = \left( \lambda_{\text{в}} \times \frac{l_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} + \Sigma \zeta \right) \frac{v_{\text{в}}^2}{2g}, \quad (8.2)$$

Диаметры трубопроводов насосной установки выбираются в зависимости от средней скорости воды в трубопроводе, которая по СНиП 2.04.02-84 для труб диаметром  $d \leq 250$  мм составляет для всасывающих трубопроводов (0,6–1) м/с, а для нагнетательных трубопроводов (0,8–2,0) м/с. Всасывающий трубопровод для уменьшения вероятности появления кавитации рекомендуется делать по возможности короче и с наименьшим числом поворотов. Во избежание подсоса воздуха всасывающие трубопроводы обычно применяются стальные.

Насосную установку характеризуют следующие параметры:  $Q$  – расход – объем воды, проходящей в единицу времени через каждое поперечное сечение трубопроводов насосной установки, м<sup>3</sup>/с;

где  $\lambda_B$  – коэффициент гидравлического трения для всасывающего трубопровода, определяемый по графику Мурина или по формулам;  $l_B, d_B$  – длина и диаметр всасывающего трубопровода;  $\zeta$  – коэффициент местных гидравлических сопротивлений.

Нагнетательный трубопровод, как правило, намного длиннее всасывающего, поэтому определение местных потерь напора можно упростить, приняв их равными 10 % от потерь по длине.

Соответственно:

$$h_n = 1,1\lambda_n \frac{l_n}{d_n} \frac{v_n^2}{2g}, \quad (8.3)$$

где  $l_n, d_n$  – длина и диаметр нагнетательного трубопровода, м;  $v_n$  – средняя скорость воды в нагнетательном трубопроводе, м/с;  $\lambda_n$  – коэффициент гидравлического трения для нагнетательного трубопровода.

Гидравлическая характеристика насосной установки:

$$H_{н.у} = H_r + \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + BQ^2. \quad (8.4)$$

При построении характеристики величину  $B$  целесообразно вычислять по формуле:

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2}, \quad (8.5)$$

где  $h_p$  – общие потери напора в трубопроводах насосной установки при расчетном расходе  $Q_p$ . Расчетный расход насосной установки определяется объемом и режимом водопотребления, а также величиной регулирующих сооружений;  $B$  – постоянная для данной установки при турбулентном режиме движения жидкости.

### **Подбор центробежных насосов**

**Исходные данные:** а)  $Q_p$  – расчетный расход насосной установки; б) план установки с горизонталями, на котором указано расположение водозабора, насосной станции, водонапорной башни и трассы трубопроводов; в) наибольшая и наименьшая отметка уровня воды в источнике (предполагается, что источник полностью обеспечивает потребность в воде).

1. Составляется схема насосной установки и определяются все ее параметры. Если геометрическая высота всасывания  $H_B$  превышает 5 м, составляется схема, в которой предусматривается применение погружных насосов. При выборе схемы насосной установки следует учитывать, что геометрическую высоту всасывания можно уменьшить путем заглубления пола

насосной станции до 5 м от поверхности земли, если этому не препятствуют грунтовые воды. Наиболее высокий уровень грунтовых вод должен быть ниже пола, по крайней мере, на 0,5 м.

2. На сводном графике подач и напоров соответствующих насосов (рис. 8.2) наносится расчетная точка, параметры которой – расчетный расход  $Q_p$  и вычисленный для него потребный напор насосной установки, который в дальнейшем будет называться также расчетным  $H_p$ .

Выбирается насос, напорная характеристика которого лежит выше расчетной точки, но ближе чем характеристики других насосов. В оптимальном случае расчетная точка совместится с характеристикой насоса при наибольшем КПД.

3. Строятся графики рабочих характеристик выбранного насоса.

4. Строится гидравлическая характеристика насосной установки (на тех же осях, что и напорная характеристика насоса). Для этого расходы, указанные в таблице технических данных выбранного насоса, подставляются в формулу (8.5) и вычисляются соответствующие напоры.

5. Определяются рабочие параметры насоса, характеризующие его работу на данной установке, по рабочей точке насоса, которая представляет собой точку пересечения напорной характеристики насоса и гидравлической характеристики насосной установки (рис. 8.3):  $Q_A$ ,  $H_A$ ,  $\eta_A$ ,  $N_A$ ,  $H_{\text{вак } A}^{\text{доп}}$ , или  $\Delta h_{\text{доп } A}$ .

A.

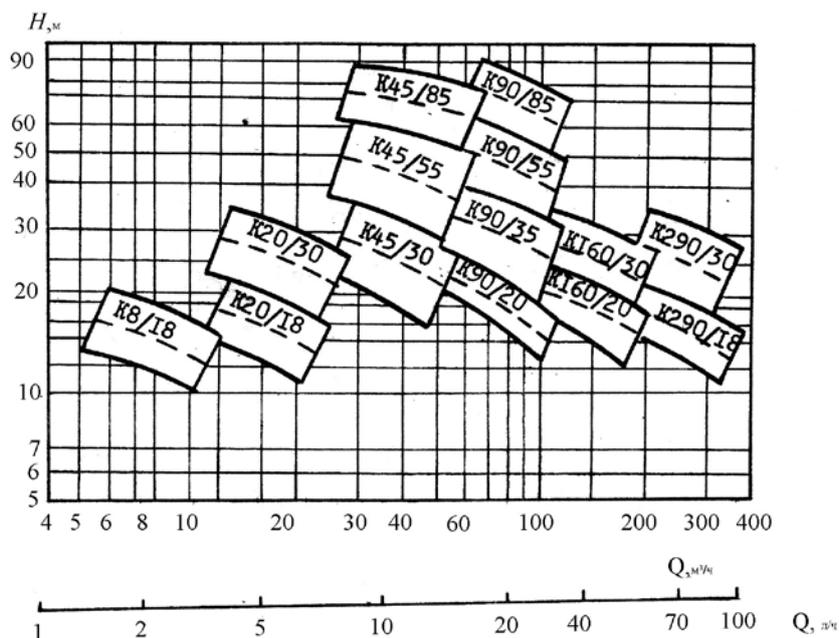


Рисунок 8.2 – Сводный график полей:  $Q - H$  насосов типа К, КМ

6. Проверяется отсутствие кавитации в насосе:

а) вычисляется допустимая геометрическая высота всасывания для рабочего расхода (индекс А у рабочих параметров в дальнейшем опускаем)

