

РАСЧЁТНОЕ ЗАДАНИЕ № 1

**РАСЧЁТ И ВЫБОР ИСТОЧНИКА НАПОРА.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ
ТРУБОПРОВОДНОЙ СИСТЕМЫ.
РАСЧЁТ И ВЫБОР ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО
УСТРОЙСТВА
(КЛАПАНА)**

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СРЕДА – **ВОДА ТЕХНИЧЕСКАЯ**

2. ТЕМПЕРАТУРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СРЕДЫ $t^{\circ}\text{C}$ (значения в таблицах)

3. ОБЪЁМНЫЙ РАСХОД СРЕДЫ Q – дата (день) рождения $\times 5$ – $\text{м}^3/\text{ч}$

Номер варианта задания № 1 определяется порядковым номером ФИО студента в списке группы на момент времени проведения установочной сессии.

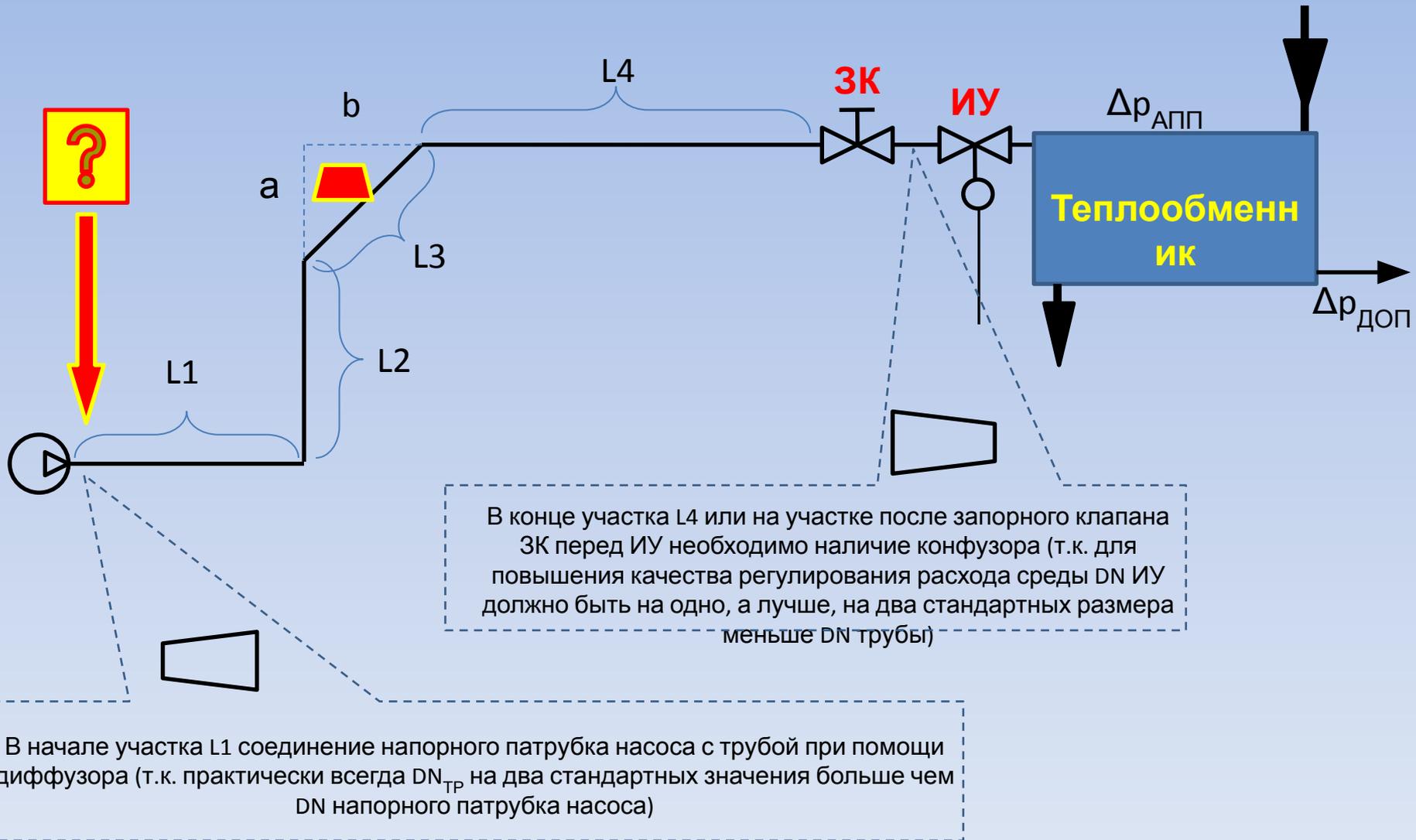
ГРУППА БАТЗУ 17 – 01

№ ВАРИАНТА	1-2	3-4	5-6	7-8	9-10	11-12	13-14	15-16	17-18	19-20
ТЕМПЕРАТУРА	5	7	10	12	15	18	20	22	25	27

№ ВАРИАНТА	21-22	23-24	25-26	27-28	29-30	31-32	33-34	35-36	37-38	39-40
ТЕМПЕРАТУРА	30	32	35	38	40	43	45	48	50	52

№ ВАРИАНТА	41-42	43-44	45-46	47-48	49-50	51-52	53-54	55-56	57-58	59-60
ТЕМПЕРАТУРА	55	60	65	70	75	80	85	90	95	98

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ СХЕМА ЦЕХОВОГО ТРУБОПРОВОДА (вертикальная проекция)



ДЛИНА ПРЯМЫХ УЧАСТКОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ТРУБОПРОВОДА, м

№ ВАРИАНТА	1-4	5-8	9-12	13-1 5	16-1 9	20-2 3	24-2 7	28-3 1	32-3 5	36-3 9	40-4 3	44-4 7	48-5 1	52-5 5	56-6 0
L1	2	3	4	5	6	7	8	9	5	7	3	4	5	6	3
L2	3	4	3	4	4	4	3	3	4	4	3	4	5	5	2
L3	5	5	5	5	5	6	6	6	6	6	3	4	3	4	2
L4	4	4	5	5	5	4	4	4	5	5	4	3	3	3	4

НЕ ЗАБЫВАТЬ ОБРАЩАТЬ ВНИМАНИЕ НА ЕДИНИЦЫ ИЗМЕРЕНИЯ В ФОРМУЛАХ И ПРАВИЛЬНО ПЕРЕВОДИТЬ ЧИСЛЕННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ

$$1 \text{ м}^3/\text{ч} = 1/3600 \text{ м}^3/\text{с}$$
$$1 \text{ м}^2 = 10\,000 \text{ см}^2 = 1\,000\,000 \text{ мм}^2$$
$$1 \text{ м} = 100 \text{ см} = 1\,000 \text{ мм}$$

ПОРЯДОК РАСЧЁТА

1. Расчёт условного прохода трубы (номинального размера)

$$Q = V \times S$$

$$S = 0,785 \times DN^2$$

$$DN = \sqrt{(Q/0,785 \times V)}$$

$$DN = \sqrt{(S/0,785)}$$

2. Выбор значения условного прохода трубы $DN_{тр}$

Рекомендуемая скорость движения жидких сред в напорных трубопроводах от 1 до 3 м/с

Условие выбора условного прохода трубы

$$DN_{расч.тр} \geq DN_{тр.ст}$$

3. Проверка соблюдения условия

$$V = 1 - 3 \text{ м/с}$$

(допускается $v_{\max} \leq 3,5 \text{ м/с}$)

при выбранном стандартном значении $DN_{тр}$

После выбора стандартного условного прохода $DN_{тр}$ требуется рассчитать реальную скорость среды в трубе при заданном расходе и далее в формулах использовать данное значение.

Электронная версия

ГОСТ 28338—89 С. 2

2. Значения условного прохода (номинального размера) следует выбирать из ряда:

2,5	12	50	160*	450	1200	2600**
3	15	63*	175**	500	1400	2800
4	16*	65	200	600	1600	3000
5	20	80	250	700	1800	3200**
6	25	100	300	800	2000	3400
8	32	125	350	900	2200	3600**
10	40	150	400	1000	2400	3800**
						4000

* Допускается применять только для гидравлических и пневматических устройств.

** Для арматуры общего назначения применять не допускается.

(Измененная редакция, Изм. № 1).

3. Условный проход (номинальный размер) следует указывать с помощью обозначения DN и числового значения, выбранного из ряда. Например, условный проход (номинальный размер) 200 должен обозначаться: $DN 200$.

В арматуре и соединениях трубопроводов, производство которых освоено до введения в действие настоящего стандарта, допускается применять обозначение условного прохода (номинального размера) D_y .

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР**Соединения трубопроводов и арматура****ПРОХОДЫ УСЛОВНЫЕ
(РАЗМЕРЫ НОМИНАЛЬНЫЕ)****ГОСТ
28338—89****Ряды**Tube connections and fitting.
Conventional passages (nominal sizes).
Series

ОКП 37 0000, 41 9300

Дата введения 01.01.91

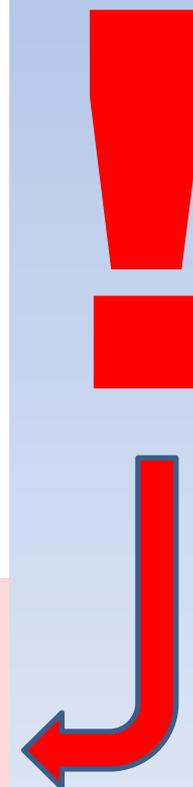
Настоящий стандарт распространяется на соединения трубопроводов и арматуру и устанавливает ряд значений условных проходов (номинальных размеров), а также их обозначения.

Стандарт не распространяется на системы кондиционирования воздуха и вентиляции.

Требования настоящего стандарта являются обязательными.
(Измененная редакция, Изм. № 1).

1. Под условным проходом (номинальным размером) понимают параметр, применяемый для трубопроводных систем в качестве характеристики присоединяемых частей, например соединений трубопроводов, фитингов и арматуры.

Условный проход (номинальный размер) не имеет единицы измерения и приблизительно равен внутреннему диаметру присоединяемого трубопровода, выраженному в миллиметрах.



4. Расчёт динамической вязкости технологической среды μ ,
Па·с (Н·с/м²)

$$\mu = 0,00178 / (1 + 0,0337 \times t + 0,000221 \times t^2)$$

Порядок значений $X, \dots \times 10^{-4} - X, \dots \times 10^{-5}$

4.1 Проверка соответствия расчетного значения динамической
вязкости μ справочно-табличным значениям.

