

Государственный Комитет Украины по строительству и архитектуре
Украинский научно-исследовательский и проектный институт по
гражданскому строительству
(КиевЗНИИЭП)

Центр энергосбережения

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Руководство, составленное по рекомендациям зарубежных изданий
с учетом требований действующих в Украине норм проектирования

Киев - 2004

УДК 697.1

Гершкович В.Ф. Основы проектирования насосных установок. Руководство, составленное по рекомендациям зарубежных изданий с учетом требований действующих в Украине норм проектирования.

Изд. КиевЗНИИЭП, 2004.- 23 с.

Изложены основы проектирования насосных установок применительно к системам водоснабжения и теплоснабжения зданий. Используются справочные материалы из зарубежных изданий, адаптированные к требованиям украинских нормативных документов.

Для инженеров-проектировщиков систем инженерного оборудования зданий различного назначения и студентов, изучающих гидравлику и гидравлические машины.

© В.Ф.Гершкович, 2004

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	4
1. Введение	5
2. Основные определения	5
3. Основные рабочие параметры центробежных насосов	5
4. Расчет насосных установок	10
4.1 Расчетная подача насоса	10
4.2 Расчетный напор	13
4.3. Подбор насоса	18
5. Регулирование и управление	20
5.1 Способы регулирования	20
5.2 Управление работой насосов	21
6. Вспомогательное оборудование насосных установок	23
Литература	23

Предисловие

Наши извечные представления о насосе как о предмете хоть и полезном, но весьма грязном (сальники вечно текли) и невероятно шумном (в насосной ничего, кроме насоса, не слышно) за последние годы изменились резко и кардинально. Нынешние насосные агрегаты, поставляемые известными западными фирмами, имеют сходство с нашими старыми насосами лишь по назначению. Изысканный дизайн, низкий уровень шума, полная герметичность, минимальные габариты, высокая степень автоматизации, – вот далеко не полный перечень достоинств нового оборудования, которое вдруг стало применяться у нас повсеместно.

В то же время последние наши книги по гидравлическим машинам были изданы в середине 80-х, как раз тогда, когда нашим извечным представлениям о насосе еще не грозили никакие перемены, потому что представления эти были на ту пору еще вполне верными. В тех книгах излагались не только основы гидравлики, которые остаются незабываемыми на все времена, но и описывались образцы техники, которой уже нет. Поэтому нашему читателю, желающему ознакомиться с особенностями проектирования современных насосных установок, остается довольствоваться возможностью изучения каталогов зарубежных фирм.

В целом, хороший каталог дает достаточно полную информацию о насосе, но насос никогда не работает сам по себе. Он является частью системы, которая проектируется для каждого объекта специально. Вопросам взаимодействия насоса с различными гидравлическими системами, – будь то водопровод или замкнутый отопительный циркуляционный контур, – сегодня посвящается немало западных изданий, одно из которых [1], любезно предоставленное нам украинским представительством германской фирмы "Wilo", послужило канвой для этой книжки.

В книге использованы материалы не только упомянутого издания, но и других изданных за рубежом и у нас книг, а также действующие украинские нормы, поскольку наши гидравлические системы, в которых работают импортные насосы, проектируются по украинским нормам. Кроме того, некоторые данные из зарубежных источников представлены в новой интерпретации, которая, возможно, будет с интересом воспринята читателем.

1. Введение

Насосные установки являются неотъемлемой частью современных систем инженерного оборудования. По данным из различных источников можно предположить, что в развитых странах для привода различных насосов расходуется от 15 до 30% производимой энергии [1]. По данным Киевэнерго [2] насосные станции водоснабжения и канализации города Киева в 2002 году использовали 600 млн. кВт-часов или 9,87% всей электрической энергии, отпущенной киевским потребителям. Это в 10 раз больше, чем требуется для уличного освещения Киева. Кроме того, по нашим оценкам на перекачку теплоносителя киевской системы централизованного теплоснабжения ежегодно тратится не менее 250 млн. кВт-часов в год.

Проблемы перемещения и подъема воды занимали умы людей уже на заре цивилизации. Действующие в то время водопроводы подавали воду, используя силу земного притяжения. Примером этому могут служить римские акведуки. Однако, для того, чтобы заставить воду двигаться вверх, потребовались специальные устройства, которые называют насосами.

Первые попытки перекачивания воды приписываются греческому инженеру физико Крезибису из Александрии, который за 200 лет до н.э. сконструировал напорный поршневой насос. Хотя эти насосы использовались длительное время римскими пожарниками, их заново открыли только в 1695 г. в Нюрнберге, где был тогда построен поршневой насос, который приводила в действие группа людей от 16 до 20 человек. В 1705 Томас Ньюкомен впервые применил для привода поршневого насоса сконструированную им паровую машину. Его насос перекачивал 512 литров воды в минуту при энергетической эффективности не более 1%.

Проблема экономии электроэнергии, используемой для привода насосов, имеет существенное значение для топливно-энергетического баланса страны. Одним из способов рационального использования энергии является оптимальный подбор насосов при проектировании, а также правильная их эксплуатация.

2. Основные определения

Насосный агрегат это - комплекс, включающий в себя совместно работающие насос, привод и устройства, передающие энергию от привода к насосу.

Насосная группа включает в себя несколько насосных агрегатов, собранных вместе для улучшения параметров перекачивания.

Насосная система включает в себя насосный агрегат (насосную группу), всасывающий и напорный трубопроводы.

Насосная установка включает в себя все оборудование и трубопроводы, укомплектованные управляющей, регулирующей и измерительной аппаратурой, а также вспомогательными устройствами.

3. Основные рабочие параметры центробежных насосов

Подача насоса Q - это объем воды, подаваемый насосом за единицу времени. Оптимальная подача насоса достигается при максимальном значении общего коэффициента полезного действия η_{MAX} .

Реальная подача насоса - это подача при определенном напоре H , м.

Напор H насосной установки складывается из высот, которые необходимо преодолеть жидкости

$$H = H_z + (p_B - p_H) / (\rho g) + \Delta h + (c_B^2 - c_H^2) / (2g) \quad (1)$$

где H - напор насоса, м

H_z - геометрическая высота подъема, м, равная разнице уровней поверхности жидкости в приемном (верхнем) и подающем (нижнем) резервуарах;

$(p_B - p_H) / (\rho g)$ - высота, м, соответствующая разности давлений, Па, в верхнем (p_B) и нижнем (p_H) резервуарах;

Δh - сумма гидравлических потерь (на трение и в местных сопротивлениях) во всасывающем и напорном трубопроводах, м;

$(c_B^2 - c_H^2) / (2g)$ - высота, м, соответствующая разности кинетической энергии жидкости при скорости движения c_B , м/с, на выходе из напорного трубопровода в верхний резервуар и при скорости движения c_H , м/с, на входе во всасывающий трубопровод из нижнего резервуара;

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

g - ускорение свободного падения, равное 9,8 м/с².

Если приложенное к поверхности жидкости давление в обоих резервуарах будет одинаковым (например, при открытых резервуарах), и жидкость в обоих резервуарах находится в состоянии спокойствия, тогда

$$p_B = p_H, \quad c_B = c_H = 0$$

а выражение (1) упрощается:

$$H = H_z + \Delta h \quad (2)$$

В замкнутых циркуляционных системах, например, в системах отопления, напор циркуляционного насоса равен сумме гидравлических потерь.

На правильность вычислений напора проектируемого насоса влияет, в основном, точность определения гидравлических потерь Δh в трубопроводах.