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - h_{\text{в}} - \frac{v_{\text{в.п}}^2}{2g}, \quad (8.6)$$

$$H_{\text{в}}^{\text{доп}} = \frac{P_{\text{атм}} - P_{\text{н.п}}}{\gamma} - h_{\text{в}} - \Delta h_{\text{доп}}, \quad (8.7)$$

где  $\Delta h_{\text{доп}}$  – допустимый (наименьший) кавитационный запас;  $p_{\text{атм}}$  – атмосферное давление;  $p_{\text{н.п}}$  – давление насыщенных паров жидкости при данной температуре;  $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$  – допустимая вакуумметрическая высота всасывания;  $h_{\text{в}}$  – потери напора во всасывающем трубопроводе при рабочем расходе, определяются по формуле (8.2) для рабочего расхода;  $v_{\text{в.п}}$  – скорость воды во всасывающем патрубке насоса.

$$v_{\text{в.п}} = \frac{Q}{S_{\text{в.п}}}, \quad (8.8)$$

где  $Q$  – рабочий расход насоса;  $S_{\text{в.п}}$  – площадь поперечного сечения всасывающего патрубка.

При  $H_{\text{в}} \leq H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  кавитация в насосе отсутствует. Если данное условие не выполняется, то следует изменить насосную установку, т. е. увеличить диаметр или уменьшить длину всасывающего трубопровода, либо заглубить насос.

### Пример подбора центробежного насоса

**Исходные данные.** Насос предназначается для работы в насосной установке, по которой вода подается из колодца чистой воды в водонапорную башню (рис. 8.1). Всасывающий трубопровод длиной  $l_{\text{в}} = 15$  м имеет два резких поворота на  $90^\circ$  и оборудован обратным клапаном с сеткой. Нагнетательный трубопровод имеет длину  $l_{\text{н}} = 57,2$  м. Низшая отметка уровня воды в колодце  $\nabla_1 = 10$  м, наибольшая отметка уровня воды в башне  $\nabla_2 = 30$  м, отметка поверхности земли в месте установки насосной станций  $\nabla_{\text{н.с}} = 14$  м. Температура воды  $10^\circ\text{C}$ . Расчетный расход насосной установки  $Q_{\text{р}} = 5,5$  л/с =  $19,8$  м<sup>3</sup>/ч.

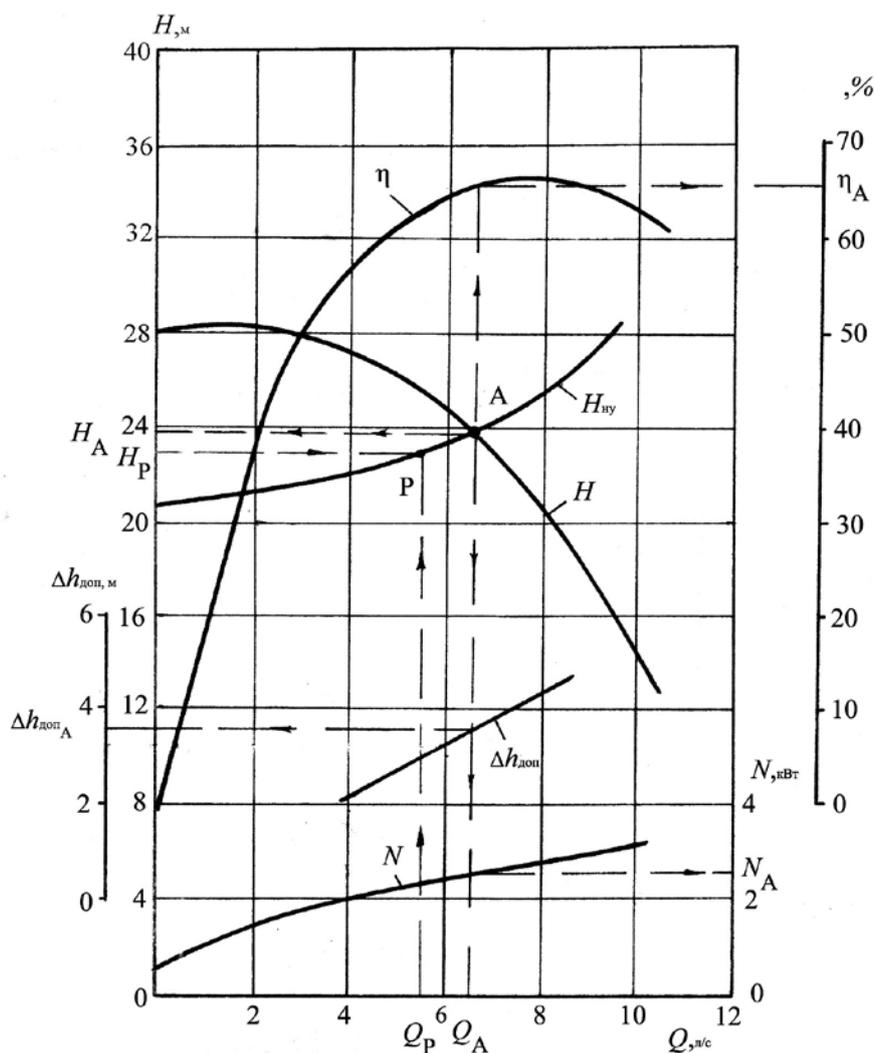


Рисунок 8.3 – Схема определения рабочих параметров насоса:

$H_{н.у}$  – гидравлическая характеристика (потребный напор) насосной установки;  
 P – расчетная точка насосной установки (индексом обозначены потребный напор и расход насосной установки); A – рабочая точка насоса (индексом обозначены рабочие параметры насоса)

## 2 Пример расчета

1. На схеме насосной установки указываются величины, необходимые для определения параметров насосной установки:  $H_B$ ,  $H_H$ ,  $H_G$ ,  $p_1$ ,  $p_2$  и предварительно намечается тип насоса – в данном случае консольного типа, так как  $H_B = \nabla_{н.с} - \nabla_1 = 14 - 10 = 4$  м.

2. Подбираются диаметры трубопроводов из условия  $v_B = (0,6-1)$  м/с,  $v_H = (0,8-2)$  м/с, а также материал трубопроводов.

Для всасывающих трубопроводов применяются стальные трубы, соединяемые сваркой или фланцами. Для нагнетательных трубопроводов также можно использовать стальные трубы.