4.1.1 Определение абсолютной (Δ) и относительной (δ) погрешностей
значения μ ($\delta \leq \pm 1\%$).

$$\Delta\mu = \mu_{РАСЧ} - \mu_{ТАБЛ}$$

$$\delta = \frac{\mu_{РАСЧ} - \mu_{ТАБЛ}}{\mu_{ТАБЛ}} = \frac{\Delta\mu}{\mu_{ТАБЛ}} = \frac{\Delta\mu}{\mu_{ТАБЛ}} \times 100\%$$

Температура, °С	Динамический коэффициент вязкости мПа*с (сП)	Температура, °С	Динамический коэффициент вязкости мПа*с (сП)	Температура, °С	Динамический коэффициент вязкости мПа*с (сП)
0	1,792	33	0,7523	67	0,4233
1	1,731	34	0,7371	68	0,4174
2	1,673	35	0,7225	69	0,4117
3	1,619	36	0,7085	70	0,4061
4	1,567	37	0,6947	71	0,4006
5	1,519	38	0,6814	72	0,3952
6	1,473	39	0,6685	73	0,3900
7	1,428	40	0,6560	74	0,3849
8	1,386	41	0,6439	75	0,3799
9	1,346	42	0,6321	76	0,3750
10	1,308	43	0,6207	77	0,3702
11	1,271	44	0,6097	78	0,3655
12	1,236	45	0,5988	79	0,3610
13	1,203	46	0,5883	80	0,3565
14	1,171	47	0,5782	81	0,3521
15	1,140	48	0,5683	82	0,3478
16	1,111	49	0,5588	83	0,3436
17	1,083	50	0,5494	84	0,3395
18	1,056	51	0,5404	85	0,3355
19	1,030	52	0,5315	86	0,3315
20	1,005	53	0,5229	87	0,3276
20,2	1,000	54	0,5146	88	0,3239
21	0,9810	55	0,5064	89	0,3202
22	0,9579	56	0,4985	90	0,3165
23	0,9358	57	0,4907	91	0,3130
24	0,9142	58	0,4832	92	0,3095
25	0,8937	59	0,4759	93	0,3060
26	0,8737	60	0,4688	94	0,3027
27	0,8545	61	0,4618	95	0,2994
28	0,8360	62	0,4550	96	0,2962
29	0,8180	63	0,4483	97	0,2930
30	0,8007	64	0,4418	98	0,2899
31	0,7840	65	0,4355	99	0,2868
32	0,7679	66	0,4293	100	0,2838

Значения динамической вязкости воды для температуры от 0 до +100°С

(1 мПа*с = 0,001 Па*с)

Требуется перевод табличных единиц измерения !!!

5. Расчёт кинематической вязкости технологической среды ν , м²/с

ρ - плотность среды при рабочей температуре, кг/м³

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Порядок значений $X, \dots \times 10^{-6} - X, \dots \times 10^{-7}$

6. Расчёт значения числа Рейнольдса при течении среды в трубе выбранного условного прохода DN

$$Re = \frac{v \times DN \times \rho}{\mu} = \frac{v \times DN}{\nu}$$

где v – скорость потока среды, м/с;

DN – условный проход трубопровода, м;

ρ - плотность среды (в расчёте воды), кг/м³;

μ – динамический коэффициент вязкости, Н×с/м² (Па×с);

ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

ПЛОТНОСТЬ ВОДЫ ПРИ ТЕМПЕРАТУРАХ ОТ 0 ДО 100°C

$\rho = f(t)$

t, °C	$\rho, \text{ кг} \cdot \text{ м}^{-3}$										$\Delta\rho^*$
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0	999,839	999,846	999,852	999,859	999,865	999,871	999,877	999,882	999,888	999,893	0,0044
1	999,898	999,903	999,908	999,913	999,917	999,921	999,925	999,929	999,933	999,936	0,0043
2	999,940	999,943	999,946	999,949	999,952	999,954	999,956	999,959	999,961	999,962	0,0042
3	999,964	999,966	999,967	999,968	999,969	999,970	999,971	999,971	999,972	999,972	0,0041
4	999,972	999,972	999,972	999,971	999,971	999,970	999,969	999,968	999,967	999,965	0,0040
5	999,964	999,962	999,960	999,958	999,956	999,954	999,951	999,949	999,946	999,943	0,0041
6	999,940	999,937	999,934	999,930	999,926	999,923	999,919	999,915	999,910	999,906	0,0041
7	999,901	999,897	999,892	999,887	999,882	999,877	999,871	999,866	999,860	999,854	0,0041
8	999,848	999,842	999,836	999,829	999,823	999,816	999,809	999,802	999,795	999,788	0,0042
9	999,781	999,773	999,765	999,758	999,750	999,742	999,734	999,725	999,717	999,708	0,0042
10	999,699	999,691	999,682	999,672	999,663	999,654	999,644	999,635	999,625	999,615	0,0042
11	999,605	999,595	999,584	999,574	999,563	999,553	999,542	999,531	999,520	999,509	0,0043
12	999,497	999,486	999,474	999,462	999,451	999,439	999,426	999,414	999,402	999,389	0,0043
13	999,377	999,364	999,351	999,338	999,325	999,312	999,299	999,285	999,272	999,258	0,0043
14	999,244	999,230	999,216	999,202	999,188	999,173	999,159	999,144	999,129	999,114	0,0043
15	999,099	999,084	999,069	999,054	999,038	999,022	999,007	998,991	998,975	998,958	0,0043
16	998,943	998,926	998,910	998,894	998,877	998,860	998,843	998,826	998,809	998,792	0,0043
17	998,775	998,757	998,740	998,722	998,704	998,686	998,668	998,650	998,632	998,614	0,0043
18	998,595	998,577	998,558	998,539	998,520	998,502	998,482	998,463	998,444	998,425	0,0043
19	998,405	998,385	998,366	998,346	998,326	998,306	998,286	998,265	998,245	998,224	0,0043
20	998,204	998,183	998,162	998,141	998,120	998,099	998,078	998,057	998,035	998,014	0,0043
21	997,992	997,971	997,949	997,927	997,905	997,883	997,860	997,838	997,816	997,793	0,0043
22	997,770	997,747	997,725	997,702	997,679	997,656	997,632	997,609	997,585	997,562	0,0043
23	997,538	997,515	997,491	997,467	997,443	997,419	997,394	997,370	997,345	997,321	0,0043
24	997,296	997,272	997,247	997,222	997,197	997,172	997,146	997,121	997,096	997,070	0,0043
25	997,045	997,019	996,993	996,967	996,941	996,915	996,889	996,863	996,836	996,810	0,0043
26	996,783	996,757	996,730	996,703	996,676	996,649	996,622	996,595	996,568	996,540	0,0043
27	996,513	996,485	996,458	996,430	996,402	996,374	996,346	996,318	996,290	996,262	0,0043
28	996,233	996,205	996,176	996,148	996,119	996,090	996,061	996,032	996,003	995,974	0,0043
29	995,945	995,915	995,886	995,856	995,827	995,797	995,767	995,737	995,707	995,677	0,0043
30	995,647	995,617	995,586	995,556	995,526	995,495	995,464	995,433	995,403	995,372	0,0043
31	995,341	995,310	995,278	995,247	995,216	995,184	995,153	995,121	995,090	995,058	0,0043
32	995,026	994,997	994,962	994,930	994,898	994,865	994,833	994,801	994,768	994,735	0,0043
33	994,703	994,670	994,637	994,604	994,571	994,538	994,505	994,472	994,438	994,405	0,0043
34	994,371	994,338	994,304	994,270	994,236	994,202	994,168	994,134	994,100	994,066	0,0043
35	994,032	993,997	993,963	993,928	993,893	993,859	993,824	993,789	993,754	993,719	0,0044
36	993,684	993,648	993,613	993,578	993,543	993,507	993,471	993,436	993,400	993,364	0,0044
37	993,328	993,292	993,256	993,220	993,184	993,148	993,111	993,075	993,038	993,002	0,0044
38	992,965	992,928	992,891	992,855	992,818	992,780	992,743	992,706	992,669	992,631	0,0044
39	992,594	992,557	992,519	992,481	992,444	992,406	992,368	992,330	992,292	992,254	0,0044

ПЛОТНОСТЬ ВОДЫ ПРИ ТЕМПЕРАТУРАХ ОТ 0 ДО 100°C

t, °C	ρ, кг · м ⁻³										Δρ*
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
40	992,215	992,177	992,139	992,100	992,062	992,023	991,985	991,946	991,907	992,868	0,0044
41	991,830	991,791	991,751	991,712	992,673	991,634	991,594	991,555	991,515	991,476	0,0044
42	991,436	991,396	991,357	991,317	991,277	991,237	991,197	991,157	991,116	991,076	0,0044
43	991,036	990,995	990,955	990,914	990,873	990,833	990,792	990,751	990,710	990,669	0,0044
44	990,628	990,587	990,546	990,504	990,463	990,421	990,380	990,338	990,297	990,255	0,0044
45	990,213	990,171	990,129	990,087	990,045	990,003	989,961	989,919	989,876	989,834	0,0045
46	989,792	989,749	989,706	989,664	989,621	989,578	989,535	989,492	989,449	989,406	0,0045
47	989,363	989,320	989,276	989,233	989,190	989,146	989,103	989,059	989,015	988,971	0,0045
48	988,928	988,884	988,840	988,796	988,752	988,707	988,663	988,619	988,574	988,530	0,0045
49	988,485	988,441	988,396	988,352	988,307	988,262	988,217	988,172	988,127	988,082	0,0045
50	988,037	987,992	987,946	987,901	987,844	987,810	987,764	987,719	987,673	987,627	0,0045
51	987,581	987,536	987,490	987,444	987,398	987,351	987,305	987,259	987,213	987,166	0,0045
52	987,120	987,073	987,027	986,980	986,933	986,886	986,840	986,793	986,746	986,699	0,0045
53	986,652	986,604	986,557	986,510	986,463	986,415	986,368	986,320	986,272	986,225	0,0045
54	986,177	986,129	986,081	986,033	985,985	985,937	985,889	985,841	985,793	985,745	0,0046
55	985,696	985,648	985,599	985,551	985,502	985,454	985,405	985,356	985,307	985,258	0,0046
56	985,219	985,160	985,111	985,062	985,013	984,963	984,914	984,865	984,815	984,766	0,0046
57	984,716	984,666	984,617	984,567	984,517	984,467	984,417	984,367	984,317	984,267	0,0046
58	984,217	984,167	984,116	984,066	984,016	983,965	983,914	983,864	983,813	983,762	0,0046
59	983,712	983,661	983,610	983,559	983,508	983,457	983,406	983,354	983,303	983,252	0,0046
60	983,200	983,149	983,097	983,046	982,994	982,943	982,891	982,839	982,787	982,735	0,0046
61	982,683	982,631	982,579	982,527	982,475	982,422	982,370	982,318	982,265	982,213	0,0046
62	982,160	982,108	982,055	982,002	981,949	981,897	981,844	981,791	981,738	981,685	0,0046
63	981,631	981,578	981,525	981,472	981,418	981,365	981,311	981,258	981,204	981,151	0,0047
64	981,097	981,043	980,989	980,935	980,881	980,827	980,773	980,719	980,665	980,611	0,0047
65	980,557	980,502	980,443	980,393	980,339	980,284	980,230	980,175	980,120	980,065	0,0047
66	980,011	979,956	979,901	979,846	979,791	979,736	979,680	979,625	979,570	979,515	0,0047
67	979,459	979,403	979,348	979,293	979,237	979,181	979,126	979,070	979,014	978,958	0,0047
68	978,902	978,846	978,790	978,734	978,678	978,621	978,565	978,509	978,452	978,396	0,0047
69	978,339	978,283	978,226	978,170	978,113	978,056	977,999	977,942	977,885	977,828	0,0048
70	977,771	977,714	977,657	977,600	977,543	977,485	977,428	977,370	977,313	977,255	0,0048
71	977,198	977,140	977,082	977,025	976,967	976,909	976,851	976,793	976,735	976,677	0,0048
72	976,619	976,561	976,503	976,444	976,386	976,327	976,269	976,211	976,152	976,093	0,0048
73	976,035	975,976	975,917	975,858	975,800	975,741	975,682	975,623	975,564	975,504	0,0049
74	975,445	975,386	975,327	975,267	975,208	975,148	975,089	975,029	974,970	974,910	0,0049
75	974,850	974,791	974,731	974,671	974,611	974,551	974,491	974,431	974,371	974,311	0,0049
76	974,250	974,190	974,130	974,069	974,009	973,948	973,888	973,827	973,767	973,706	0,0050
77	973,645	973,584	973,524	973,463	973,402	973,341	973,280	973,218	973,157	973,096	0,0050
78	973,025	972,974	972,912	972,851	972,789	972,728	972,666	972,605	972,543	972,481	0,0050
79	972,419	972,358	972,296	972,234	972,172	972,110	972,048	971,986	971,923	971,861	0,0050