Высота всасывания насосной установки описывается выражением :

$$H_{вс} = (p_B - p_H) / (\rho g) + H_{звс} + \Delta h_{вс} + c_{вс}^2 / (2g) \quad , \quad (3)$$

где $H_{звс}$ - геометрическая высота всасывания, м, равная разнице уровня всасывающего патрубка насоса и уровня жидкости в нижнем резервуаре;

$\Delta h_{вс}$ - сумма гидравлических потерь (на трение и в местных сопротивлениях) во всасывающем трубопроводе, м;

$c_{вс}^2 / (2g)$ - высота, м, соответствующая кинетической энергии жидкости при скорости движения $c_{вс}$, м/с, во всасывающем трубопроводе;

Если поверхность жидкости в нижнем резервуаре находится под действием атмосферного давления, тогда

$$p_B - p_H = 0$$

и выражение (3) принимает вид

$$H_{вс} = H_{звс} + \Delta h_{вс} + c_{вс}^2 / (2g) \quad (4)$$

Если насос работает под заливом, то есть, если уровень поверхности жидкости в нижнем резервуаре находится выше оси всасывающего патрубка насоса, то в выражениях (3) и (4) необходимо вставить геометрическую высоту всасывания $H_{\text{ЗВС}}$ со знаком минус.

Высоту всасывания насоса при его работе можно вычислить по формуле

$$H_{\text{ВС}} = \Delta P / (\rho g) \quad (5)$$

где ΔP – разрежение, Па, во всасывающем патрубке насоса, измеренное вакуумметром.

Высота всасывания $H_{\text{ВС}}$ для центробежных насосов обычно относится к оси всасывающего патрубка насоса.

Явление кавитации. Жидкость в трубопроводе перемещается, вследствие разности давлений на его концах. Если уровень воды в нижнем резервуаре находится ниже уровня всасывающего патрубка насоса, то этот патрубок находится под разрежением.

Жидкость во всасывающем трубопроводе теоретически могла бы подняться до высоты, при которой ее столб уравновесил бы атмосферное давление. При перекачивании воды такая высота была бы около 10 м. В реальных условиях высота всасывания будет меньше, потому что насос не создает идеального вакуума. Кроме того, часть существующей разности давлений используется на преодоление сопротивления трению во всасывающем трубопроводе и на преобразование потенциальной энергии в кинетическую энергию движущейся со скоростью $c_{\text{ВС}}$ жидкости.

Максимальная высота всасывания насоса связана с возможностью кавитации. Это явление проявляется при появлении пузырьков пара в объеме, в котором давление падает ниже давления насыщения. Когда пузырьки разрушаются, давление резко возрастает и возникает гидравлический удар, обладающий сильным разрушающим действием. Правильно подобранное насосное оборудование должно исключать возможность падения давления в любой точке системы ниже давления насыщения при данной температурс. В центробежных насосах наиболее вероятно появление кавитации в области входа жидкости в рабочее колесо. Кавитация не возникнет, если $p_{\text{ВС}} > p'$,

где: $p_{\text{ВС}}$ – давление на входе в насос

p' – давление насыщения жидкости при данной температуре.

Каждый насос в зависимости от конструкции требует того, чтобы давление на входе было выше давления насыщения жидкости на определенную величину, называемую кавитационным запасом.

Кавитационный запас, обозначаемый в западной литературе аббревиатурой NPSH (Net Positive Suction Head), описывается следующим выражением:

$$\text{NPSH} = [(p_{\text{ВС}} - p') / (\rho g)] + (c_{\text{ВС}}^2 / 2g), \quad (6)$$

где $c_{\text{ВС}}$ и $p_{\text{ВС}}$ соответственно скорость и давление во всасывающем патрубке насоса.

Кавитационный запас NPSH определяется производителем опытным методом для каждого типа насоса и представляется в виде таблицы или графика в каталоговом описании насоса.

Разновидности кавитационного запаса приведены в таблице 1.

Таблица 1. Разновидности кавитационного запаса

Название	Уравнение	Описание
Кавитационный запас NPSH	$NPSH = \frac{p_{вс} - p'}{\rho g} + \frac{c_{вс}^2}{2g}$	Запас, исключающий давление насыщения жидкости с учетом скорости потока
Критический кавитационный запас NPSH _{кр}	$NPSH_{кр} = \frac{p_{вскр} - p'}{\rho g} + \frac{c_{вс}^2}{2g}$	Запас для насоса, который работает в условном начале кавитации.
Требуемый кавитационный запас NPSH _{тр}	$NPSH_{тр} = k NPSH_{кр}$	Минимальный подпор, при котором гарантируется нормальная работа насоса. Коэффициент запаса k=1,1-1,3.
Действующий кавитационный запас NPSH _д	$NPSH_{д} = \frac{p_{н} - p'}{\rho g} - H_{звс} - \Delta h_{вс}$	Существующий в насосной установке кавитационный запас.

$p_{вс}$ - давление во всасывающем патрубке, Па
 p' - давление насыщения жидкости, Па
 $p_{вскр}$ - критическое (для условного начала кавитации) давление во всасывающем патрубке, Па
 $p_{н}$ - статическое давление в нижнем резервуаре, Па
 $c_{вс}$ - скорость потока жидкости во всасывающем патрубке, м/с
 $H_{звс}$ - геометрическая высота всасывающего патрубка, м
 $h_{вс}$ - сумма линейных и местных потерь давления во всасывающем трубопроводе, м
 ρ - плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³
 g - ускорение свободного падения, м/с²

Для расчетов давления во всасывающем патрубке насоса и кавитационного запаса в таблице 2 приведены значения давления кипения при различных температурах воды, в таблице 3 представлены значения среднего атмосферного давления $P_{атм}$ в зависимости от высоты над уровнем моря, а в таблице 4 - значения плотности воды ρ для разных температур.

Таблица 2. Давление кипения воды P_s в зависимости от ее температуры

Температура °C	Давление кипения P_s		Температура °C	Давление кипения P_s	
	м.вод.ст.	кгс/см ²		м.вод.ст.	кгс/см ²
0	0,063	0,0063	50	1,258	0,1258
4	0,083	0,0083	60	2,031	0,2031
10	0,125	0,0125	70	3,177	0,3177
20	0,238	0,0238	80	4,83	0,4800
30	0,433	0,0433	90	7,15	0,7150
40	0,752	0,0752	100	10,33	1,033

Функция $P_s = f(t)$ в интервале температур от 4 до 100°C с точностью $\pm 4\%$ описывается формулой

$$P_s = 10^{-7}t^4 - 4 \cdot 10^{-6}t^3 + 4 \cdot 10^{-4}t^2 + 5 \cdot 10^{-4}t + 0,0777$$
 (температура в °C, давление в м.в.ст.)

Таблица 3. Зависимость среднего атмосферного давления $P_{атм}$ от высоты над уровнем моря.

Высота H над уровнем моря, м	Среднее атмосферное давление $P_{атм}$				
	м.в.ст	Па	кПа	мм.рт.ст	кгс/см ²
0	10,33	101300	101,3	760	1,033
250	10,04	98400	98,4	738	1,004
500	9,73	95500	95,5	716	0,973
750	9,46	92700	92,7	695	0,946
1000	9,16	89900	89,9	674	0,916
1500	8,11	84500	84,5	634	0,811
2000	7,56	79500	79,5	596	0,756

Функция $P_{атм} = f(H)$ в интервале высот до 2000 м с точностью $\pm 2,5\%$ описывается формулой $P_{атм} = 10,33 - 0,0014H$ (высота в м, давление в м.в.ст.)

Таблица 4 Плотность воды ρ в зависимости от температуры t .