Примем в первом приближении скорость в обоих трубопроводах  $v = 1 \text{ м/с} = 10 \text{ дм/с}$ . Из уравнения неразрывности найдем соответствующую площадь сечения трубопроводов и их диаметр:

$$S = Q_p / v = 5,5 / 10 = 0,55 \text{ дм}^2,$$

тогда диаметр  $d = 84 \text{ мм}$ .

Учитывая диапазон рекомендуемых скоростей, окончательно принимаем стальные электросварные трубы по ГОСТ 10704-96 для всасывающего трубопровода  $d_{в.н} = 102 \text{ мм}$ , при толщине стенки  $t = 3,5 \text{ мм}$ , внутренний диаметр  $d_{в.в} = 95 \text{ мм}$ ,  $S_{в.в} = 0,71 \text{ дм}^2$ , а для нагнетательного  $d_{н.н} = 76 \text{ мм}$ , тогда  $d_{в.н} = 70 \text{ мм}$  при  $t = 3,0 \text{ мм}$ ,  $S_{в.н} = 0,385 \text{ дм}^2$ .

3. Определяем фактические скорости в трубопроводах (из уравнения неразрывности):

$$v_{в} = \frac{Q_p}{S_{в.в}} = \frac{5,5}{0,71} = 7,75 = 0,775 \text{ м/с}, \quad v_{н} = \frac{Q_p}{S_{в.н}} = \frac{5,5}{0,385} = 14,3 = 1,43 \text{ м/с}.$$

Полученные скорости соответствуют рекомендованным.

4. Находятся потери напора во всасывающем  $h_{в}$ , в нагнетательном  $h_{н}$  трубопроводах, и общие потери.

Для этого по данным из рисунка 8.4 определяются коэффициенты местных сопротивлений. В рассматриваемом случае коэффициент гидравлического сопротивления клапана с сеткой  $\zeta_{к} = 7$ , а резкого поворота на  $90^\circ - \zeta_{п} = 1,1$ .

Из таблицы 8.1 находится абсолютная эквивалентная шероховатость стальных труб после нескольких лет эксплуатации  $\Delta = 0,19 \text{ мм}$ . Вычисляется относительная гладкость всасывающего и нагнетательного трубопроводов:

$$\frac{d_{в.в}}{\Delta} = \frac{95}{0,19} = 500, \quad \frac{d_{в.н}}{\Delta} = \frac{70}{0,19} = 370.$$

Определяется число Рейнольдса по формуле:

$$Re = \frac{vd}{\nu},$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости воды при температуре  $10^\circ \text{C}$ ,  $\nu = 0,013 \text{ см}^2/\text{с}$  (табл. 8.2).

$$Re_{в} = \frac{77,5 \times 9,5}{0,013} = 5,7 \times 10^4, \quad Re_{н} = \frac{143 \times 7}{0,013} = 7,7 \times 10^4.$$