t, °C	ρ , кг · м ⁻³										$\Delta\rho^*$
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
80	971,799	971,737	971,674	971,612	971,549	971,487	971,424	971,361	971,299	971,236	0,0051
81	971,173	971,110	971,048	970,985	970,922	970,859	970,796	970,732	970,669	970,606	0,0051
82	970,543	970,479	970,416	970,353	970,289	970,226	970,162	970,098	970,035	969,971	0,0051
83	969,907	969,843	969,772	969,715	969,652	969,587	969,523	969,459	969,395	969,331	0,0051
84	969,267	969,202	969,138	969,073	969,009	968,944	968,880	968,815	968,751	968,686	0,0052
85	968,621	968,556	968,491	968,427	968,362	968,297	968,232	968,166	968,101	968,036	0,0052
86	967,971	967,906	967,840	967,775	967,709	967,644	967,578	967,513	967,447	967,381	0,0053
87	967,316	967,250	967,184	967,118	967,052	966,986	966,920	966,854	966,788	966,722	0,0053
88	966,656	966,589	966,523	966,457	966,390	966,324	966,257	966,191	966,124	966,057	0,0054
89	965,991	965,924	965,857	965,790	965,723	965,656	965,589	965,522	965,455	965,388	0,0054
90	965,321	965,254	965,187	965,119	965,052	964,984	964,917	964,849	964,782	964,714	0,0055
91	964,647	964,579	964,511	964,443	964,376	964,308	964,240	964,172	964,104	964,036	0,0055
92	963,967	963,899	963,831	963,763	963,694	963,626	963,558	963,489	963,421	963,352	0,0055
93	963,284	963,215	963,146	963,077	963,009	962,940	962,871	962,802	962,733	962,664	0,0056
94	962,595	962,526	962,457	962,387	962,318	962,249	962,180	962,110	962,041	961,971	0,0057
95	961,902	961,832	961,762	961,693	961,623	961,553	961,483	961,414	961,344	961,274	0,0057
96	961,204	961,134	961,064	960,993	960,923	960,853	960,783	960,712	960,642	960,572	0,0058
97	960,501	960,431	960,360	960,289	960,219	960,148	960,077	960,006	959,936	959,865	0,0058
98	959,794	959,723	959,652	959,581	959,510	959,438	959,367	959,296	959,225	959,153	0,0059
99	959,082	959,010	958,939	958,867	958,796	958,724	958,653	958,581	958,509	958,431	0,0060
100	958,365	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,0060

* $\Delta\rho$ — погрешность, равная сумме средней квадратической случайной погрешности температурной зависимости плотности и систематической погрешности абсолютного значения максимальной плотности, учитывающей возможные различия изотопного состава воды.

7. Определение параметров трубы и условий течения технологической среды в ламинарном режиме. $Re_{л} = 2300$

$$v_{л} = \frac{Re \times \nu}{DN_{тр}}$$

7.1 Определение скорости движения среды при выбранном стандартном значении $DN_{тр}$ в ламинарном режиме течения.

$$Q_{л} = v_{л} \times 0,785 \times DN_{тр}^2$$

7.2 Определение расхода среды в ламинарном режиме течения при известном выбранном стандартном значении $DN_{тр}$.

7.3 Определение режима течения жидкости при заданном расходе среды при условиях:

$$10DN_{тр}; 50DN_{тр}; 100DN_{тр}; 500DN_{тр}.$$

7.4 Определение условного прохода трубы при заданном расходе среды при ламинарном течении жидкости в трубе.

8. Определение полного давления, необходимого для преодоления гидравлических сопротивлений трубопроводной сети (при изотермическом течении потока среды)

$$\Delta p = \Delta p_{C.K.} + \Delta p_{T.P.} + \Delta p_{M.C.} \pm \Delta p_{ПОД.} + \Delta p_{АПП.} + \Delta p_{ДОП.}$$

$\Delta p_{C.K.}$ – давление, необходимое для создания скорости потока на выходе из трубопровода, Н/м²;

$\Delta p_{T.P.}$ – давление, необходимое для преодоления трения при изотермическом течении потока в прямой трубе, Н/м²;

$\Delta p_{M.C.}$ – давление, расходуемое на преодоление местных сопротивлений трубопровода, Н/м²;

$\Delta p_{ПОД.}$ – давление, необходимое для подъёма жидкости или преодоления гидростатического давления, Н/м²;

$\Delta p_{АПП.}$ – давление, необходимое для преодоления гидравлического сопротивления технологического аппарата, Н/м²;

$\Delta p_{ДОП.}$ – дополнительное давление в конце трубопровода, Н/м²;

9.1 Определение давления, необходимого для создания скорости потока на выходе из трубы $\Delta p_{\text{с.к.}}$ Н/м²

$$\Delta p_{\text{с.к.}} = \frac{\rho \times v^2}{2}$$

$\Delta p_{\text{с.к.}}$ – давление, необходимое для создания скорости потока на выходе из трубопровода, Н/м²;
 ρ – плотность среды, кг/м³;
 v – скорость потока, м/с.

$$\Delta p_{\text{ТР}} = \left(\lambda \times \frac{L}{d_{\text{э}}} \right) \times \left(\frac{\rho \times v^2}{2} \right)$$

9.2 Определение давления, необходимого для преодоления трения при изотермическом течении потока в прямой трубе $\Delta p_{\text{ТР}}$ Н/м²

справочные значения абсолютной шероховатости ϵ

λ – коэффициент трения;
 L – длина прямого участка трубопровода, м;
 $d_{\text{э}}$ – эквивалентный диаметр трубопровода, для труб круглого сечения $d_{\text{э}} = d$ (d – внутренний диаметр трубы), м;

9.2.1 Определение коэффициента трения λ при турбулентном режиме течения среды

$$\frac{d_{\text{э}}}{\epsilon}$$

λ – коэффициент трения зависит от двух основных факторов (величин):
 ϵ – средние значения шероховатости внутренних стенок труб, м;
 Re – значения числа Рейнольдса.

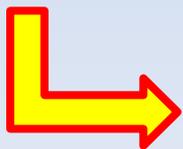


График зависимости λ от значения Re и отношения $\frac{d_{\text{э}}}{\epsilon}$

ОРИЕНТИРОВОЧНЫЕ СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ АБСОЛЮТНОЙ ШЕРОХОВАТОСТИ ТРУБ

Исполнения трубопровода	ε , мм
Трубопроводы из новых цельнотянутых труб	0,06 – 0,1
Трубопроводы из цельнотянутых и сварных встык труб при незначительной коррозии	0,2
Старые заржавленные трубы	0,67 и выше
Нефтепроводы при средних условиях эксплуатации	0,2
Паропроводы перегретого пара и водяные теплопроводы при деаэрации и химической очистке воды	0,1
Паропроводы насыщенного пара и водяные теплопроводы при незначительных утечках воды (до 0,5 %) и деаэрации подпиточной воды	0,2
Паропроводы, работающие периодически, и конденсатопроводы с открытой системой возврата конденсата	0,5
Воздухопроводы сжатого воздуха от поршневых компрессоров и турбокомпрессоров	0,8
Конденсатопроводы, работающие периодически, и водяные теплопроводы при отсутствии деаэрации и химической очистки воды и больших утечках из сети (до 3 %)	1,0
Оцинкованные трубы (чистая оцинковка) новые	0,07 – 0,10
Оцинкованные трубы (обычная оцинковка) новые	0,10 – 0,15
Трубы из кровельной стали непроолифенные	0,02 – 0,04
Трубы из кровельной стали проолифенные	0,10 – 0,15
Трубы из других материалов	
Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди и свинца	0,0015 – 0,01
Алюминиевые технически гладкие трубы	0,015 – 0,06
Чугунные трубы новые	0,25 – 1,0
Чугунные трубы новые битумизированные	0,10 – 0,15
Чугунные трубы новые асфальтированные	0,12 – 0,30
Чугунные трубы водопроводные, бывшие в эксплуатации	1,4
Чугунные трубы, сильно корродированные	до 3
Бетонные трубы; хорошая поверхность с затиркой	0,3 – 0,8
Бетонные трубы; грубая (шероховатая) поверхность	3 - 9
Асбоцементные трубы новые	0,05 – 0,10
Цементные трубы сглаженные	0,3 – 0,8
Цементные трубы необработанные	1,0 – 2,0
Каналы керамические (глазурованные)	1,4
Стекланные трубы (чистое стекло)	0,0015 – 0,01

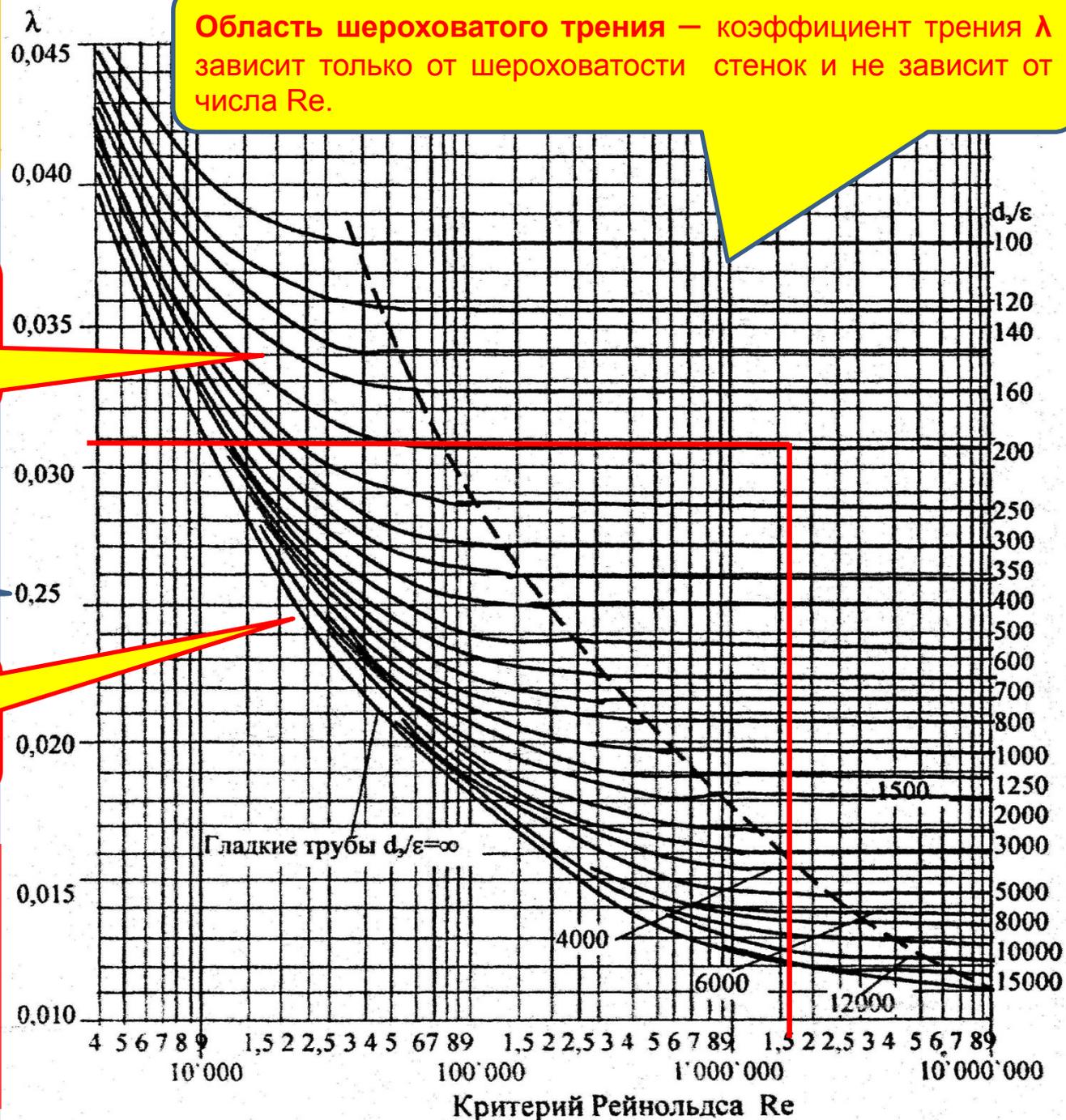
Графики зависимости λ от числа Рейнольдса Re и отношения d_3 / ϵ

Область шероховатого трения — коэффициент трения λ зависит только от шероховатости стенок и не зависит от числа Re .