$t^{\circ}\text{C}$	ρ , кг/м ³	$t^{\circ}\text{C}$	ρ , кг/м ³	$t^{\circ}\text{C}$	ρ , кг/м ³	$t^{\circ}\text{C}$	ρ , кг/м ³
1	999,9	26	996,7	51	987,7	76	974,3
2	999,9	27	996,4	52	987,2	77	973,7
3	1000,0	28	996,1	53	986,7	78	973,0
4	1000,0	29	995,8	54	986,2	79	972,5
5	1000,0	30	995,6	55	985,7	80	971,8
6	999,9	31	995,2	56	985,2	81	971,3
7	999,9	32	994,9	57	984,7	82	970,6
8	999,8	33	994,6	58	984,3	83	969,9
9	999,7	34	994,2	59	983,7	84	969,4
10	999,6	35	993,9	60	983,2	85	968,7
11	999,5	36	993,5	61	982,6	86	968,1
12	999,4	37	993,2	62	982,1	87	967,4
13	999,3	38	992,9	63	981,6	88	966,7
14	999,2	39	992,6	64	981,1	89	966,0
15	999,0	40	992,2	65	980,5	90	965,3
16	998,8	41	991,8	66	980,0	91	964,7
17	998,7	42	991,4	67	979,4	92	964,0
18	998,5	43	991,0	68	978,8	93	963,3
19	998,4	44	990,6	69	978,3	94	962,6
20	998,2	45	990,2	70	977,7	95	961,9
21	997,9	46	989,8	71	977,1	96	961,2
22	997,7	47	989,3	72	976,6	97	960,4
23	997,5	48	988,9	73	976,0	98	959,8
24	997,2	49	988,5	74	975,4	99	959,0
25	997,0	50	988,0	75	974,8	100	958,3

Функция $\rho = f(t)$ в интервале температур от 30 до 100⁰С с точностью $\pm 0,03\%$ описывается формулой $\rho = 1003,1 - 0,156t - 0,0029t^2$
(температура в ⁰С, плотность в кг/м³)

Полезная мощность насоса, Вт, определяется полной энергией, передаваемой жидкости в насосе за единицу времени

$$N_{\text{У}} = \rho g Q H, \quad (7)$$

где Q - подача насоса, м³/с
 H - напор, создаваемый насосом, м

Мощность на валу насоса, Вт, - это механическая мощность, которая передается на вал либо на муфту насоса

$$N_{\text{В}} = \rho g Q H / \eta \quad (8)$$

Мощность $N_{\text{В}}$, которая передается электродвигателем насосу, больше полезной мощности $N_{\text{У}}$ из-за гидравлических потерь и потерь на трение в рабочем колесе.

Степень использования насосом мощности, получаемой от электродвигателя, называется коэффициентом полезного действия η

$$\eta = N_{\text{У}} / N_{\text{В}} \quad (9)$$

4. Расчет насосных установок

4.1 Расчетная подача насоса

Подача противопожарных насосных установок рассчитывается в соответствии с требованиями действующих норм проектирования [3, 4, 5].

Противопожарные насосы должны обеспечить подачу воды в количестве, соответствующем проектной производительности пожарных струй. В таблице 5 приведены требования, регламентирующие производительность пожарных струй в зданиях различного назначения.

Таблица 5. Нормативная [4] производительность пожарных струй для жилых и общественных* зданий

Типы зданий	Колич. струй	Производит. одной струи, л/с
Жилые здания при числе этажей от 12 до 16	1	
Здания управлений высотой от 6 до 10 этажей и объемом до 25000 м ³ .		
Общежития и общественные здания высотой до 10 этажей и объемом от 5000 до 25000 м ³		
Жилые здания при числе этажей от 12 до 16 при общей длине коридора св. 10 м	2	2,5
Жилые здания при числе этажей от 17 до 25		
Здания управлений высотой от 6 до 10 этажей объемом св. 25000 м ³		
Здания управлений, общежития и обществ. здания при числе этажей св.10 и объемом до 25000 м ³		
Общежития и общественные здания высотой до 10 этажей и объемом св. 25000 м ³	3	
Жилые здания при числе этажей от 17 до 25 при общей длине коридора св. 10 м		
Здания управлений, общежития и обществ. здания при числе этажей св.10 и объемом св. 25000 м ³	4	5
Общественные здания высотой св. 50 м и объемом до 50000 м ³	8	

*Производительность пожарных струй для зрелищных зданий определяется специальными нормами

Подача насосов хозяйственно-питьевого водоснабжения должна быть достаточной для удовлетворения нужд потребителей, выраженных в секундных расходах, в соответствии с нормами проектирования внутреннего водоснабжения зданий [4], которыми регламентирован метод расчета максимального секундного расхода воды в системе водоснабжения, исходя из величин секундного расхода воды водоразборной арматурой (табл. 6) и вероятности действия санитарно-технических приборов.

Вероятность действия санитарных приборов в соответствии с действующими в Украине нормами определяется при помощи таблиц, данные которых трудно использовать при расчетах на современных компьютерах. Поэтому предлагается использовать методику расчета из германских норм [6], согласно которой максимальный секундный расход q определяется по формуле

$$q = A(\sum q_0^m) + B, \quad (10)$$

где A , B – коэффициенты, m – показатель степени, которые принимаются по таблице 7,

$\sum q_0$ – сумма секундных расходов по всем установленным в системе водоснабжения санитарным приборам.

Таблица 6. Секундные расходы воды санитарными приборами [4]

Санитарные приборы	Секундный расход воды, л/с			Свободный напор, м
	Общий q_0^{tot}	Холодной q_0^c	Горячей q_0^h	
Умывальник с водоразборным краном	0,1	0,1	-	2
Умывальник, мойка со смесителем	0,12	0,09	0,09	2
Раковина, мойка с водоразборным краном	0,15	0,15	-	2
Мойка в предприятиях общественного питания	0,3	0,2	0,2	2
Ванна со смесителем (том числе общим с умывальником)	0,25	0,18	0,18	3
Ванна с водогрейной колонкой и смесителем	0,22	0,22	-	3
Ванна медицинская со смесителем Ду20	0,4	0,4	0,3	5
Ванна медицинская со смесителем Ду25	0,6	0,4	0,4	5
Ванна медицинская со смесителем Ду32	1,4	1	1	5
Ванна ножная со смесителем	0,1	0,07	0,07	3
Душевая кабина со смесителем	0,12	0,09	0,09	3
Душ в групповой установке со смесителем	0,2	0,14	0,14	3
Биде со смесителем и аэратором	0,08	0,05	0,05	5
Восходящий душ	0,3	0,2	0,2	5
Унитаз со смывным бачком	0,1	0,1	-	2
Унитаз со смывным краном	1,4	1,4	-	4
Писсуар	0,035	0,035	-	2
Писсуар с полуавтоматическим смывным краном	0,2	0,2	-	3
Питьевой фонтанчик	0,04	0,04	-	2
Поливочный кран	0,3	0,3	0,2	2

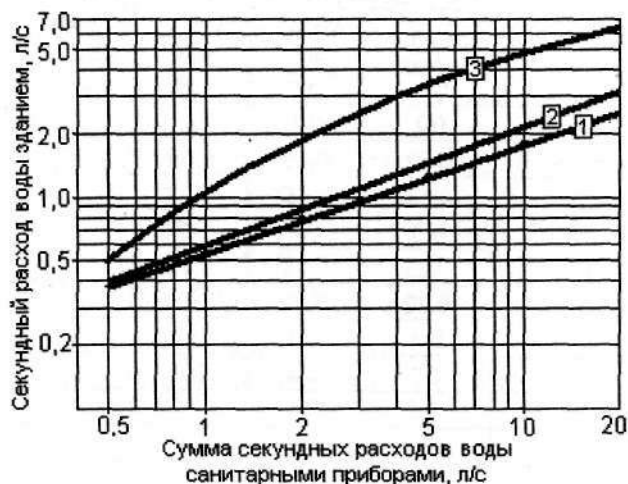
Таблица 7. Значения постоянных величин в формуле 10