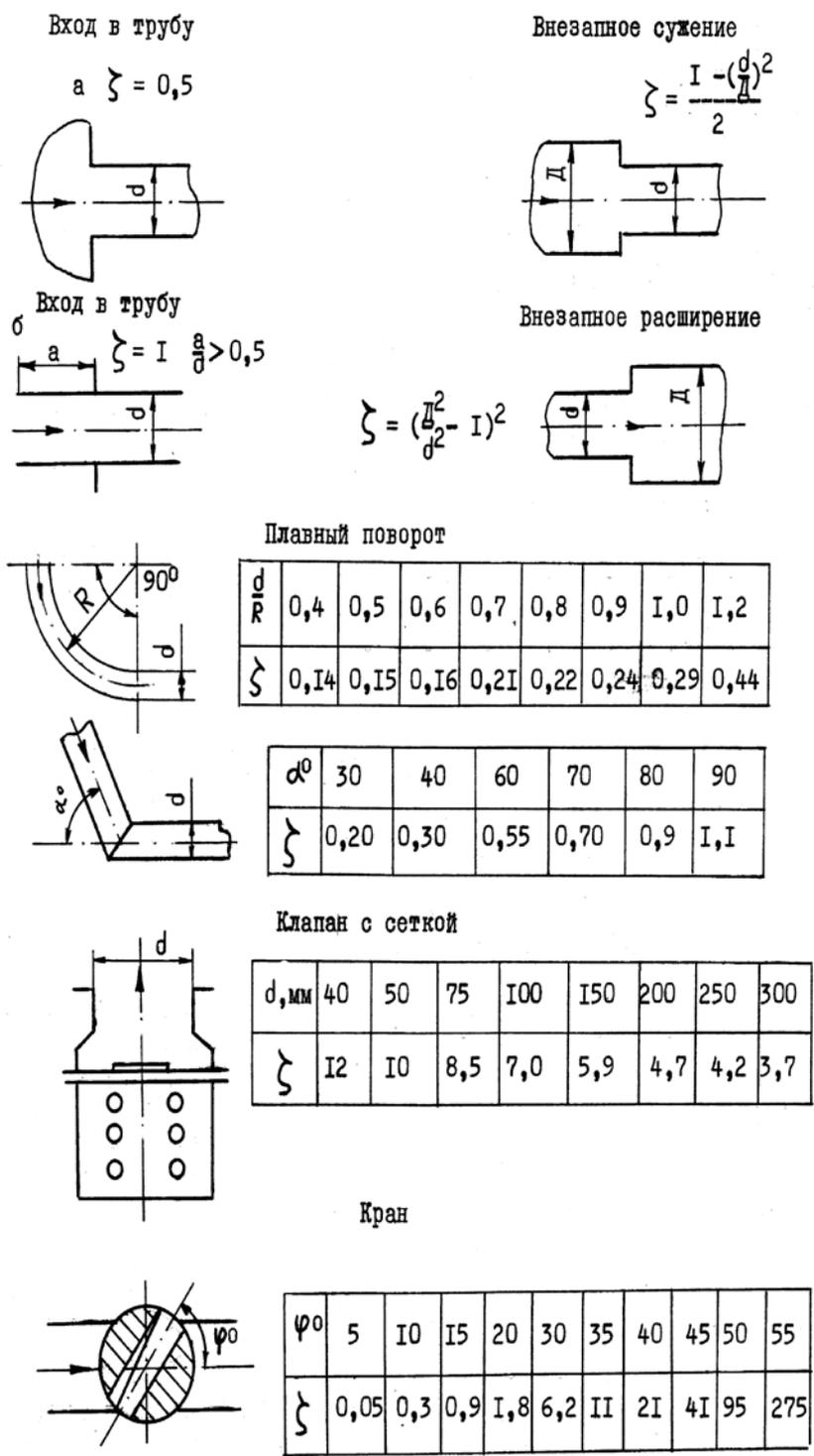


Рисунок 8.4 – Коэффициенты местных сопротивлений

Таблицы 8.1 – Абсолютная шероховатость

Характер поверхности	Δ, мм
Новые тщательно уложенные бесшовные стальные трубы	0,04–0,17
Цельнотянутые стальные трубы после нескольких лет эксплуатации	0,19
Чисто оцинкованные стальные трубы	0,12–0,21
Новые чугунные трубы с хорошо заглаженными стыками	0,31
Обычные новые чугунные трубы	0,25–0,42
Менее аккуратно уложенные новые или очищенные чугунные трубы	0,45
Старые заржавленные стальные трубы	0,60
Сильно заржавленные стальные трубы	0,67
Чистые трубы из стекла	0,002–0,01
Полиэтиленовые трубы	0,001–0,005
Поверхность из чистого цемента	0,25–1,25

Таблицы 8.2 – Кинематический коэффициент вязкости жидкостей, см<sup>2</sup>/с

Тип жидкости	Температура, °С						
	0	10	20	30	40	50	60
Вода	0,018 0	0,013 0	0,010 0	0,008	0,006 7	0,005 6	0,004 8
Бензин	0,010 8	0,009 0	0,007 3	0,006 5	0,005 9	0,005 4	0,004 9
Керосин	0,040 0	–	0,0250	–	0,018 0	0,015 0	0,011 0
Спирт	–	0,019 0	0,015 1	0,013 0	0,010 0	–	–
Масло моторное	18	7,5	3,0	1,3	0,65	0,5	0,28
Молоко	–	0,024 0	0,017 0	–	–	–	–
Масло АМГ–10	0,44	0,30	0,23	0,21	–	0,11	–
Воздух	0,130	0,138	0,150	0,155	–	0,180	–

Соответственно по графику Мурина находится  $\lambda_{\text{в}} = 0,026$  и  $\lambda_{\text{н}} = 0,027$ .

Вычисляются потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах по формулам (8.2) и (8.3):

$$h_{\text{в}} = \left( 0,026 \cdot \frac{15}{0,095} + 7 + 2 \cdot 1,1 \right) \cdot \frac{(0,775)^2}{2 \times 9,8} = 0,41 \text{ м},$$

$$h_{\text{н}} = 1,1 \times 0,027 \cdot \frac{57,2}{0,076} \cdot \frac{1,43^2}{2 \times 9,8} = 2,53 \text{ м}.$$

Соответственно общие потери напора при расчетном расходе равны:

$$h_{\text{п}} = h_{\text{в}} + h_{\text{н}} = 0,41 + 2,53 = 2,94 \text{ м}.$$

5. Определяется расчетный потребный напор насосной установки:

$$H_p = H_{н.у} = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h_p = 20 + 0 + 2,94 = 22,94 \text{ м.}$$

где  $H_r = \nabla_2 - \nabla_1 = 30 - 10 = 20 \text{ м}$ ;  $p_1 = p_2 = p_{\text{атм}}$ .

6. Наносим расчетную точку ( $Q_p = 5,5 \text{ л/с}$ ,  $H_p = 22,94 \text{ м}$ ) на сводный график подач и напоров консольных насосов (рис. 8.2) и по ближайшей вышерасположенной характеристике уточняем марку насоса: К 20/30а, либо КМ 20/30а. Насосы типов К и КМ в гидравлическом отношении одинаковы, а отличаются конструкцией соединения с электродвигателем.

7. Строятся графики рабочих характеристик (рис. 8.3) выбранного насоса с помощью таблицы 8.3, для диаметра рабочего колеса  $D_k = 148 \text{ мм}$ .

8. Строится гидравлическая характеристика насосной установки на тех же осях, что и напорная характеристика насоса (рис. 8.3). Для этого расходы, указанные в таблице 8.3, подставляются в формулу (8.4) и вычисляются соответствующие напоры.

Таблица 8.3 – Технические данные насосов К 20/30  $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $D_b = 50 \text{ мм}$

$Q$		К 20/30 КМ 20/30 $D_k = 162 \text{ мм}$			К 20/30а КМ 20/30а $D_k = 148 \text{ мм}$			К 20/30б КМ 20/30б $D_k = 132 \text{ мм}$			$\Delta h_{\text{доп}}, \text{ м}$
		$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	$H, \text{ м}$	$N, \text{ кВт}$	$\eta, \%$	
0	0	33,9	0,9	0	28	0,6	0	21,1	0,45	0	-
2	7,2	34,8	1,6	42	28,3	1,3	45	22,3	0,9	45	-
4	14,4	33,4	2,2	58	27,8	1,7	63	21	1,45	63	1,9
6	21,6	29,9	2,7	65	24,3	2,15	66	17,9	1,65	65	2,7
8	28,8	25	3,1	64	29,4	2,45	64	14	1,8	61	4,1
10	36	18,8	3,3	57	15,6	2,65	57	9	1,9	45	-
11	39,6	15,9	3,2	53	12,4	2,6	51	-	-	-	-

Коэффициент  $B$  в формуле (8.4) удобно определять из соотношения:

$$B = \frac{h_p}{Q_p^2} = \frac{2,94}{(5,5)^2} = 0,097 \frac{\text{м}}{(\text{л/с})^2}.$$

Единица измерения  $\text{м}/(\text{л/с})^2$  позволяет получать в формуле (8.4) потери напора в метрах при подстановке табличных расходов в л/с.

Результаты расчетов по формуле (8.4) приведены в таблице 8.4.

9. На пересечении напорной характеристики насоса с гидравлической характеристикой насосной установки (рис. 8.3) находится рабочая точка насоса А, которая определяет его рабочие параметры:

$$H_A = 23,9 \text{ м}; Q_A = 6,5 \text{ л/с}; \eta_A = 67 \%; \Delta h_{\text{доп}} = 3,15 \text{ м}; N_A = 2,5 \text{ кВт}.$$

В дальнейших расчетах используются только рабочие параметры, поэтому для упрощения записи индекс «А» опущен.