Область переходная — коэффициент трения λ зависит и от числа Re и от шероховатости стенок.

Опечатка, отсутствует ноль после запятой.

Область гладкого трения — коэффициент трения λ зависит только от числа Re .



Пример определения λ :

При $Re = 1\,600\,000$ и $d_3 / \epsilon = 200$

т.к. красная вертикальная линия от значения Re пересекает линию

отношения $= 200$ в области

шероховатого трения горизонтальная

красная линия показывает значение

$\lambda = 0,031$

9.3 Определение давления, расходуемого на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{\text{м.с.}}$ Н/м²

$$\Delta p_{\text{м.с.}} = \xi \times \frac{\rho \times v^2}{2}$$

$\Delta p_{\text{м.с.}}$ – давление, расходуемое на преодоление местных сопротивлений без учёта потерь на трение, Н/м²;

ρ – плотность среды, кг/м³;

v – скорость потока, м/с;

ξ – коэффициент местного сопротивления.

Значения коэффициента ξ различных местных сопротивлений определяется по формулам, приведенным в таблице 22 или в последующих слайдах.

9.3.1 Определение состава местных сопротивлений в ТС

- диффузор

- угол 90°

- угол 45°

- угол 45°

- конфузор

- запорный клапан (ЗК)

- регулирующий орган (ИУ)

Эти элементы трубопроводной системы являются местными сопротивлениями (МС).

Для каждого из них по справочным таблицам и формулам надо определить коэффициент сопротивления ξ и найти падение давления на каждом МС потом сложить и сделать анализ их влияния на общие потери давления.

Для расчёта недостающих параметров диффузора и конфузора при определении ξ следует воспользоваться **ГОСТ 17348-2001** в котором указаны их типы, материалы, геометрические размеры из которых необходимо определить углы конусности (сужения/расширения), также из указанного ГОСТа следует выбрать конкретные переходы и их маркировку.

Отводы выбираются из **ГОСТ 30753-2001** или **ГОСТ 17375-2001**.

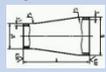
Следует помнить, что радиус закругления (изгиба) отводов влияет на потери давления при движении среды.

В качестве запорного клапана можно выбирать шаровые клапаны (имеющие самое низкое значение $\xi \approx 0,5 - 1$ в сравнении с другими конструкциями (типами)) или плунжерные конструкции (односедельные) клапанов (имеющие обычно значение ξ от 3 до 7). Пункт 12 справочной таблицы на следующем слайде. Обычно для стандартных конструкций односедельных клапанов отношение h/d лежит в диапазоне от 0,1 до 0,25.

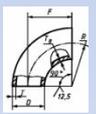
В качестве регулирующих клапанов чаще всего используют плунжерные конструкции односедельных или двухседельных регулирующих клапанов (в зависимости от DN: до DN65 – DN100 – отдают предпочтение односедельным клапанам, свыше DN 100 – практически всегда выбирают для регулирования жидких сред двухседельные клапаны).

В КУРСОВОЙ РАБОТЕ ВСЯ ТРУБОПРОВОДНАЯ АРМАТУРА, ТРУБОПРОВОДНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ (ПЕРЕХОДЫ, ОТВОДЫ, СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ ФЛАНЦЫ, МУФТЫ, ТРУБЫ) и НАСОС с электроприводом ДОЛЖНЫ БЫТЬ ВЫБРАНЫ (указан ТИП, МАРКА, ТИПОРАЗМЕР и т.д.). Приведены (указаны) все необходимые технические параметры и характеристики

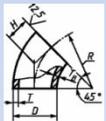
- диффузор (плавное расширение/концентрический переход)



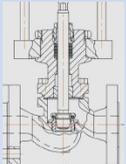
- угол 90° (отвод)



- угол 45° (отвод)



- угол 45° (отвод)

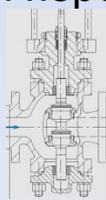


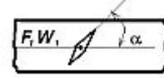
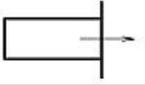
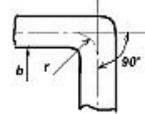
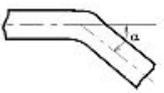
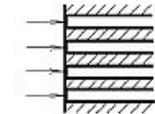
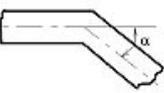
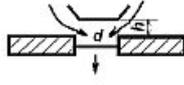
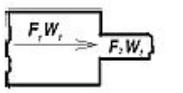
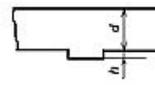
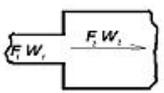
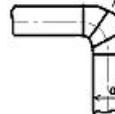
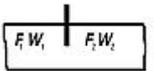
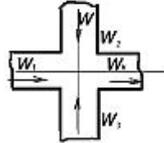
- запорный клапан

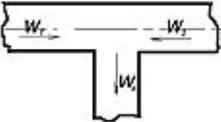
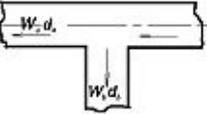
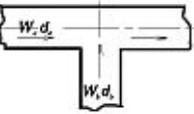
- конфузор (плавное сужение/концентрический переход)



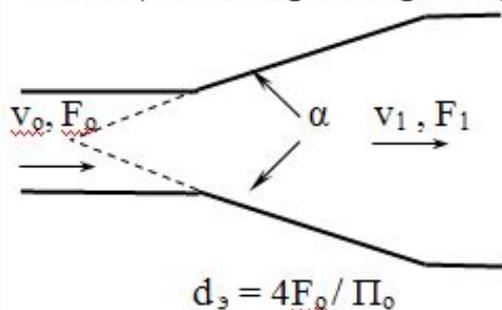
- регулирующий клапан (РО/ИУ)



Номер п.п.	Местные сопротивления	Эскиз	Расчет коэффициента ζ		Номер п.п.	Местные сопротивления	Эскиз	Расчет коэффициента ζ				
1	Вход в отверстие с острыми краями		$\zeta = 0,5$		9	Дроссельная заслонка		α^0	ζ			
2	Выход из канала		$\zeta = 1$					10	0,52			
3	Плавный поворот на 90° круглых и квадратных каналов		r/b	ζ				30	3,9			
			0,5	1,2				50	32,6			
			0,75	0,38				70	151			
			1	0,19								
2	0,12											
5	0,08											
4	То же при угле поворота от 30° до 180°		Значение ζ (п.3) умножается на коэффициент К		11	Вход в систему каналов		α^0	К	Отверстия: квадратные $\zeta = 2 \dots 2,5$ круглые $\zeta = 3 \dots 3,5$ прямоугольные $\zeta = 1,5 \dots 2$		
			30	0,5								
			60	0,8								
			90	1								
			120	1,2								
			150	1,3								
			180	1,4								
5	Резкий поворот прямоугольного канала без закруглений		α^0	ζ	12	Клапан		h/d	ζ			
			30	0,6				0,15	9			
			60	1				0,2	4,5			
			90	1,2				0,3	2,1			
			120	1,4				0,4	1,6			
180	1,7	0,45	1,5									
6	Внезапное сужение канала (к скорости W_2)		F_2/F_1	ζ	13	Клапан переводной		$\zeta = 2$				
			0,1	0,5				14	Ниша в канале		$\zeta = 0,1 \dots 1$ и возрастает с увеличением h/d	
			0,5	0,3								
0,9	0,1											
7	Внезапное расширение канала		F_2/F_1	ζ	15	Колено круглого сечения (поворот на 90°)		Q/d	ζ			
			0,1	0,8				0	1,3			
			0,5	0,3				1	0,4			
0,9	0,01	2	0,3									
8	Частично открытый шибер или заслонка		Степень открытия, %	ζ	16	Крестовина (слияние потоков)		W/W_k	ζ			
			10	230				0,1	1,5			
			30	17				0,3	1,4			
			50	4				0,5	1,2			
			70	1				0,7	0,9			
			90	0,2				0,9	0,5			
			100	0,1				1	0,2			

Номер п.п.	Местные сопротивления	Эскиз	Расчет коэффициента ξ			
17	Встреча двух струй под углом 180° и поворотом на 90°		При $W_1 = W_2 = W_k$ $\xi = 3$			
18	Тройник раздающий		$W_b \cdot \xi_b$			
			W_a	d_b/d_a		
				0,35	0,58	1
			0,6	3,2	4,0	6,2
			0,8	1,9	2,5	4,5
			1,0	1,6	2,1	3,6
	1,2	1,4	1,6	3,4		
	1,4	1,2	1,4	2,8		
			ξ_a при $d_b/d_a = 1$			
			-0,2			
			-0,1			
			0			
			0,12			
			0,34			
19	Тройник собирающий		$W_b \cdot \xi_b$			
			W_a	d_b/d_a		
				0,35	0,58	1
			0,6	-3,8	-1,6	0,1
			0,8	-1,0	0	0,6
			1,0	-0,6	0	1,2
	1,4	0,4	0,4	1,3		
20	Регенеративная насадка: а) сплошными колодцами б) чередующимися рядами	-	а) $\xi = \frac{1,14}{\sqrt[4]{d}} \cdot h_{нас}$,			
			б) $\xi = \frac{1,57}{\sqrt[4]{d}} \cdot h_{нас}$,			
			где d - гидравлический диаметр канала насадки, $h_{нас}$ - высота насадки			

3. Диффузор конический в сети (плавное расширение)



Π_0 – периметр меньшего поперечного сечения, м;

F_0 – площадь меньшего поперечного сечения, м²;

F_1 – площадь большего поперечного сечения, м²;

v_0 – скорость потока в меньшем поперечном сечении, м/с;

v_1 – скорость потока в большем поперечном сечении, м/с.

При симметричном поле скоростей значение ξ , отнесённое к скорости потока в меньшем сечении v_0 , определяется по формуле $\xi = \xi_{\text{расш}} + \xi_{\text{тр}}$.
Значение $\xi_{\text{расш}}$ определяется по таблице 22.5.

Таблица 22.5

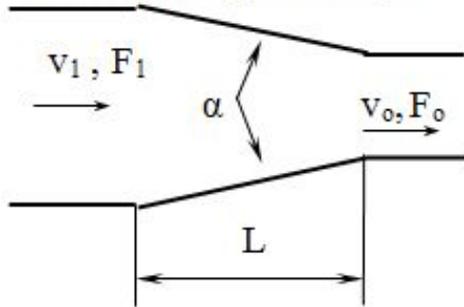
F_1 / F_0	Значение угла α , градус							
	3	8	12	20	30	60	80	180
∞	0,03	0,11	0,19	0,36	0,65	1,15	1,1	1,02
20	0,03	0,1	0,16	0,32	0,58	1,04	0,99	0,92
10	0,03	0,09	0,15	0,29	0,52	0,93	0,89	0,83
5	0,02	0,07	0,12	0,23	0,41	0,74	0,7	0,65
1,7	0,01	0,02	0,03	0,06	0,1	0,18	0,17	0,16

Значение $\xi_{\text{тр}}$ при коэффициенте трения $\lambda = 0,02$ определяется по таблице 22.6.