Типы зданий	Условия применения постоянных	Постоянные величины		
		A	B	m
Жилые дома	$0,07 \leq \Sigma q_0 \leq 20$ л/с для кранов с $q_0 < 0,5$ л/с	0,682	-0,14	0,45
	$\Sigma q_0 > 20$ л/с для кранов с $q_0 > 0,5$ л/с	0,17	-0,7	0,21
Административные здания	$\Sigma q_0 \leq 20$ л/с	0,682	-0,14	0,45
	$\Sigma q_0 > 20$ л/с	0,4	0,48	0,54
Гостиницы и магазины	$1 \leq \Sigma q_0 \leq 20$ л/с для кранов с $q_0 > 0,5$ л/с	0,4	0	0,366
	$0,1 \leq \Sigma q_0 \leq 20$ л/с для кранов с $q_0 < 0,5$ л/с	0,698	-0,12	0,5
	$\Sigma q_0 > 20$ л/с (для гостиниц)	1,08	-1,83	0,5
	$\Sigma q_0 > 20$ л/с (для магазинов)	0,698	-0,12	0,5
Больницы	$\Sigma q_0 \leq 20$ л/с	0,698	-0,12	0,5
	$\Sigma q_0 > 20$ л/с	0,25	1,25	0,65
Школы	$1,5 \leq \Sigma q_0 \leq 20$ л/с. Если $\Sigma q_0 \leq 1,5$, то $q = \Sigma q_0$	4,4	-3,41	0,27
	$\Sigma q_0 > 20$ л/с	-22,5	11,5	-0,5

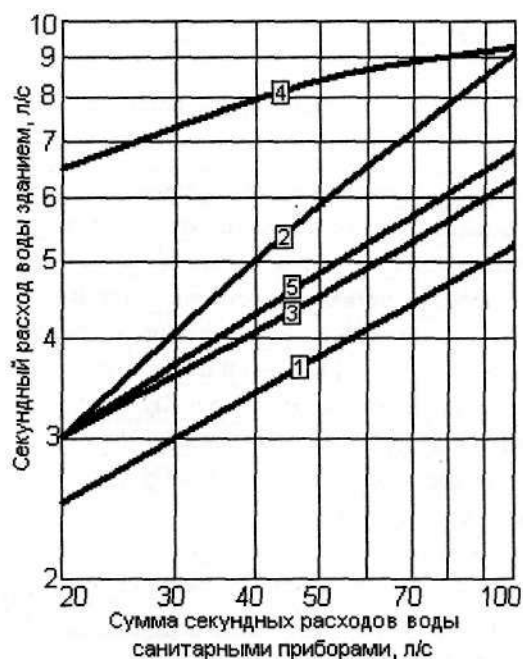
Для жилых домов и офисов зависимость 10 с высокой степенью точности может быть выражена формулой

$$q = 0,542 (\Sigma q_0^{0,5033}), \quad (11)$$

При помощи графиков рисунка 1 можно, не прибегая к формулам, определить по германским нормам секундные расходы воды в зданиях различного назначения.



- 1 – жилые дома и офисы
2 – гостиницы, больницы, магазины
3 – школы



- 1 – жилые дома и офисы; 2 – гостиницы;
3 – больницы; 4 – школы; 5 – магазины

Рис. 1. Зависимость расчетного секундного расхода воды в здании от суммы секундных расходов воды санитарными приборами, установленными в этом здании

Подача циркуляционного насоса Q , $\text{м}^3/\text{ч}$, системы отопления рассчитывается по формуле

$$Q = 3,6 \cdot 10^3 W / (c \Delta t), \quad (12)$$

где W – тепловая мощность системы, кВт, вычисляемая в соответствии с требованиями норм проектирования систем отопления;

c – удельная теплоемкость воды, равная $4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

Δt – разность температур теплоносителя на входе в систему и на выходе из нее, которую для двухтрубных систем рекомендуется принимать равной 20, а для однетрубных – 25 или 30°C .

Подачу циркуляционного насоса двухтрубной системы отопления с радиаторными термостатическими клапанами в жилых домах рекомендуется принимать на 20–25% больше расчетного значения, вычисленного по формуле 12, с учетом вероятности гидравлической разрегулировки системы.

Подача циркуляционного насоса $Q_{\text{ГВС}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, системы горячего водоснабжения рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{ГВС}} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot \phi \cdot W_{\text{ГВС}} / [c(t_{\text{Г}} - t_{\text{Ц}})], \quad (13)$$

где $t_{\text{Г}}$ и $t_{\text{Ц}}$ – температуры, $^\circ\text{C}$, горячего трубопровода и циркуляционного трубопроводов при отсутствии водоразбора. Обычно принимают $t_{\text{Г}} = 50$, $t_{\text{Ц}} = 40^\circ\text{C}$;

c – удельная теплоемкость воды, равная $4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

ϕ – коэффициент, учитывающий несбалансированность циркуляционной системы горячего водоснабжения. Значения ϕ рекомендуется принимать равным 1 при одном циркуляционном стояке в системе, а также при нескольких циркуляционных стояках, если на каждом из них установлен настроенный надлежащим образом балансировочный вентиль. При отсутствии балансировочных вентилях $1,2 \leq \phi \leq 1,5$. Для разветвленных

систем горячего водоснабжения рекомендуется принимать более высокие значения φ ;

$W_{ГВС}$ - тепловой поток, кВт, от нагретых трубопроводов системы горячего водоснабжения в помещения, вычисляемый по формуле

$$W_{ГВС} = 10^{-3} \alpha [0,5(t_{Г} + t_{Ц}) - t_{ВН}] [(\sum D_i L_i) + (1 - \eta_{из}) (\sum D_j L_j)], \quad (14)$$

где α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С), от поверхности нагретой трубы к воздуху помещения, принимаемый равным (усреднено для горизонтальных и вертикальных трубопроводов) 11 Вт/(м²·°С);

$t_{ВН}$ - температура, °С, воздуха помещений, в которых прокладываются трубы горячего водоснабжения. Для жилых домов можно принимать усредненную величину $t_{ВН} = 20^{\circ}\text{C}$;

$\sum D_i L_i$ - сумма произведений диаметров, м, неизолированных трубопроводов на их длину, м;

$\sum D_j L_j$ - сумма произведений диаметров, м, теплоизолированных трубопроводов на их длину, м;

$\eta_{из}$ - эффективность тепловой изоляции, величина которой не должна быть меньше 0,8.

4.2 Расчетный напор

Требуемый минимальный напор H_{MIN} на выходе из насосной установки водоснабжения при ее максимальной подаче вычисляется по формуле:

$$H_{MIN} = H_z + \Delta h + h_B, \quad (15)$$

где H_z - геометрическая высота подъема, м, равная разнице уровней самой высокой точки водоразбора в системе водоснабжения и напорного трубопровода насоса;

Δh - сумма гидравлических потерь на отрезке системы от насосной установки до наиболее невыгодно размещенной с точки зрения гидравлических сопротивлений самой высокой точки водоразбора, м;

$h_{св}$ - минимальный свободный напор для наиболее невыгодно размещенной с точки зрения гидравлических сопротивлений самой высокой точки водоразбора, м; Нормируемые [4] величины свободного напора для водоразборных кранов различных санитарных приборов приведены в таблице 6.