Таблица 8.4 – Результаты расчетов

$Q$ , л/с	0	2	4	6	8
$H_{н.у}$ , м	20	20,4	21,6	23,5	26,2

Для определения рабочей мощности насоса использовать формулу:

$$N = \frac{\gamma Q H}{\eta} = \frac{9800 \cdot 0,0065 \cdot 23,9}{0,67} = 2420 \text{ Вт} = 2,42 \text{ кВт}.$$

10. Определяется допустимая геометрическая высота всасывания  $H_B^{\text{доп}}$  и соответствующая ей отметка оси рабочего колеса насоса по формуле (8.7).

При развитом турбулентном движении потери напора пропорциональны квадрату скорости и следовательно квадрату расхода, поэтому

$$h_B = h_{B,p} \left( \frac{Q}{Q_p} \right)^2 = 0,41 \cdot \left( \frac{6,5}{5,5} \right)^2 = 0,57 \text{ м}.$$

$D_{в.п} = 0,5 \text{ дм}$ ,  $S_{в.п} = 0,196 \text{ дм}^2$  – диаметр и площадь поперечного сечения всасывающего патрубка насоса, на основании данных из таблицы 8.3.

$$v_{в.п} = \frac{Q}{S_{в.п}} = \frac{6,5}{0,196} = 33,2 \text{ дм/с} = 3,32 \text{ м/с}.$$

Наименьшее абсолютное давление атмосферы в рассматриваемой местности  $p_{\text{атм}} = 98 \text{ кПа}$ , абсолютное давление насыщенных паров воды при температуре  $10 \text{ }^\circ\text{C}$   $p_{н.п} = 1,2 \text{ кПа}$ , (табл. 8.5).

Тогда

$$H_B^{\text{доп}} = \frac{98 - 1,2}{9,81} - 0,57 - 3,15 = 6,15 \text{ м}.$$

Наибольшая допустимая по условиям кавитации отметка оси рабочего колеса:

$$\nabla_k = \nabla_1 + H_B^{\text{доп}} = 10 + 6,15 = 16,15 \text{ м}.$$

Следовательно, в данном случае при  $\nabla_{\text{н.с}} = 14\text{м}$  может быть применена станция наземного типа.

Таблица 8.5 – Давление насыщенных паров жидкости (абсолютное), кПа

Жидкость	Температура, °С			
	10	20	30	40
Вода	1,2	2,4	4,3	7,5
Спирт	7,946	9,81	13,73	19,62
Керосин	3,582	4,022	4,71	5,69
Бензин	15,7	18,64	24,58	33,16

### 3 Задание

Рассчитать основные параметры насоса по исходным данным, представленным в таблице 8.6.

Таблица 8.6 – Данные для расчета

Вариант	$Q_p, \text{м}^3/\text{ч}$	$l_{\text{в}}, \text{м}$	$l_{\text{н}}, \text{м}$	$\nabla_1, \text{м}$	$\nabla_2, \text{м}$	$\nabla_{\text{н.с}}, \text{м}$	$t, \text{°С}$
1	10	10	35	5	25	15	10
2	15	12	37	7	27	15	20
3	20	14	40	7	30	15	30
4	25	16	42	10	32	15	10
5	30	18	45	10	35	15	20
6	40	22	47	12	37	15	30
7	50	24	50	12	40	15	10
8	60	26	53	14	42	15	20
9	70	28	55	14	45	15	30
10	80	30	60	15	50	15	40

## ЗАДАНИЕ 9 РАСЧЕТ И ВЫБОР ДАТЧИКА УРОВНЯ

### 1 Порядок расчета

Измерение уровня жидкостей играет важную роль при автоматизации технологических процессов, особенно при поддержании уровня связано с уровнями безопасной работы оборудования. Уровнемеры могут использоваться либо для контроля отклонения уровня от номинального, и в этом случае они имеют двустороннюю шкалу, либо для определения количества жидкости (в сочетании с известными размерами емкости), и в этом случае они имеют одностороннюю шкалу. В зависимости от условий измерения, характера контролируемой среды используются различные методы измерения уровня. Если нет необходимости в дистанционной передаче показаний, уровень жидкости можно измерять уровнемерами с визуальным отсчетом (указательных стекол). При необходимости дистанционного измерения уровня используются более сложные уровнемеры: гидростатические (дифманометрические и барботажные), буйковые и поплавковые, емкостные, индуктивные, радиоизотопные, волновые, акустические, термокондуктометрические.

Рациональная последовательность выбора технических устройств показана на схеме алгоритма действий (рис. 9.1).

При этом критериями выбора можно считать потребительские свойства, т. е. соотношение показателей затраты/производительность/надежность, а технические и эксплуатационные характеристики – ограничения для процедуры выбора. Кроме того, необходимо разделить характеристики на прямые (для которых положительным результатом является её увеличение) и обратные (для которых положительным результатом является её уменьшение). Так как характеристики между собой конфликтны, т. е. улучшение одной характеристики почти всегда приводит к ухудшению другой, необходимо для каждой характеристики  $K_i$  определить весовой коэффициент  $a_i$ , учитывающий степень влияния данной характеристики на полезность устройства. Терминология и состав критериев оценки приведены в соответствии с основными положениями квалиметрии и стандартами качества (ГОСТ 15467-79). Выбор аппаратуры производится в четыре этапа (рис. 9.1):

- определение соответствия технических характеристик предъявленным требованиям;
- определение соответствия эксплуатационных характеристик предъявленным требованиям;
- оценка потребительских свойств выбираемой аппаратуры;
- ранжирование изделий.



Рисунок 9.1 – Схема алгоритма выбора технических средств

## 2 Пример расчета

Выбрать первичный преобразователь для измерения уровня (в аппарате, трубопроводе, насосе и т. д.), удовлетворяющий следующим характеристикам: уровень 900 мм; рабочая температура 76 °С; абсолютная погрешность измерения 1 мм.

Для выбранных средств измерения требуется указать следующие характеристики:

1. Модель и наименование (тип прибора, классификация и т. д.).
2. Класс допуска (класс точности, погрешности измерения и т. д.).
3. Особенности конструкции датчика (внутреннее устройство датчика, материалы, использующиеся в приборе).
4. Градуировка (номинальные статические характеристики).
5. Габаритные и присоединительные размеры (способы соединения, размеры различных частей и элементов и т. д.).
6. Материал монтажных частей (вид монтажа прибора к аппарату и материалы монтажных изделий и т. п.).

7. Соответствие техническим условиям, ГОСТам и другим нормативным документам (ТУ, ГОСТы, международные стандарты, реестр средств измерения).

8. Требования гарантийного обслуживания и сроки поверки приборов (сложность поверки и условия поверки).

9. Требования по герметичности и взрывозащите.