Таблица 22.6

F_1 / F_0	Значение угла α , градус			
	3	8	12	20
20	0,1	0,04	0,03	0,01
5	0,1	0,03	0,02	0,01
2	0,07	0,03	0,02	0,1

4. Конфузор в сети (вход с плавным сужением)



$$d_s = 4F_0 / \Pi_0$$

Π_0 – периметр меньшего поперечного сечения, м;
 F_0 – площадь меньшего поперечного сечения, м²;
 F_1 – площадь большего поперечного сечения, м²;
 v_0 – скорость потока в меньшем поперечном сечении, м/с;
 v_1 – скорость потока в большем поперечном сечении, м/с.

Значение ξ , отнесённое к скорости потока в меньшем сечении v_0 , определяется по формуле $\xi = \xi_{суж} + \xi_{тр}$.

Значение $\xi_{тр}$ определяется по таблице 22.6.

Значение $\xi_{суж}$ определяется по формуле $\xi_{суж} = \xi' \cdot (1 - F_0 / F_1)$. Значения ξ' определяются как ξ по таблице 22.7.

Таблица 22.7

L / d _s	Значение угла α, градус					
	0	10	20	30	40	60
0,025	0,5	0,47	0,45	0,43	0,41	0,4
0,05	0,5	0,45	0,41	0,36	0,33	0,3
0,075	0,5	0,42	0,35	0,3	0,26	0,23
0,1	0,5	0,39	0,32	0,25	0,22	0,18
0,15	0,5	0,37	0,27	0,2	0,16	0,15
0,6	0,5	0,27	0,18	0,1	0,11	0,12

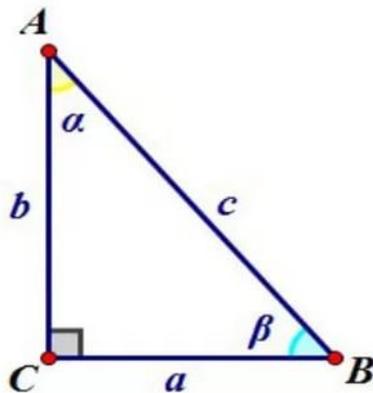
Деталь	Обозначение	Примечание	Коэффициент
Муфта			0,25
Муфта переходная		Уменьшение на 1 размер	0,40
		Уменьшение на 2 размера	0,50
		Уменьшение на 3 размера	0,60
		Уменьшение на 4 размера	0,70
Угольник 90°			1,20
Угольник 45°			0,50
Тройник		Разделение потока	1,20
		Соединение потока	0,80
Крестовина		Соединение потока	2,10
		Разделение потока	3,70
Муфта комб. вн. рез.			0,50
Муфта комб. нар. рез.			0,70
Угольник комб. вн. рез.			1,40
Угольник комб. нар. рез.			1,60
Тройник комб. вн. рез.			1,40 – 1,80
Вентиль		20 мм	9,50
		25 мм	8,50
		32 мм	7,60
		40 мм	5,70

9.4 Определение давления, необходимого для подъёма жидкости или преодоления гидростатического давления $\Delta p_{\text{под.}}$ Н/м²

$$\Delta p_{\text{под.}} = \rho \times q \times H$$

ρ – плотность среды, кг/м³;
 q – ускорение свободного падения, $q = 9,81$ м/с²;
 H – высота подъёма или слой жидкости, м.

Соотношение сторон и углов в прямоугольном треугольнике



$$\sin \alpha = \frac{a}{c}$$

$$\cos \alpha = \frac{b}{c}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{b}$$

$$\operatorname{ctg} \alpha = \frac{b}{a}$$

$$\sin \beta = \frac{b}{c}$$

$$\cos \beta = \frac{a}{c}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b}{a}$$

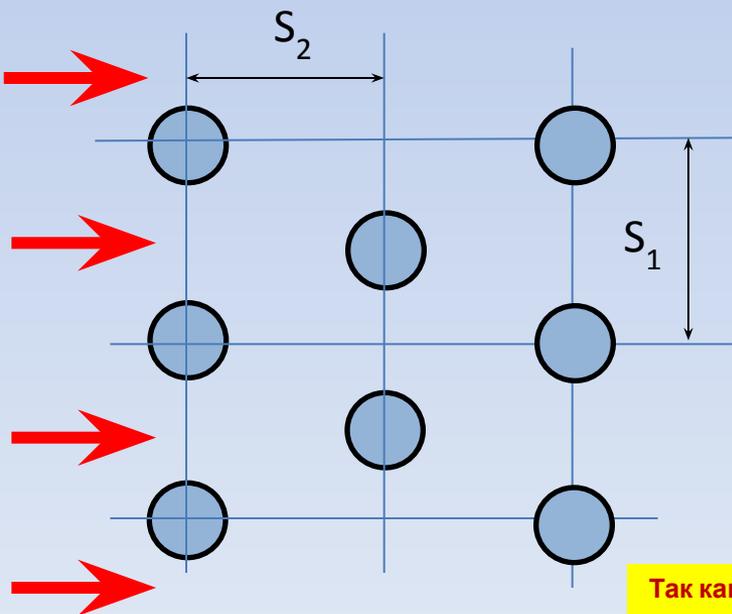
$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{a}{b}$$

$$\sin \alpha = \cos \beta; \quad \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{ctg} \beta$$

9.5 Определение давления, необходимого для преодоления гидравлического сопротивления технологического аппарата (теплообменника) $\Delta p_{\text{АПП}}$ Н/м²

$$\Delta p_{\text{АПП}} = \xi_{\text{АПП}} \times \frac{\rho \times v^2}{2}$$

шахматное расположение труб в теплообменнике при поперечном обтекании средой



$\Delta p_{\text{АПП}}$ – давление, расходуемое на преодоление гидравлического сопротивления аппарата, Н/м²;

ρ – плотность среды, кг/м³;

v – скорость потока, м/с;

$\xi_{\text{АПП}}$ – коэффициент местного сопротивления технологического аппарата.

Нечётный месяц рождения – отношение $S_1/d < S_2/d$

$$\xi_{\text{АПП}} = (4 + 6,6 \times m) \times Re^{-0,28}$$

Чётный месяц рождения – отношение $S_1/d > S_2/d$

$$\xi_{\text{АПП}} = (5,4 + 3,4 \times m) \times Re^{-0,28}$$

m – число рядов в пучке в направлении потока:

Нечётный месяц рождения $m = 15$;

Чётный месяц рождения $m = 10$.

Так как отсутствуют конкретные данные о теплообменнике, в данном пункте 9.5 значение Re в формулах следует взять в (три-пять) раза меньше, чем значения Re в трубе.

9.6 Определение величины дополнительного давления в конце трубопроводной системы (на выходе из теплообменника) $\Delta p_{\text{доп.}}$ Н/м²

$\Delta p_{\text{доп.}}$ – дополнительное давление после теплообменника, Н/м².

$$\Delta p_{\text{доп.}} = (1,5 \div 2,5) \times \Delta p_{\text{АПП}}$$

9.7 Определение полного давления, необходимого для преодоления всех гидравлических сопротивлений трубопроводной системы Δp , Н/м²

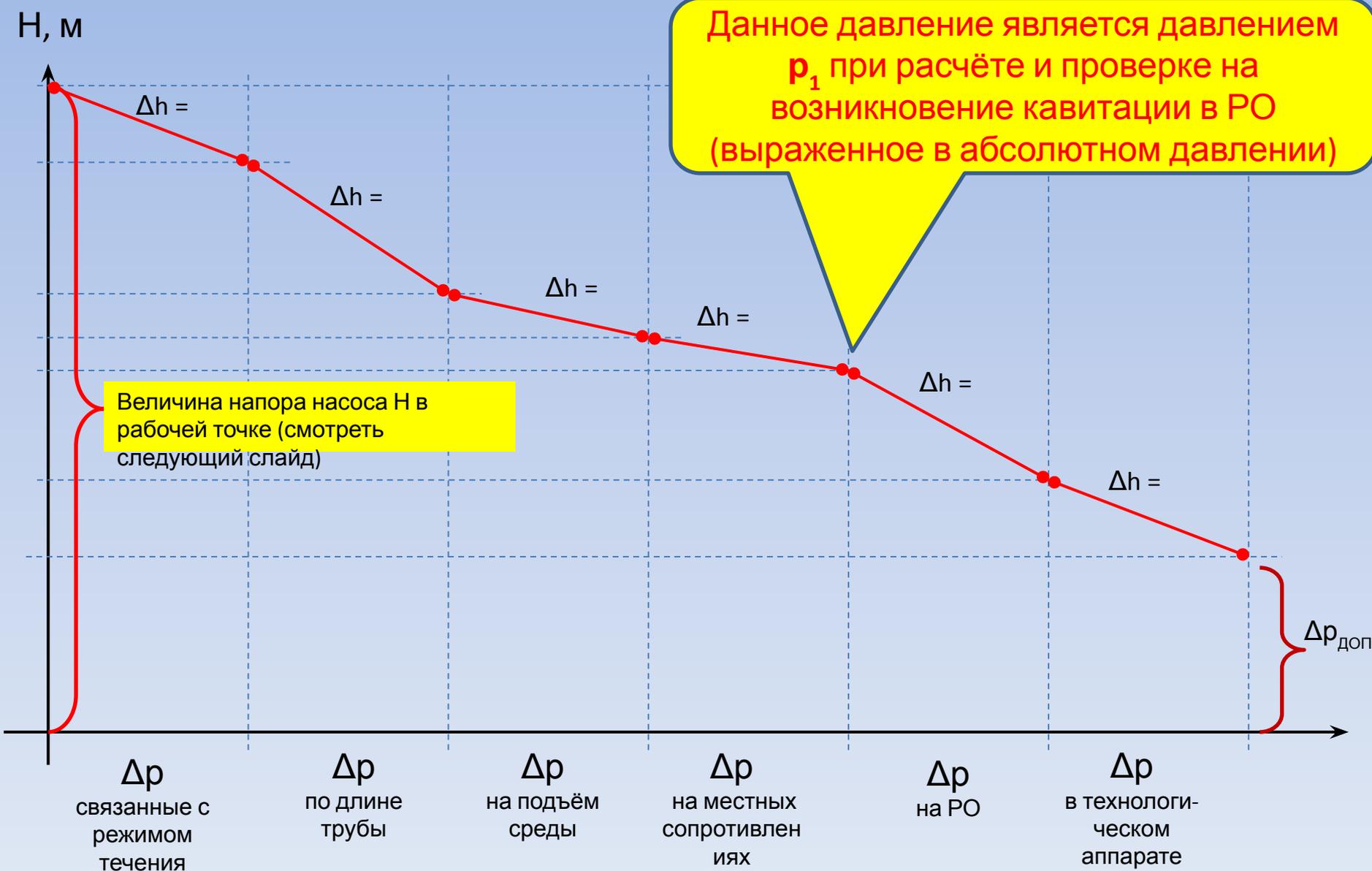
$$\Delta p = \Delta p_{\text{С.К.}} + \Delta p_{\text{Т.Р.}} + \Sigma \Delta p_{\text{М.С.}} \pm \Delta p_{\text{ПОД.}} + \Delta p_{\text{АПП.}} + \Delta p_{\text{ДОП.}}$$

Численное значение величины полного давления является основанием выбора напора насоса в ТС, м

$$10^5 \text{ Па} = 100\,000 \text{ Па (Н/м}^2\text{)} = 0,1 \text{ МПа} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 1 \text{ бар} = \\ = 10 \text{ метров водного столба}$$