Если проектируемая установка забирает воду непосредственно из системы водоснабжения, напор $H_{НС}$, м, который должна развивать насосная установка, определяется по формуле:

$$H_{НС} = H_{MIN} - H_B, \quad (16)$$

где H_B - давление, м, во всасывающем патрубке насоса, которое вычисляется по формуле

$$H_B = H_{В1} - \Delta h_{ВС} - H_{ЗНС}, \quad (17)$$

где $H_{В1}$ - минимальное давление воды, м, в точке подключения водопровода, питающего насосную установку;

$\Delta h_{ВС}$ - величина гидравлических потерь, м, на участке от точки подключения до всасывающего коллектора насоса;

$H_{ЗНС}$ - геометрическая высота подъема, м, равная разнице высот оси всасывающего патрубка насоса и точки подключения водопровода.

Если насос забирает воду из открытого резервуара, напор $H_{НС}$, который он должен развивать, определяется по формуле:

$$H_{НС} = H_{МІN} + \Delta h_{ВС} - H_{ЗР}, \quad (18)$$

где $\Delta h_{ВС}$ - величина гидравлических потерь, м, на участке от резервуара до всасывающего патрубка;

$H_{ЗР}$ - разница геометрических высот, м, между минимальным уровнем воды в резервуаре и осью насоса.

Противопожарные насосы должны обеспечить у пожарных кранов напор, достаточный для создания компактной струи нужной высоты. В таблице 8 приведены напоры, необходимые для создания пожарным стволом компактной струи разной высоты [4].

Таблица 8. Требуемый напор у пожарного крана с рукавом длиной 20 м, оборудованного пожарным стволом со sprysком 16 мм.

Высота компактной части струи или помещения, м	Производительность пожарной струи, л/с	Напор, м, у пожарного крана	
		d = 50 мм	d = 65 мм
6	2,6	10	9
8	2,9	13	11,4
10	3,3	16,4	14,6
12	3,7	21	18,6
14	4,2	26,3	23,5
16	4,6	31,8	28,4
18	5,1	40	34,6
20	5,6	-	42,4

Требования к противопожарным насосам систем автоматического пожаротушения регламентированы специальными нормами [5].

Напор H , кПа, циркуляционного насоса системы отопления определяется [7] по формуле:

$$P_H = 1,1(\Delta P_{CO} + \Delta P_{ТО} - 0,4P_E), \quad (19)$$

где ΔP_{CO} и $\Delta P_{ТО}$ - потери давления, кПа, в системе отопления и в теплообменнике; При использовании смесительных теплообменников (узлов смешения) величину $\Delta P_{ТО}$ принимают равной нулю.

P_E - максимальное естественное давление, кПа, которое рассчитывается по формуле:

$$P_E = 10^{-3}g\beta.\Delta t (H_{\max.пр.} - H_{ИТ}), \quad (20)$$

где g - ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/с}^2$;

β - среднее приращение объемной массы воды при охлаждении ее на 1°C , которое в интервале температур теплоносителя $65...95^\circ\text{C}$ принимается равным $0,624 \text{ кг/(м}^3\text{K)}$;

Δt - расчетная разность температур воды в подающем и обратном трубопроводах системы отопления, $^\circ\text{C}$;

$H_{\max.пр.}$ - отметка, м, отопительного прибора, наиболее удаленного по вертикали от источника тепла;

$H_{ИТ}$ - отметка, м, источника тепла.

При расположении источника тепла в подвале здания выражение в скобках формулы (20) и, соответственно, величина естественного

давления будут иметь положительное значение, а в случае, когда источник тепла находится на чердаке – отрицательное.

Напор циркуляционного насоса системы горячего водоснабжения принимают равным величине гидравлического сопротивления контура циркуляции, включающего в себя наиболее удаленный от насоса циркуляционный стояк, при прохождении через сборный участок контура расхода $Q_{ГВС}$, вычисленного по формуле 13.

Важнейшей составляющей величины расчетного напора насосной установки, является гидравлическое сопротивление сети, которое вычисляется при расчете потерь давления.

Расчет потерь давления на трение в отдельных участках трубопроводов выполняется на основе формулы Darcy-Weisbach:

$$h = RL = \lambda(L/D) (v^2/2g) \quad (21)$$

где h – величина линейных потерь давления на трение, м; R – удельная (на 1 м) потеря давления на трение в трубопроводе, м/м; L – длина трубопровода, м; D – внутренний диаметр трубопровода, м; v – скорость потока в трубопроводе, м/с; g – ускорение земного притяжения, м/с²; λ – коэффициент трения.

Коэффициент трения λ зависит от числа Рейнольдса, Re

$$Re = vD/\nu, \quad (22)$$

а также от относительной шероховатости ε внутренней поверхности трубопровода

$$\varepsilon = k/D, \quad (23)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с, воды, зависящий от ее температуры; k – шероховатость трубопровода, мм

Значение шероховатости поверхности для некоторых трубопроводов показаны в таблице 9.

Таблица 9. Шероховатость, k , трубопроводов

Виды трубопроводов	k , мм
Медные	0,01
Пластмассовые	0,01 – 0,07
Стальные новые	0,05 – 0,10
Стальные слабо корродированные	0,4
Стальные корродированные	1,2 – 1,5

В инженерной практике обычно используют таблицы или диаграммы, отображающие зависимость удельной потери давления от диаметра трубопровода, и расхода воды в нем. На рисунках 2 – 4 приведены диаграммы [8], которые используются в Соединенных Штатах. Ими удобно пользоваться, потому что на одной странице содержится информация, необходимая для выбора всех основных видов труб, – стальных, медных и пластмассовых. Наклонные линии на диаграммах помечены величинами диаметров трубопроводов, выраженных в миллиметрах (mm), и скоростей воды, выраженных в метрах за секунду (m/sec). На диаграмме рисунка 3 пунктирными линиями обозначены разные модификации медных труб, используемых в США.