### **Решение.**

Рассчитаем давление столба жидкости заданного уровня при плотности аммиака  $0,681 \text{ г/см}^3$ :

$$P_{\text{изм}} = \rho gh = 0,681 \cdot 9,8 \cdot 0,9 = 6,0 \text{ кПа.}$$

Для поставленной задачи выбираем уровнемер Rosemount 3051L, имеющий следующие характеристики. Характеристики датчика:

- измеряемые среды: жидкости, в т. ч. агрессивные;
- основная приведенная погрешность:  $\varepsilon = \pm 0,075\%$ ;
- перенастройка диапазонов измерений: 100:1;
- выходные сигналы: 4-20 мА с цифровым сигналом на базе HART протокола;
- диапазон измеряемых давлений: 0,12 – 6,2 кПа ( $P_{\text{max}} = 6,2 \text{ кПа}$ );
- влияние вибрации: незначительно;
- климатическое исполнение: от  $-40$  до  $+80 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- взрывозащищенное исполнение.

Датчики предназначены для измерения уровня жидкостей в закрытых и открытых резервуарах, для производственных процессов с различными типами фланцевых соединений, с возможностью промывки мембран и защитой от парафиновых отложений. Датчики нашли применение во всех отраслях промышленности и зарекомендовали себя, как надежные и качественные приборы измерения гидростатического давления (уровня), имеют взрывозащищенное и искробезопасное исполнение.

*Изменение монтажного положения* не влияет на диапазон измерения. Отклонение нуля составляет для датчиков:

- при вертикальном монтаже датчика 0,249 кПа;
- при горизонтальном монтаже датчика 1,243 кПа. В любом варианте смещение нуля может быть устранено калибровкой.

*Влияние вибрации* незначительно, за исключением резонансных частот. При резонансных частотах влияние вибрации не превышает  $(0,1P_{\text{max}}) \%$  на единицу перегрузки (g) от 10 до 2000 Гц в любом направлении.

*Детали, не подвергающиеся воздействию рабочей среды.* Технологические соединения на фланцах (сторона высокого давления):

- рабочие мембраны, включая поверхность уплотняющей прокладки, нержавеющая сталь 316 L, Hastelloy (сплав С-276) или тантал;

– удлинители, CF-3М (отливка из нержавеющей стали 316 L), Hastelloy (сплав С-276), подходит к номенклатуре труб сортамента 40 и 80; – монтажный фланец: углеродистая сталь с цинково-кобальтовым покрытием или нержавеющая сталь.

Стандартные технологические соединения (сторона низкого давления):

– разделительные мембраны: нержавеющая сталь 316 L, Hastelloy (сплав С-276);

– стандартные фланцы и переходники: CF-3М (отливка из нержавеющей стали 316).

*Детали, не подвергающиеся воздействию рабочей среды.*

– корпус электроники: алюминиевый с низким содержанием меди или CF-3М (отливка из нержавеющей стали 316), полиуретановое покрытие, защита от пыли и влаги IP65, IP66;

– корпус сенсорного модуля Coplanar: CF-3М (отливка из нержавеющей стали 316);

– болты: углеродистая сталь с покрытием цинк-кобальт; аустенитная нержавеющая сталь 316 L; легированная сталь с цинковым покрытием; сплав К-500 (Monel).

*Искробезопасная электрическая цепь:*

– 0ExiallCT5 X (-60 °C ≤ Токр. ≤ 40 °C);

– 0ExiallCT4 X (-60 °C ≤ Токр. ≤ 70 °C).

Входные параметры  $U_{вх} = 30$  В,  $I_{вх} = 200$  мА,  $P_{вх} = 0,9$  Вт,  $C_{вх} = 0,012$  мкФ.

Рассчитаем абсолютную погрешность измерения давления датчика:

$$\Delta P = P_{\max} \cdot \varepsilon / 100 \% = 6,2 \cdot 0,075 / 100 = 0,0047 \text{ кПа} = 4,7 \text{ Па.}$$

Найдем погрешность измерения уровня датчика:

$$\Delta H = \Delta P / \rho g = 0,0047 \text{ кПа} / (0,681 \cdot 9,8) = 0,0007 \text{ м} = 0,7 \text{ мм.}$$

Величина погрешность измерения уровня соответствует заданию  $\Delta H < 1$  мм.

Рассчитаем минимальный уровень, измеряемый датчиком:

$$H_{\min} = P_{\min} / \rho g = 0,12 \text{ кПа} / (0,681 \cdot 9,8) = 0,018 \text{ м} = 18 \text{ мм.}$$

### 3 Задание

Выбрать первичный преобразователь для измерения уровня (в аппарате, трубопроводе, насосе и т. д.) по исходным данным, представленным в табл. 9.1.

Таблица 9.1 – Данные для расчета

Вариант	Уровень, мм	Рабочая температура, °С	Абсолютная погрешность измерения, мм	Среда; давление МПа
1	1000	– 40	10	Аммиак; – 0,2
2	7500	– 50	50	Аммиак; 0,4
3	3500	30	25	Соляная кислота; 0,6
4	1500	20	12	Серная кислота; 0,8
5	2000	– 60	15	Пропилен; 0,2
6	500	– 50	10	Пропилен; 0,05
7	3500	10	30	Вода; 0,2
8	1000	40	12	Вода; 1
9	5000	– 40	45	Хлор; 1,2
10	4000	40	35	Ацетон; – 0,2

## ЗАДАНИЕ 10 РАСЧЕТ И ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ ПРИТОЧНЫХ И ВЫТЯЖНЫХ СИСТЕМ

### 1 Порядок расчета

Приточные и вытяжные системы с механическим побуждением в основном оборудуются радиальными вентиляторами общего назначения. Вентиляторы подбираются по сводному графику и аэродинамическим характеристикам при известных величинах производительности и полного давления.

Величина полного давления вентилятора:

$$P_g = 1,1 \cdot (\Delta P_{сети} + \Delta P_{\kappa} + \Delta P_{\phi}), \quad (10.1)$$

где  $\Delta P_{сети}$  – потери давления в сети воздуховодов, Па;  $\Delta P_{обор}$  – потери давления в вентиляционном оборудовании (фильтре и калорифере), Па.

Производительность вентилятора с учетом 10 % запаса по производительности:

$$L_g = 1,1 \cdot L_{сети}. \quad (10.2)$$

Выбираем модель вентилятора по аэродинамическим характеристикам (рис. 10.1 и 10.2) и электродвигатель.