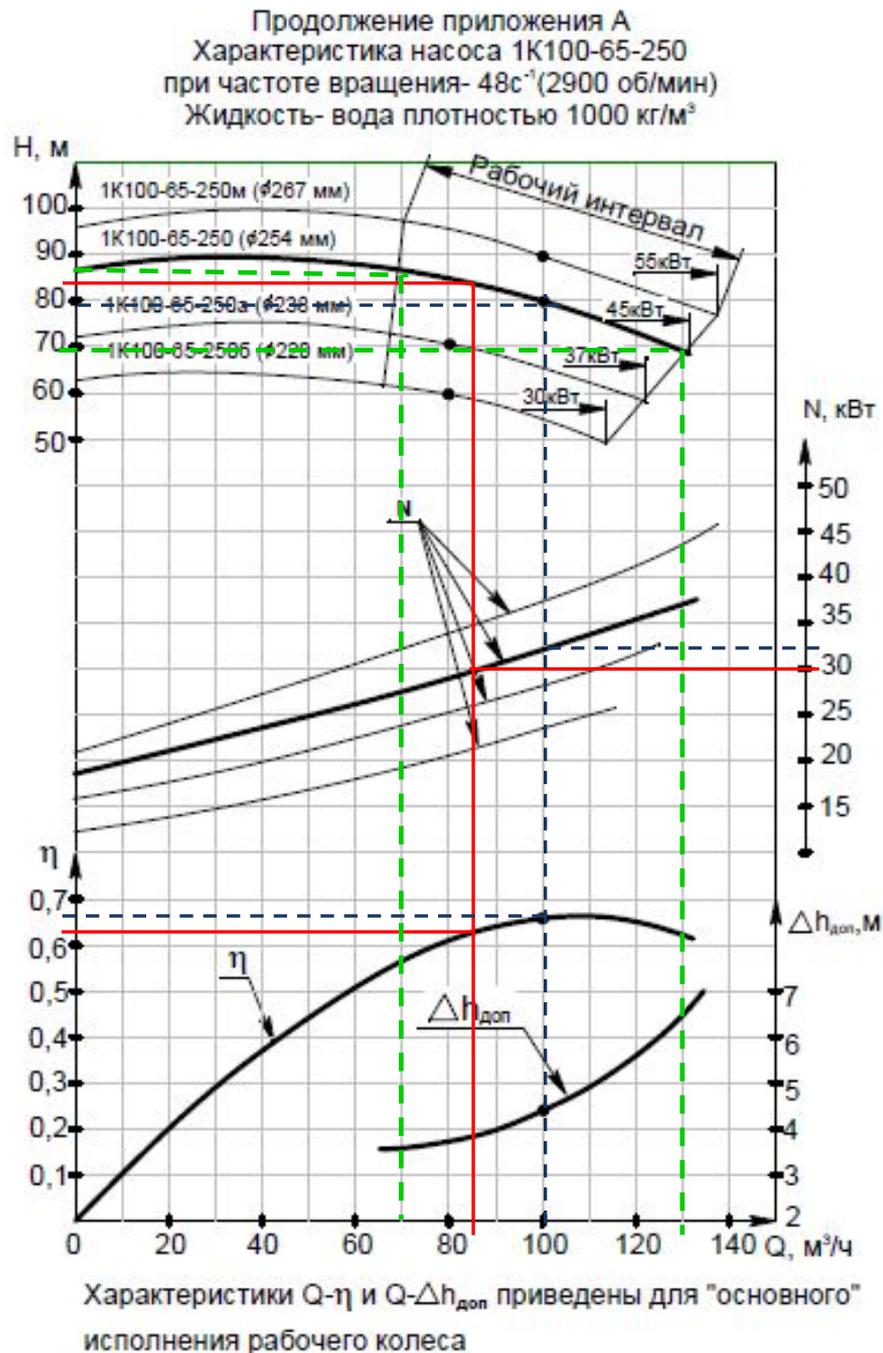
9.8 Построить график распределения потерь давления на участках трубопровода и трубопроводной арматуре

Δp , Н/м²



ПРИМЕР

1. Найти для выбранного типа насоса такую **расходно-напорную характеристику** в каталогах, паспорте насоса, руководстве по эксплуатации или справочниках.
2. Расход $85 \text{ м}^3/\text{ч}$ (берётся из исходных данных задания);
3. Исходя из параметров насоса и мощности двигателя (смотреть порядок расчёта мощности двигателя) восстановить перпендикуляр до нужной линии зависимости H от Q и P (например 45 кВт);
4. Величина напора при данных параметрах будет $H = 84 \text{ метра}$ (этот напор и показывается на графике потерь давления);
5. КПД насоса несколько меньше $\eta \approx 0,63$ (значение ниже номинального значения $\eta_H \approx 0,67$);
6. Двигатель работает с недогрузкой
7. Номинальные значения параметров показаны на линиях точками и штриховыми линиями.
8. Напор будет больше номинального напора только на $3 - 4 \text{ метра}$, а производительность при этом будет меньше на $15 \text{ м}^3/\text{ч}$ (т.е. меньше номинальной производительности, которая $= 100 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 15%).
9. Следует выбрать такой насос, чтобы текущие (требуемые, расчётные) значения напора и производительности попадали в рабочую зону расходно-напорной характеристики насоса. Что в данном случае полностью выполняется.
10. Рабочая зона характеризуется высоким значением КПД насоса и коэффициентом загрузки двигателя. Для данного насоса рабочая зона показана (ограничена) зелёными штриховыми прямыми



10. Расчёт условной пропускной способности регулирующего клапана K_{vy} , м³/ч

$$K_{vy\text{МАКС}} = \eta \times Q \times \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}}$$

η – коэффициент запаса: $\eta = 1,15 \div 1,3$

Q – расход среды, м³/ч;

ρ – плотность среды при температуре $t^{\circ}\text{C}$, г/см³;

Δp – перепад давления на клапане, кгс/см²
(данное значение определено в п. 9.3).

11. Выбор регулирующего (или запорно-регулирующего) клапана по техническому каталогу (справочнику) с учётом ФХС и параметров среды и условий эксплуатации:

Выбор клапана по
техническому каталогу



Проверка правильности
выбора по диаграмме

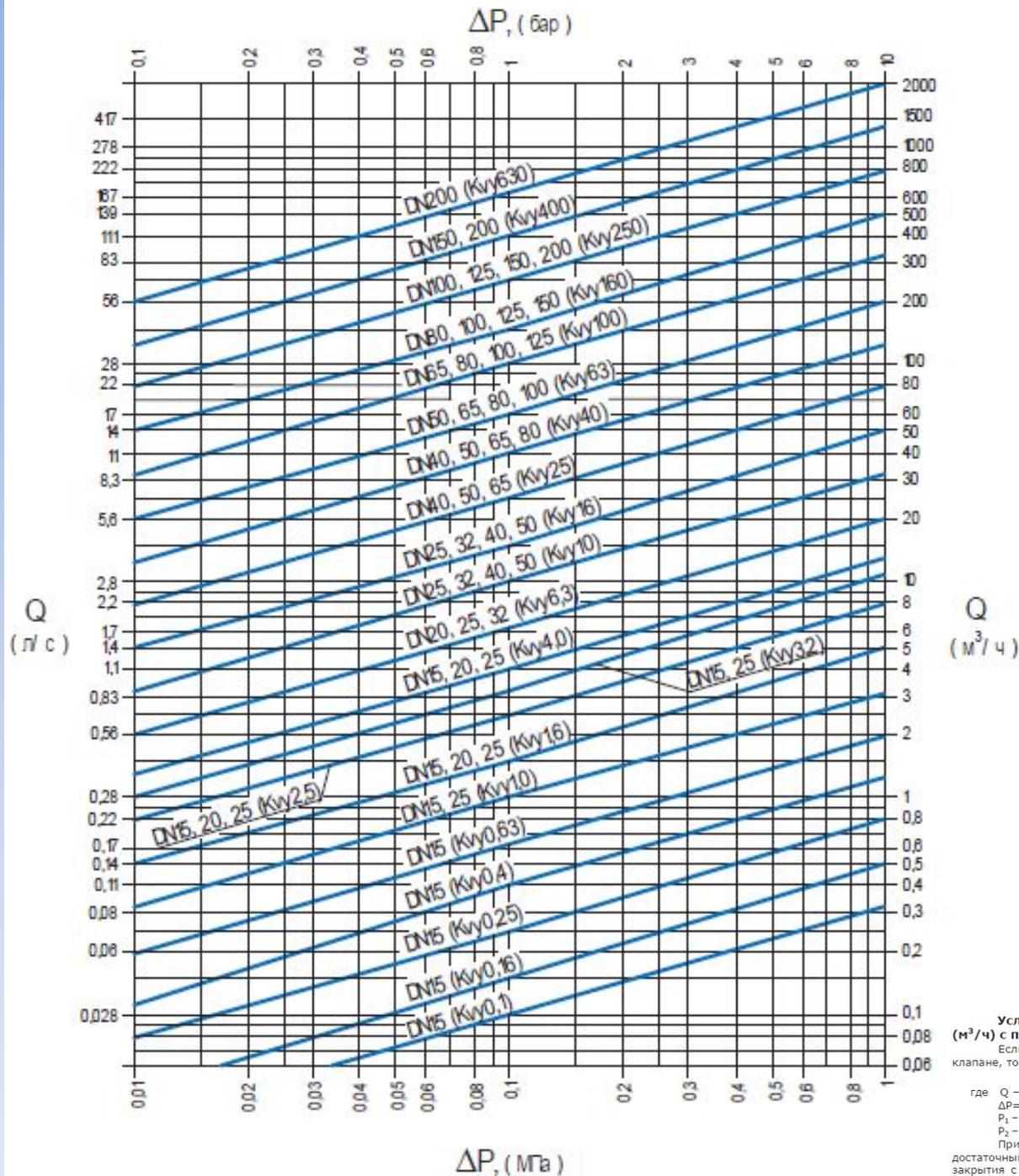


УСЛОВИЯ ВЫБОРА:

$$K_{vy} \geq K_{vy\text{МАКС}}$$
$$0,5DN_{TP} \leq DN_{ИУ} \leq DN_{TP}$$

K_{vy} K_{vy} K_{vy} K_{vy}

ДИАГРАММА ВЫБОРА КЛАПАНА



Условная пропускная способность $K_{v\text{у}}$ представляет собой объемный расход жидкости ($\text{м}^3/\text{ч}$) с плотностью $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ при перепаде давления $0,1 \text{ МПа}$.

Если известны значения объемного расхода рабочей среды через клапан и перепад давления на клапане, то величину пропускной способности $K_{v\text{у}}$ можно определить по формуле:

$$K_{v\text{у}} = Q / \sqrt{(10 \cdot \Delta P)},$$

где Q – объемный расход рабочей среды через клапан, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta P = P_1 - P_2$ – перепад давления на клапане, МПа;

P_1 – давление на входе, МПа;

P_2 – давление на выходе, МПа.

При этом не следует выбирать клапан с очень большим запасом по $K_{v\text{у}}$. Практика показывает – достаточный запас не должен превышать 10%. В противном случае клапан вынужден будет работать в зоне закрытия с повышенной частотой включений, что ведет к ускоренному износу узлов и деталей, увеличению вероятности отказов и потери работоспособности клапана.