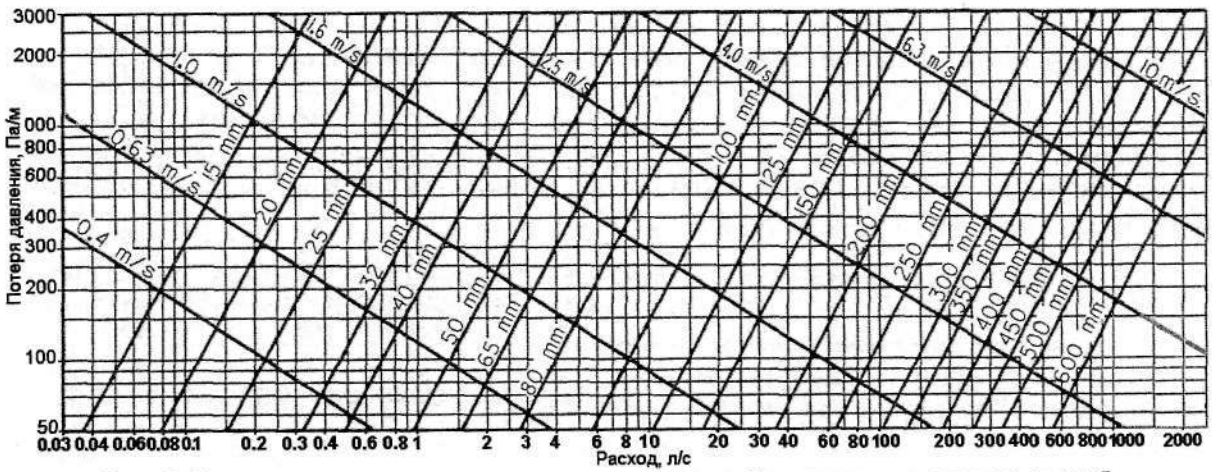


Рис. 2. Диаграмма для гидравлического расчета трубопроводов из стальных труб

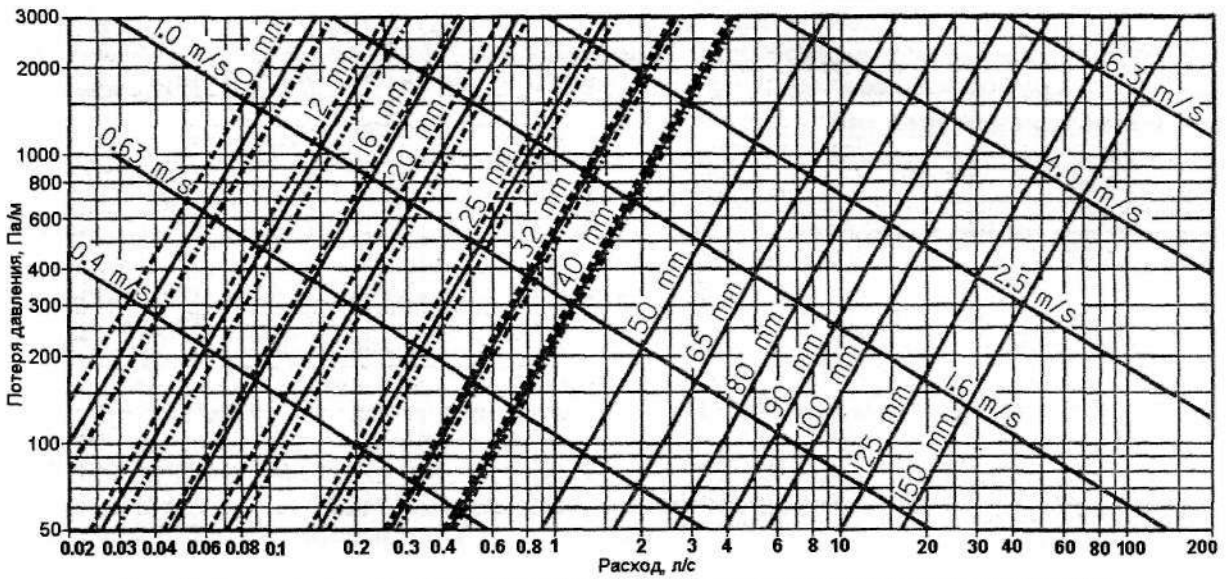


Рис. 3. Диаграмма для гидравлического расчета трубопроводов из медных труб

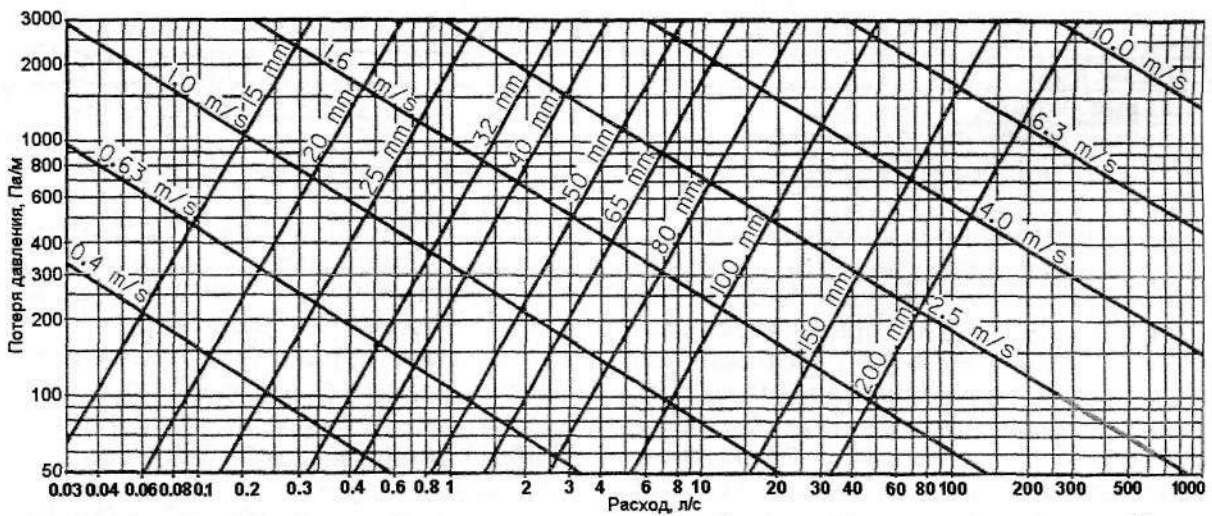


Рис. 4. Диаграмма для гидравлического расчета трубопроводов из пластмассовых труб

Для определения потерь давления в трубопроводе необходимо знать расчетный расход и задаться диаметром трубопровода, а затем определить по таблице или диаграмме удельную потерю давления R и вычислить величину потерь давления на участке длиной L по формуле $\Delta h = RL$. Германский справочник [9] рекомендует выбирать диаметры, руководствуясь данными таблицы 10.

Таблица 10. Рекомендуемые для выбора диаметра труб скорости и расходы воды

Dy, мм	Скорость воды, м/с		Расход, кг/ч	
	в магистралях	в ответвлениях	в магистралях	в ответвлениях
10		0,30		130
15	0,42	0,35	300	250
20	0,54	0,39	700	500
25	0,58	0,49	1200	1000
32	0,70	0,56	2500	2000
40	0,78	0,59	3800	2800
50	0,90	0,64	7000	5000
65	0,91	0,68	12000	9000
80	0,99	0,77	18000	14000
100	1,13		35000	
125	0,17		55000	
150	1,34		90000	

Потери давления в местных сопротивлениях Δh_m , м.в.ст., рассчитываются по формуле

$$\Delta h_m = 0,05v^2\zeta \quad (24)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления.

Значения ζ для деталей трубопроводов приводятся в справочниках. Некоторые справочные данные [9] приведены в таблице 11.

Таблица 11. Значения коэффициентов местного сопротивления ζ некоторых деталей трубопроводов

Деталь	Схема	ζ	Деталь	Схема	ζ								
Отвод 90°		1,0	Внезапный переход		$\zeta = [1-(d/D)^2]^2$								
r/d						0,5	0,35		$\zeta = (1/a-1)^2 \times [1-(d/D)^2]^2$				
						1,0				0,20			
						2,0					0,15		
						3,0							
Колено		1,3	Тройник		$a = 0,63-0,99$ (0,63-острая кромка; 0,99-сошло)								
beta						90	0,8	W2/W1	beta=90°	60°	45°		
						60			0,4	0,5	4,5	3,1	2,0
						45				1,0	1,5	0,77	0,43
Плавный переход		0,12	Примечания:		0,08								
						beta	20	0,17	1. Величина ζ для переходов отнесена к скорости в трубе меньшего диаметра;				
							30			0,21			
							40				0,27		
(d/D)²		0,08	2. Величина ζ для ответвления тройника отнесена к скорости W2.	0,06									
					0,2	0,02							
					0,4								
					0,6								
0,8													

Потери давления в арматуре и в аппаратах вычисляются по величине пропускной способности, которая указывается в каталогах изделий. Пропускной способностью клапана называют величину расхода воды, выраженную в м³/ч, который способен пропустить клапан при разности давлений до клапана и после него, равной 1 бар. Пропускную способность выражают символом K_v . Величина K_v имеет физическую размерность м³ч⁻¹бар^{-0,5}. При известной величине K_v клапана и расчетном расходе воды G , м³/ч, потери давления ΔP , бар, в клапане определяют по формуле

$$\Delta P = (G/K_v)^2 \quad (25)$$

Если необходимо вычислить потери давления на участке трубопровода вместе с установленной на нем арматурой, то это удобно сделать, зная величину коэффициента местного сопротивления ζ , которая вычисляется по формуле

$$\zeta = 100/[A(K_v)^2], \quad (26)$$

где K_v – пропускная способность изделия, известная из каталога; A – постоянная для каждой трубы определенного диаметра величина, значение которой приведено в таблице 11.