К установке принимаем вентилятор в первом исполнении с КПД передачи  $\eta_{п} = 1$  (непосредственная насадка вала вентилятора на колесо электродвигателя).

Проверяем требуемую мощность на валу электродвигателя, кВт:

$$N = \frac{L_v \cdot P_v}{3600 \cdot 1020 \cdot \eta_v \cdot \eta_n}, \quad (10.3)$$

где  $L_v$  – расход воздуха, принимаемый для подбора вентилятора,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $P_v$  – расчетное сопротивление сети, Па;  $\eta_v$  – коэффициент полезного действия вентилятора в рабочей точке;  $\eta_n$  – коэффициент полезного действия передачи.

Установочная мощность электродвигателя, кВт:

$$N_y = K_3 \cdot N, \quad (10.4)$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса мощности,  $K_3 = 1,3$  для  $N = 0,51 - 1$  кВт.

Требуемая мощность электродвигателя с учетом запаса должна быть меньше мощности принятого электродвигателя.

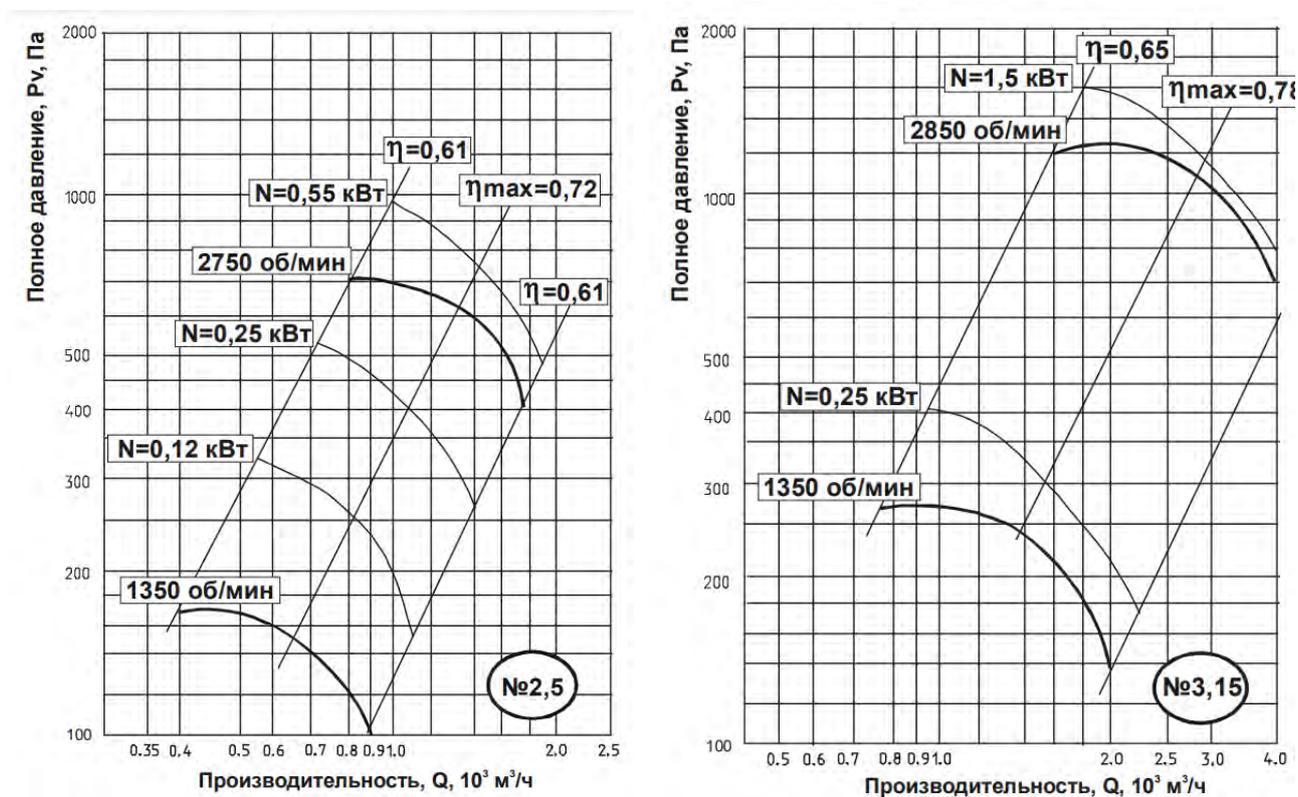


Рисунок 10.1 – Аэродинамические характеристики вентиляторов ВЦ 4-70-2,5 и 4-70-3,15

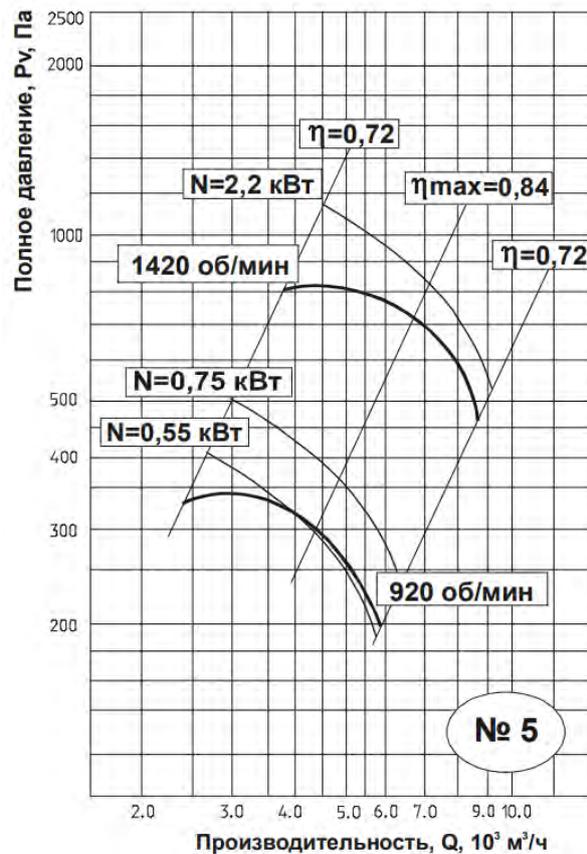
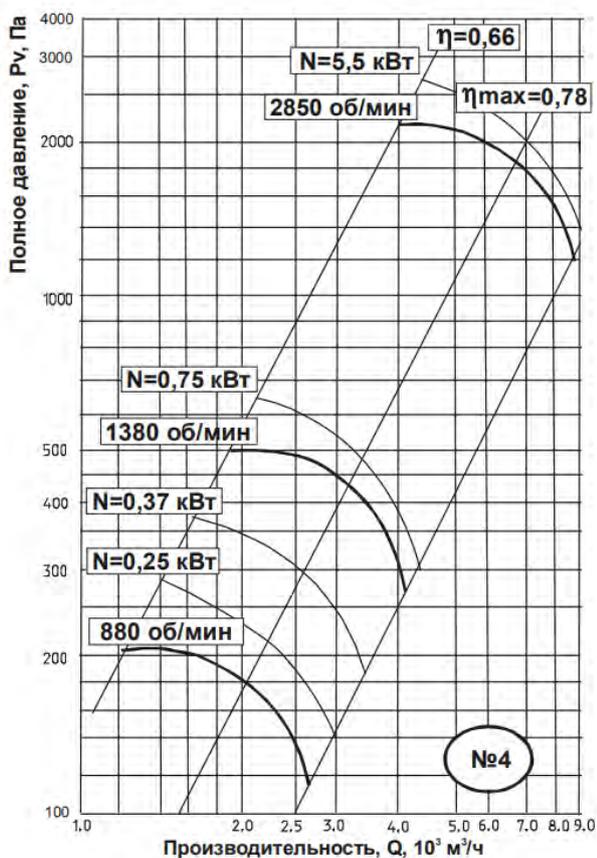