12. Фиксация основных технических характеристик и параметров регулирующего (или запорно-регулирующего) клапана.

$$Re = \frac{3530 \times Q}{DN_{ИУ} \times \nu}$$

13. Определение влияние вязкости технологической среды на работу клапана
Расчёт числа Рейнольдса для клапана $Re_{кл}$

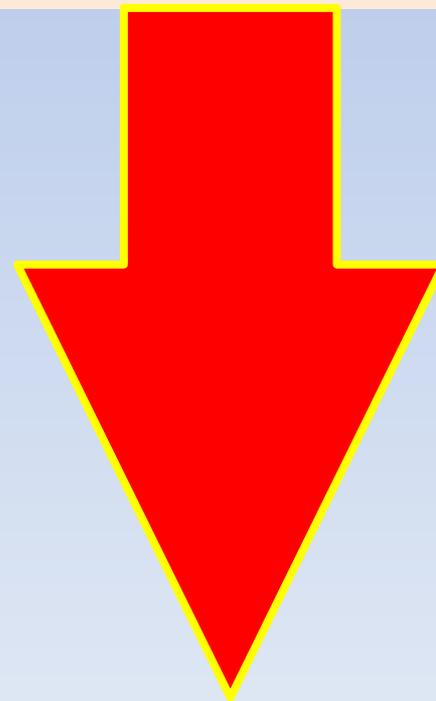
ν – кинематическая вязкость среды, см²/с;
 $DN_{ИУ}$ – условный проход клапана, (мм);
 Q – расход среды через клапан, м³/ч.

14. $Re \geq 2300$, то влияние вязкости НЕ УЧИТЫВАЕТСЯ.

$Re < 2300$, коэффициент вязкости Ψ определяется по справочным таблицам

$$K_{V.B} = \Psi \times K_{V.МАКС}$$

$$K_{V.B} \leq K_{V.У.}$$



Зависимость поправочного коэффициента на вязкость ψ
от числа Рейнольдса (Re)

Число Рейнольдса (Re)	Значение поправочного коэффициента на вязкость ψ от числа Re, в зависимости от типа ИУ		
	односедельные	двухседельные	заспоночные
10	4,0	3,15	4,6
20	2,85	2,5	3,0
30	2,45	2,2	2,6
40	2,2	1,8	2,2
50	2,05	1,7	2,0
60	1,95	1,65	1,8
70	1,85	1,63	1,7
80	1,75	1,6	1,6
90	1,7	1,55	1,55
100	1,65	1,5	1,5
200	1,4	1,3	1,3
300	1,33	1,2	1,2
400	1,25	1,15	1,15
500	1,2	1,1	1,1
600	1,15	1,08	1,08
700	1,12	1,06	1,06
800	1,08	1,04	1,04
900	1,07	1,02	1,02
1000	1,06	1,01	1,01
2000	1,05	1,0	1,0
3000	1,02	1,0	1,0
4000	1,0	1,0	1,0
5000	1,0	1,0	1,0
6000	1,0	1,0	1,0
7000	1,0	1,0	1,0
8000	1,0	1,0	1,0
9000	1,0	1,0	1,0
10 000	1,0	1,0	1,0

15. Проверка возможности возникновения кавитации для выбранного ИУ:

– определение коэффициента сопротивления ξ ИУ

$$\xi = \frac{15,6 \times DN_{ИУ}^4}{K_{v.y}^2}$$

где $DN_{ИУ}$ – условный проход ИУ, см.
 $K_{v.y}$ – значение условной пропускной способности ИУ, м³/ч.

– определение коэффициента кавитации K_c .

$$K_c = f(\xi)$$

K_c выбирается из справочной таблицы в зависимости от типа ИУ и направления подачи среды



Зависимость критических чисел кавитации K_C и $K_{C, \text{макс}}$
от коэффициента гидравлического сопротивления ζ
исполнительного устройства

Значение коэффициента гидравлического сопротив- ления ζ ИУ	Значение чисел кавитации		
	K_C для односедельных и двухседельных ИУ при подаче жидкости на затвор	K_C и $K_{C, \text{макс}}$ для односедельных ИУ при подаче жидкости под затвор	$K_{C, \text{макс}}$ для односедельных и двухседельных ИУ при подаче жидкости на затвор
1	2	3	4
3	0,60	0,98	0,80
4	0,55	0,95	0,73
5	0,525	0,925	0,68
6	0,50	0,910	0,64
7	0,47	0,90	0,60
8	0,46	0,895	0,59
9	0,45	0,890	0,58
10	0,44	0,80	0,50
20	0,385	0,845	0,475
30	0,36	0,835	0,450
40	0,34	0,825	0,440
50	0,33	0,815	0,420
60	0,31	0,810	0,415
70	0,30	0,805	0,40
80	0,29	0,803	0,395
90	0,295	0,801	0,390
100	0,28	0,80	0,385
200	0,24	0,785	0,340
300	0,23	0,780	0,320
400	0,21	0,775	0,30
500	0,205	0,770	0,295
600	0,195	0,70	0,285
700	0,185	0,765	0,280
800	0,180	0,760	0,275
900	0,175	0,60	0,270
1000	0,170	0,550	0,265
2000	0,15	0,750	0,235
3000	0,125	0,745	0,215
4000	0,115	0,735	0,205
5000	-	0,730	0,20
6000	-	0,725	0,195
7000	-	0,723	0,190
8000	-	0,722	-
9000	-	0,721	-
10 000	-	0,720	-
20 000	-	0,710	-

– определение перепада давления $\Delta p_{\text{КАВ.}}$ на ИУ, при котором возникает кавитация.

$$\Delta p_{\text{КАВ.}} = K_{\text{С.}} \times (p_1 - p_{\text{Н.П.}})$$

P_1 – абсолютное давление перед ИУ, кгс/см² ;
 $p_{\text{Н.П.}}$ – абсолютное давление насыщенных паров среды, кгс/см² .

$p_{\text{Н.П.}}$

Выполнение условия $\Delta p_{\text{МИН}} < \Delta p_{\text{КАВ.}}$ – завершение расчёта

Выполнение условия $\Delta p_{\text{МИН}} \geq \Delta p_{\text{КАВ.}}$ - повторение расчёта

$K_{\text{С.МАКС.}}$

$$K_{\text{С.МАКС.}} = f(\xi_{\text{ИУ}})$$

$$\Delta p_{\text{КАВ. МАКС.}} = K_{\text{С.МАКС.}} \times (p_1 - p_{\text{Н.П.}})$$

Определение
 $\Delta p_{\text{КАВ.МАКС.}}$

$$K_{\text{VУМАКС}} = \eta \times Q \times \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_{\text{КАВ.МАКС}}}}$$

Выполнение условия
 $K_{\text{V.МАКС}} \leq K_{\text{V.У.}}$
расчёт закончен

Зависимость абсолютного давления насыщенных паров жидкости $p_{н.д.}$, $кг/см^2$, от температуры $t^{\circ}C$

Зависимость критических чисел кавитации K_C и $K_{C,MAX}$ от коэффициента гидравлического сопротивления ζ исполнительного устройства

Температура, $t^{\circ}C$	Абсолютное давление насыщенных паров жидкости $p_{н.д.}$, $кг/см^2$	Температура, $t^{\circ}C$	Абсолютное давление насыщенных паров жидкости $p_{н.д.}$, $кг/см^2$
0	0,006228	190	12,800
5	0,006695	195	14,265
10	0,012513	200	15,857
15	0,017377	205	17,585
20	0,02383	210	19,456
25	0,03229	215	21,477
30	0,04325	220	23,659
35	0,05733	225	26,077
40	0,07520	230	28,531
45	0,09771	235	31,239
50	0,12578	240	34,140
55	0,16050	245	37,244
60	0,2031	250	40,56
65	0,2550	255	44,10
70	0,3178	260	47,87
75	0,3931	265	51,87
80	0,4829	270	56,14
85	0,5894	275	60,66
90	0,7149	280	65,46
95	0,8619	285	70,54
100	1,0332	290	75,92
105	1,2318	295	81,60
110	1,4609	300	87,61
115	1,7239	305	93,95
120	2,0245	310	100,64
125	2,3666	315	107,69
130	2,7544	320	115,12
135	3,192	325	122,95
140	3,685	330	131,18
145	4,237	335	139,85
150	4,854	340	148,96
155	5,540	345	158,54
160	6,302	350	168,63
165	7,146	355	179,24
170	8,076	360	190,42
175	9,101	365	202,21
180	10,225	370	214,68
185	11,456	374	225,22

Параметры критического состояния

Температура – $374,15^{\circ}C$; Давление – $225,6 кг/см^2$

Объем – $0,00317 м^3/кг$; Энтальпия – $500,4 ккал/кг$

Значение коэффициента гидравлического сопротивления ζ ИУ	Значение чисел кавитации		
	K_C для односедельных и двухседельных ИУ при подаче жидкости на затвор	K_C и $K_{C, MAX}$ для односедельных ИУ при подаче жидкости под затвор	$K_{C, MAX}$ для односедельных и двухседельных ИУ при подаче жидкости на затвор
1	2	3	4
3	0,60	0,98	0,80
4	0,55	0,95	0,73
5	0,525	0,925	0,68
6	0,50	0,910	0,64
7	0,47	0,90	0,60
8	0,46	0,895	0,59
9	0,45	0,890	0,58
10	0,44	0,80	0,50
20	0,385	0,845	0,475
30	0,36	0,835	0,450
40	0,34	0,825	0,440
50	0,33	0,815	0,420
60	0,31	0,810	0,415
70	0,30	0,805	0,40
80	0,29	0,803	0,395
90	0,295	0,801	0,390
100	0,28	0,80	0,385
200	0,24	0,785	0,340
300	0,23	0,780	0,320
400	0,21	0,775	0,30
500	0,205	0,770	0,295
600	0,195	0,70	0,285
700	0,185	0,765	0,280
800	0,180	0,760	0,275
900	0,175	0,60	0,270
1000	0,170	0,550	0,265
2000	0,15	0,750	0,235
3000	0,125	0,745	0,215
4000	0,115	0,735	0,205
5000	-	0,730	0,20
6000	-	0,725	0,195
7000	-	0,723	0,190
8000	-	0,722	-
9000	-	0,721	-
10 000	-	0,720	-
20 000	-	0,710	-

ПОРЯДОК РАСЧЁТА

1. Расчёт мощности двигателя насоса, кВт

Q – подача насоса, м³/с;

H – полный напор, м;

k_3 – коэффициент запаса, $k_3 =$ от 1,1 до 1,5 (большие значения коэффициента запаса должны соответствовать меньшей мощности (до 5 кВт), меньшие значения – большей мощности (свыше 5 кВт));

η_n – КПД насоса (КПД насоса указывается в каталогах и справочниках на насосное оборудование, в случае отсутствия этих сведений численное значение КПД насоса можно принимать в диапазоне от 0,4 до 0,85 в зависимости от режима использования насоса и его типа);

$\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи;

γ – удельный вес перекачиваемой жидкости, Н/м³: удельный вес перекачиваемой жидкости $\gamma = \rho \times g$;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²: $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$P = \frac{k_3 \times Q \times H \times \gamma}{1000 \times \eta_n \times \eta_{\text{п}}} \quad \begin{array}{l} Q_3 \leq Q_H \\ H_3 \leq H_H \end{array}$$

2. Выбор насоса из каталога

[КАТАЛОГ НАСОСОВ](#)

3. Технические параметры и характеристики насоса и ЭП

3.1 Коррекция результата расчёта мощности ЭП насоса с учётом параметров и характеристик насоса

3.2 Разработать электрическую принципиальную схему управления электропривода насоса, обеспечивающую работу в двух режимах:

I – ручной режим работы ЭП:

- ручное дистанционное включение/отключение;
- автоматическое отключение при давлении в гидравлической системе «максимум»;
- возможность ручного включения ЭП при любом уровне давления в системе (кроме «максимум»).