Таблица 11. Значения величины A для стальных трубопроводов

Диаметр условного прохода, мм										
15	20	25	32	40	50	70	80	100	125	150
1,06	0,319	0,123	0,039	0,023	0,0082	0,00268	0,00143	0,00064	0,00027	0,00014

4.3. Подбор насоса

Насос подбирается из каталогов производителя. Основанием для подбора насоса является его характеристика и область применения, представленные в каталоге, а также проектные параметры насосной установки, – ее подача и напор.

Для выбора насоса удобно пользоваться диаграммой, на которой нанесены его характеристики.

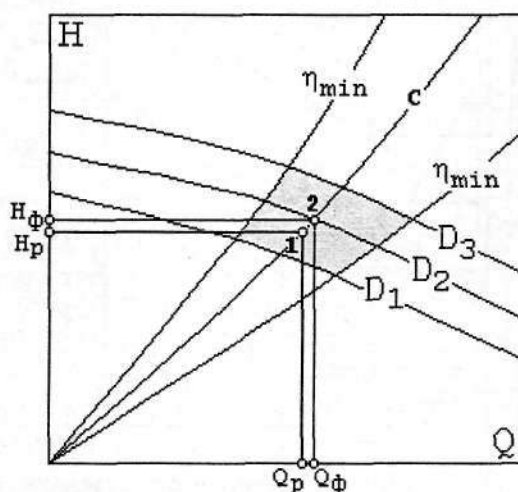


Рис. 5 Иллюстративная схема выбора насоса

Некоторые типы насосов конструируют так, чтобы в одном корпусе можно было разместить рабочие колеса нескольких размеров, характеризующихся, например, диаметрами D_1 , D_2 и D_3 (рис.5). Несмотря на то, что соответствующие характеристики насосов располагаются близко друг к другу, расчетная рабочая точка 1 насоса, находящаяся на пересечении линий расчетного расхода Q_p и расчетного давления H_p , как правило, не попадет ни на одну из характеристик насоса и окажется между ними. Фактическую рабочую точку 2 насоса определяют на пересечении характеристики C системы с характеристикой того колеса насоса, которая проходит вблизи точки 1 и выше нее. При этом фактические подача и давление насоса будут равны Q_ϕ и H_ϕ .

Насос нужно выбирать так, чтобы его фактическая рабочая точка находилась в области высоких значений кпд. Область диаграммы для выбора насоса, находящаяся между выбранными проектировщиком предельно низкими значениями кпд, равными η_{min} , называют рабочей зоной диаграммы (на рис.5 эта зона окрашена в серый цвет), и рабочая точка насоса должна находиться в пределах этой зоны.

Очень важно выбрать насос с той характеристикой, которая отвечает особенностям сети. Если расходы будут изменяться в широких пределах, нужно, чтобы характеристика насоса не было слишком крутой, а рабочая точка насоса лежала на пологой части характеристики выбранного насоса или немного ниже ее;

Ошибок при подборе насоса можно избежать, если пользоваться специальными компьютерными программами. Например, пользуясь программой подбора насосов [10] германской фирмы "Wilo", достаточно ввести информацию о желаемых величинах подачи и напора, как через несколько секунд на мониторе высвечиваются десятки возможных вариантов насосных установок. Каждый из этих вариантов сопровождается полным комплектом информации, включающем в себя цену, степень соответствия параметров рабочей точки насоса требуемым значениям, подробное описание насоса, его габаритный чертеж со всеми размерами, внешний вид и многое другое.

Для понижения уровня шума в жилых и общественных зданиях рекомендуется выбирать циркуляционные насосы с мокрым ротором.

При проектировании насосной установки необходимо стремиться к уменьшению количества насосов и выбирать более мощные насосы с учетом категорий надежности и резервирования;

В таблице 12 приведены нормативные [3] количества резервных насосов насосных станций наружных сетей водоснабжения и крупных промышленных предприятий. Нормы проектирования тепловых пунктов зданий [11] также требуют обязательного резервирования насосного оборудования.

Таблица 12. Количество резервных насосов насосных станций водоснабжения

Количество рабочих насосов	Количество резервных насосов в установках по категориям надежности		
	I категория	II категория	III категория
До 6	2	1	1
6 – 9	2	1	-
10 и выше	2	2	-

Категории надежности электроснабжения насосных установок определяются согласно "Правилам устройства электроустановок" (ПУЭ).

5. Регулирование и управление

5.1 Способы регулирования

Регулирование дросселированием. Регулирование путем изменения поперечного сечения в напорном трубопроводе применяют достаточно часто, хотя это самый неэкономичный способ. При увеличении сопротивления проходу воды рабочая точка перемещается по характеристике насоса вверх, а при полном закрытии она совмещается с осью ординат. В этой области насос работает с низким кпд.

Регулирование подмешиванием. Это самый простой способ реагирования на изменяемую потребность. Насос, подобранный для работы с наибольшей производительностью, работает с постоянным расходом, а объем воды, равный превышению расхода насоса над потребностью, направляется во всасывающий патрубок.

Саморегулирование является специфической особенностью насосов, работающих на сеть с меняющейся гидравлической характеристикой. При увеличении гидравлического сопротивления сети рабочая точка сместится по характеристике насоса кверху, то есть передвинется в область меньших расходов насоса.

Регулирование изменением скорости вращения. При изменении скорости вращения можно значительно расширить область $H - Q$, в которой насос работает эффективно. Поэтому техника регулирования скоростью вращения применяется широко - и в маломощных циркуляционных насосах, и в крупных насосах мощностью до нескольких сотен киловатт.

На первых этапах развития насосной техники регулирование посредством изменения скорости вращения обеспечивалось при помощи привода, способного плавно менять свои обороты. Для этого применялись двигатели внутреннего сгорания, паровые и газовые турбины, а также электродвигатели постоянного тока. Кроме того, находили применение механические передачи разного типа - от ременной до гидрокинетической. Проблема регулирования приводов с асинхронными двигателями переменного тока была решена сравнительно недавно, благодаря развитию электроники и применению преобразователей частоты тока.

При изменении частоты вращения рабочего колеса пропорционально изменяется подача насоса:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2, \quad (27)$$

где Q_1 - подача насоса при числе оборотов n_1 , а Q_2 - подача при числе оборотов n_2 .

Напор насоса изменяется пропорционально квадрату изменения числа оборотов:

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2, \quad (28)$$

где H_1 - напор, соответствующий числу оборотов n_1 , а H_2 - соответствующий числу оборотов n_2 . Таким образом, двукратное повышение частоты вращения насосов приведет к четырехкратному увеличению напора.