Рисунок 10.2 – Аэродинамические характеристики вентиляторов ВЦ 4-70-4 и ВЦ 4-70-5

Вентиляторы необходимо устанавливать на виброизоляторы. Рекомендуется при частоте вращения до 1800 об/мин в качестве виброизолирующих устройств применять стальные пружины и упругие прокладки из ребристой или перфорированной листовой резины.

## 2 Пример расчета

Исходные данные. Объем приточного воздуха  $L_{сети} = 1970 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Потери давления в сети, определенные на основании аэродинамического расчета воздуховодов  $\Delta P_{сети} = 106,68 \text{ Па}$ . Потери давления в фильтрах  $\Delta P_{\phi} = 123 \text{ Па}$ . Потери давления в калорифере  $\Delta P_{\kappa} = 56,8 \text{ Па}$ .

1) Величина полного давления, Па:

$$P_{\text{г}} = 1,1 \cdot (\Delta P_{сети} + \Delta P_{\kappa} + \Delta P_{\phi}) = 1,1 \cdot (106,68 + 56,8 + 123) = 315,1 \text{ Па}.$$

2) Производительность вентилятора с учетом 10 % запаса по производительности:

$$L_{\text{г}} = 1,1 \cdot 1970 = 2170 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3) Принимаем вентилятор ВЦ4-75-4 с диаметром рабочего колеса  $D = 0,9 \cdot D_{\text{ном}}$ , КПД  $\eta_v = 0,78$  при максимальном КПД  $\eta_{\text{макс}} = 0,78$ , установленном на одном валу с электродвигателем мощностью  $N = 0,55$  кВт. Тип электродвигателя А471А4, масса вентилятора с двигателем  $m = 61,8$  кг,  $n = 1390$  об/мин.

К установке принимаем вентилятор в первом исполнении с КПД передачи  $\eta_n = 1$  (непосредственная насадка вала вентилятора на колесо электродвигателя).

4) Проверяем требуемую мощность на валу электродвигателя, кВт:

$$N = \frac{L_v \cdot P_s}{3600 \cdot 1020 \cdot \eta_v \cdot \eta_n} = \frac{2170 \cdot 315,1}{3600 \cdot 1020 \cdot 0,78 \cdot 1} = 0,23 \text{ кВт},$$

где  $L_v$  – расход воздуха, принимаемый для подбора вентилятора,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  $P_s$  – расчетное сопротивление сети, Па;  $\eta_v$  – коэффициент полезного действия вентилятора в рабочей точке;  $\eta_n$  – коэффициент полезного действия передачи.

5) Установочная мощность электродвигателя, кВт:

$$N_y = 0,23 \cdot 1,3 = 0,3 \text{ кВт}.$$

где  $K_3$  – коэффициент запаса мощности,  $K_3 = 1,3$  для  $N = 0,51 - 1$  кВт.

Требуемая мощность электродвигателя с учетом запаса меньше мощности принятого электродвигателя.

### 3 Задание

Рассчитать основные параметры вентилятора по исходным данным, представленным в таблице 10.1.

Таблица 10.1 – Данные для расчета

Вариант	$L_{\text{сети}}, \text{м}^3/\text{ч}$	$\Delta P_{\text{сети}}, \text{Па}$	$\Delta P_{\text{ф}}, \text{Па}$	$\Delta P_{\text{к}}, \text{Па}$
1	600	50	55	30
2	900	70	65	45
3	1200	110	95	60
4	1500	150	140	70
5	2000	180	130	90
6	3000	280	260	130
7	4000	410	300	150
8	5000	460	390	180
9	6000	600	410	210
10	9000	800	500	240

## ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматизация технологических процессов и подготовки производства в машиностроении : учебник / П. М. Кузнецов, В. В. Борзенков, Н. П. Дьяконова и др. ; под ред. П. М. Кузнецова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Старый Оскол : ТНТ, 2018. – 511 с.
2. Кузнецов, В. Н. Средства автоматизации и управления : / В. Н. Кузнецов, В. А. Кривоносов, В. С. Есилевский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Старый Оскол : ТНТ, 2019. – 354 с.
3. Молдабаева, М. Н. Контрольно-измерительные приборы и основы автоматики : учебное пособие / М. Н. Молдабаева. – Москва ; Вологда : Инфра-Инженерия, 2019. – 330 с.
4. Филипова, Л. Г. Гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика : практикум / Л. Г. Филипова, С. В. Ермилов. – Минск : БНТУ, 2020. – 69 с.

Учебное издание

# ТЕХНИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЗАЦИИ

Методические указания

Составитель:  
Науменко Андрей Михайлович

Редактор *Р.А. Никифорова*  
Корректор *А.С. Прокопюк*  
Компьютерная верстка *А.М. Науменко*

---

Подписано к печати 14.06.2024. Формат 60x90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Усл. печ. листов 3,3.  
Уч.-изд. листов 3,5. Тираж 30 экз. Заказ № 151.

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»  
210038, г. Витебск, Московский пр., 72.

Отпечатано на ризографе учреждения образования

«Витебский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,  
распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.