Мощность на валу насоса при неизменном его кпд пропорциональна кубу изменения числа оборотов:

$$P_1/P_2 = (n_1/n_2)^3, \quad (29)$$

где P_1 – мощность на валу насоса при числе оборотов n_1 , а P_2 – мощность при числе оборотов n_2 . При двукратном уменьшении числа оборотов необходимая мощность уменьшится в восемь раз.

5.2 Управление работой насосов

Управление включением и выключением. Это самый простой способ управления. Им можно воспользоваться в простых системах, например, при перекачивании воды из нижней емкости в верхнюю при постоянном давлении на выходе из напорного трубопровода и неизменяемом уровне воды в нижней открытой емкости. Другим примером такого управления может служить установка для поддержания постоянного давления в системе при помощи пневмобака. Сигналы на включение и выключение насоса могут поступать от датчика уровня в верхнем резервуаре или от датчика давления в пневмобаке.

Управление в каскадной системе. Управление такого типа используется в водопроводных насосных станциях большой производительности при значительных колебаниях водоразбора. В каскадной системе насосные станции оснащаются несколькими насосами, работающими совместно. Количество одновременно работающих насосов, включающихся по сигналу датчиков давления, установленных на общем напорном трубопроводе, зависит от водоразбора.

Управление посредством микропроцессорного контроллера. Контроллер может принимать информацию датчиков давления на всасывающем и на подающем трубопроводах, датчиков температуры и уровня воды, а также водосчетчика, способного подавать импульсные сигналы пропорционально расходу воды. Реализуя заданные алгоритмы, контроллер может выполнять такие функции:

- Включать и выключать отдельные насосы, поддерживая заданную величину давления на нагнетании.
- Включать (выключать) тот насос насосной группы, который работал меньше (дольше) других, препятствуя их преждевременному износу.
- Не включать одновременно два насоса, сдвигая по времени их запуск.
- Блокировать запуск того насоса, чья аппаратура сигнализирует об аварии.
- Блокировать включение насоса сразу после его выключения, исключая пульсацию.
- Защищать насос от сухого хода при падении давления во всасывающем трубопроводе ниже заданного уровня.
- Отключать насосы при превышении допустимого давления в напорном коллекторе.
- Плавно изменять пороги выключения насоса по давлению всасывания, что обеспечивает оптимальное использование насосов в широком диапазоне изменения давления во всасывающем коллекторе.
- Блокировать запуск насоса, если частота запусков превышает допустимый уровень.
- Считать величину давления нагнетания и другие параметры работы насосов.
- Поочередно включать насосы одной группы в период, когда должен работать один насос.
- Выполнять дополнительные функции по желанию заказчика.

Управление посредством микропроцессорного контроллера и преобразователя частоты. Контроллер, работающий с преобразователем частоты, может выполнять следующие дополнительные функции:

- Поддерживать давление нагнетания на постоянном уровне независимо от величины расхода и давления всасывания;
- Поддерживать перепад давлений на постоянном уровне независимо от величины расхода;
- Поддерживать другие заданные параметры (например, температуру в циркуляционном контуре с нагревателем) независимо от внешних воздействий на контур;
- Переходить автоматически на функционирование в обычном режиме при выходе из строя преобразователя частоты.

Отдельные модификации контроллеров защищают систему от гидравлических ударов, увеличивая число оборотов насоса постепенно и добиваясь "мягкого" его включения и отключения.

Преимуществами установок с микропроцессорным контроллером и регулированием частоты вращения являются высокая эффективность работы насосных станций и низкая по сравнению с традиционными насосными станциями энергоёмкость.

Вместе с тем, использование в насосных станциях микропроцессорного контроллера и преобразователя частоты не всегда эффективно. Многое зависит от правильного подбора насосов и средств управления. При модернизации существующей насосной установки целесообразно провести технико-экономическое обоснование в конкретных условиях с оценкой рентабельности применения преобразователя частоты для регулирования скорости вращения насосов при сопоставлении дополнительных капитальных вложений с величиной экономии эксплуатационных затрат.

В практике некоторых стран [1] принято оснащать насосные установки преобразователями частоты, если мощность привода насоса превышает 4 кВт. Это относится к насосам, работающим длительный период с изменяющимися нагрузками. Очевидно, что скорость вращения противопожарных насосов регулироваться не должна.

Использование микропроцессорных контроллеров с преобразователями частоты в правильно подобранных насосных установках позволяет не только экономить электроэнергию, но и извлечь выгоды из таких преимуществ как мягкий пуск, максимальный КПД во всем диапазоне регулирования, уменьшение пусковых токов, ослабление гидравлических шумов, устранение гидравлических ударов и увеличение срока эксплуатации.

Если одна насосная установка включает в себя несколько насосов, целесообразно преобразователями частоты оснащать только часть из них. При этом сохраняются все преимущества использования насосов с переменной скоростью вращения, а стоимость оборудования заметно уменьшается. Например, в установке с тремя насосами два из них могут работать с переменной скоростью вращения, а один – с постоянной. В этом случае каждый из насосов с переменной скоростью вращения мог бы подавать до 60% максимальной потребности воды, а насос с постоянной скоростью должен быть рассчитан на подачу до 40%. Один из насосов с переменной скоростью вращения должен при этом работать как ведущий. По достижении 60% максимальной потребности воды должен включиться насос с постоянной скоростью вращения, который отключится, когда текущая потребность уменьшится до 55%. Второй насос с переменной скоростью вращения – резервный, но каждые 24 часа резервный насос становится рабочим.

6. Вспомогательное оборудование насосных установок

Вспомогательное оборудование насосных установок включает в себя разного рода элементы, чаще всего встроенные в трубопроводы, которые при размещении в нужном месте и в достаточном количестве обеспечивают надлежащую эксплуатацию насосных станций. Это – арматура, средства измерений и средства защиты.

Ниже представлен рубрикатор основных деталей, относящихся ко вспомогательному оборудованию насосных установок.

1. Арматура
 - 1.1 Запорная
 - 1.2 Регулирующая
 - 1.2.1 Прямого действия
 - 1.2.2 Электрическая
2. Средства измерений
 - 2.1 Давления
 - 2.1.1 Манометры
 - 2.1.2 Датчики давления
 - 2.2 Температуры
 - 2.2.1 Термометры
 - 2.2.2 Датчики температуры
 - 2.3 Расхода
 - 2.3.1 Расходомеры механические
 - 2.3.2 Расходомеры ультразвуковые
 - 2.3.3 Расходомеры электромагнитные
 - 2.3.4 Расходомеры вихревые
3. Средства защиты
 - 3.1 Фильтры
 - 3.2 Обратные клапаны
 - 3.3 Гибкие вставки
 - 3.4 Предохранительные клапаны

Литература

1. WILO – Podstawy projektowania pompowni wodociagowych. 1999.
2. Энергетика. Погляд з Києва. Київенерго. <http://www.Kievenergo.com.ua> 02.2004
3. СНиП 2.04.02-84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения»
4. СНиП 2.04.01-85 «Внутренний водопровод и канализация»
5. ДБН Украины В.2.5-13-98 «Пожарная автоматика зданий и сооружений»;
6. DIN 1988;
7. КиевЗНИИЭП. Альбом рекомендаций по применению современного эффективного оборудования в системах отопления и горячего водоснабжения зданий при централизованном теплоснабжении. Киев – 2003.
8. ASHRAE Handbook, Fundamental, 1997
9. Recknagel, Sprenger Schramek. Taschenbuch fur Heizung + Klimatechnik, Munchen, Wien 1997
10. Vogel Software. Wilo-Select Classic 3.0; 2002.
11. СНиП 2.04.07-86 Тепловые сети