II – автоматический режим работы ЭП:

- ручное дистанционное включение (первичное включение);
- автоматическое отключение при давлении в гидравлической системе «максимум».
- автоматическое (повторное) включение при давлении в гидравлической системе «минимум»;
 - блокирование действия кнопки «СТОП»;
- блокирование действия кнопки «ПУСК» при наличии давления в гидравлической системе между значением «минимум» и «максимум» после первичного включения;
- блокирование самопроизвольного включения ЭП насоса при подачи напряжения в СУ при давлении в гидравлической системе «минимум»

Выбор режима работы – ключом управления.

Реализация автоматического режима работы ЭП – при помощи манометра типа ДМ-2050 (ДМ-2010) с исполнением выходного электроконтактного устройства согласно задания в таблице.

Реализация ручного дистанционного управления ручного и автоматического режима – при помощи одного двухкнопочного поста управления.

Работа ЭП насоса (в случае его включенного состояния) не должна прекращаться при изменении режима работы ЭП ключом управления.

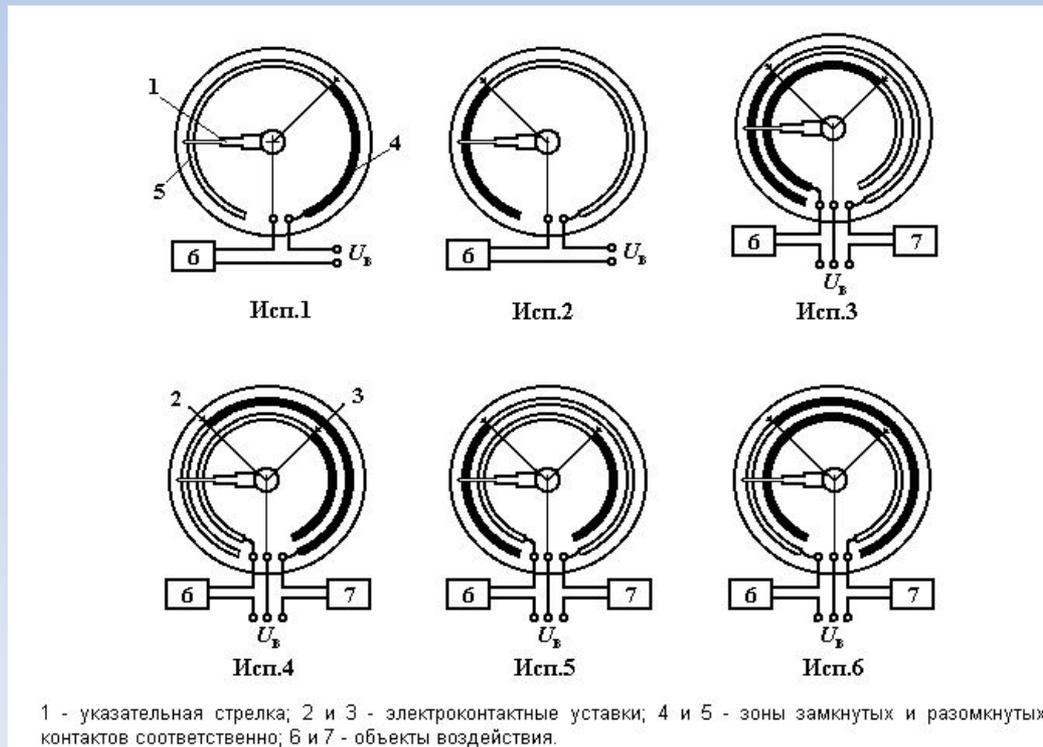
В автоматическом режиме работы ЭП действие кнопки «СТОП» должно быть заблокировано.

Электрические защиты ЭП для режима работы S1.

Таблица – Варианты заданий на проектирование электрической принципиальной релейной схемы управления электроприводом насоса

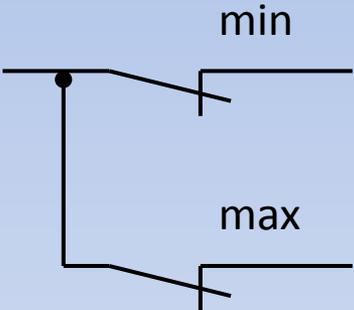
Вариант задания	Исполнение выходного электроконтактного устройства
№ 1 - № 12	третье (III)
№ 13 - № 25	четвёртое (IV)
№ 26 - № 35	пятое (V)
№ 36 - № 51	шестое (VI)

Принципиальные схемы подключения электроконтактных (электрических) манометров согласно ГОСТ 2405 – 88

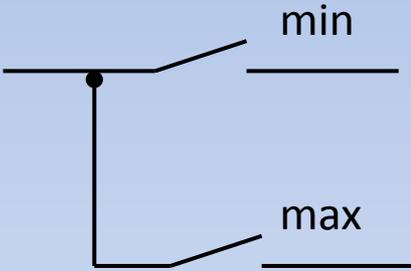


- исполнение I** – одноконтактная цепь на **замыкание** (1з — один замыкающий контакт);
- исполнение II** – одноконтактная цепь на **размыкание** (1р — один размыкающий контакт);
- исполнение III** – двухконтактная цепь на **размыкание-размыкание** (2р — левый (min - размыкающий, правый (max) – размыкающий);
- исполнение IV** – двухконтактная цепь на **замыкание-замыкание** (2з – левый (min) - замыкающий, правый (max) – замыкающий);
- исполнение V** – двухконтактная цепь на **размыкание-замыкание** (1р+1з — левый (min) - размыкающий, правый (max) - замыкающий);
- исполнение VI** – двухконтактная цепь на **замыкание-размыкание** (1з+1р — левый (min) - замыкающий, правый (max) - размыкающий);

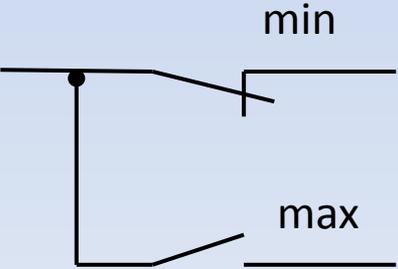
исполнение III



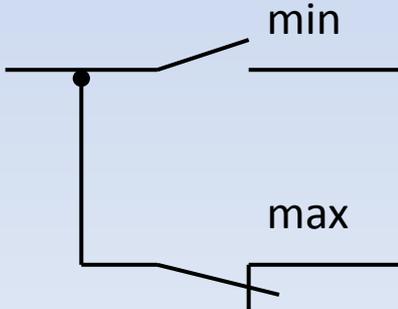
исполнение IV



исполнение V



исполнение VI



4. Произвести перерасчёт Q, H, P при изменении частоты вращения ЭП относительно базовой комплектации, указанной в каталоге насосов

(стандартные частоты вращения асинхронных ЭП:
3000, 1500, 1000, 750, 600, 500, 375 мин⁻¹)

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Производительность насоса меняется пропорционально изменению скорости вращения рабочего колеса насоса.

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{(n_1)^2}{(n_2)^2}$$

Напор насоса меняется пропорционально квадрату изменения скорости вращения рабочего колеса насоса.

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{(n_1)^2}{(n_2)^2}$$

Момент насоса меняется пропорционально квадрату изменения скорости вращения рабочего колеса насоса.

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(n_1)^3}{(n_2)^3}$$

Потребляемая мощность насоса меняется пропорционально кубу изменения скорости вращения рабочего колеса насоса.

3. Технические параметры и характеристики насоса и ЭП.

Пример каталога

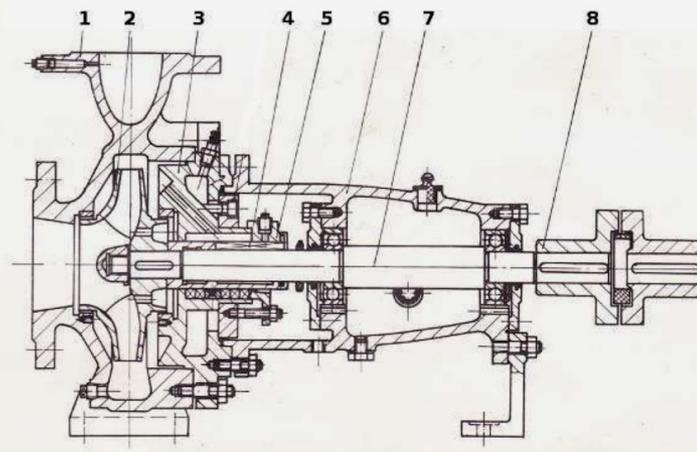
Таблица 1

Технические характеристики насосов К

Название агрегата	Номин. подача, м ³ /ч	Номин. напор, м	Рабочая зона		Кавит. запас, м	Электродвигатель**			Габаритные размеры агрегата, мм*			Диаметр патрубков, мм***		Масса насоса, кг*	Масса агрегата, кг*
			подача, м ³ /ч	напор, м		марка	кВт	об/мин	L	B	H	вход	выход		
К 8/18	8	18	5...14	12...19	3,8	АИР 80А2	1,5	3000	790	312	330	50	32	32	61
К 8/18а	8	15	4...12,5	10...16	3,8	АИР 80А2	1,5	3000	790	312	330	50	32	32	61
К 50-32-125	12,5	20	8...15	18...21	3,5	АИР 80А2	1,5	3000	770	340	306	50	32	32	70
К 50-32-125а	10	16	7...14	15...17	3,5	АИР 80А2(71В2)	1,5 (1,1)	3000	745	340	306	50	32	32	66
К 20/18	20	18	17...23	16...19	3,8	АИР 80В2	2,2	3000	795	215	342	65	50	33	62
К 65-50-125	25	20	14...33	17...22	3,8	АИР 90L2	3	3000	770	340	316	65	50	37	90
К 65-50-125а	23	16	13...31	14...17	3,8	АИР 90L2	3	3000	770	340	316	65	50	37	90
К 20/30м	25	32	12...30	28...36	3,8	АИР 100L2	5,5	3000	865	300	343	65	40	34	84
К 20/30	20	30	10...29	24...32	3,8	АИР 100S2	4	3000	835	300	343	65	50(40)	34	77
К 20/30а	20	25	9...22	24...29	3,8	АИР 90L2	3	3000	810	290	343	65	50(40)	34	67
К 65-50-160	25	32	15...32	28...34	3,8	АИР 100L2	5,5	3000	865	400	348	65	50	46	107
К 65-50-160а	20	25	13...30	21...27	3,8	АИР 100S2	4	3000	830	400	348	65	50	46	100
К 45/30	45	30	24...52	28...35	4,0	АИР 112М2	7,5	3000	1065	300	425	80	65(50)	53	145
К 45/30а	35	25	22...42	21...27	4,0	АИР 100L2	5,5	3000	975	300	405	80	65(50)	53	120
К 80-65-160	50	32	35...60	29...34	4,0	АИР 112М2	7,5	3000	925	440	406	80	65	50	130
К 80-65-160а	45	28	30...60	24...30	4,0	АИР 112М2	7,5	3000	925	440	406	80	65	50	130
К 45/55	45	55	32...60	51...59	4,0	АИР 160S2	15	3000	1300	393	494	80	50	58	220



Консольный насос в разрезе.



1 - Корпус насоса, 2 - рабочее колесо, 3 - корпус уплотнения, 4 - уплотнение (сальниковое или торцовое), 5 - крышка уплотнения, 6 - кронштейн, 7 - вал, 8 - муфта.

НАСОСЫ КОНСОЛЬНЫЕ К, 1К, 2К

Насосы К центробежные, горизонтальные, консольные, одноступенчатые, с опорой на корпусе насоса.

Агрегат насосный типа «К» состоит из насоса и электродвигателя, смонтированных на одной фундаментной плите или раме. Привод насоса обеспечивается через упругую муфту. Подвод перекачиваемой жидкости осуществляется горизонтально по оси насоса, отвод – тангенциальный, вверх.



Насосы типа К предназначены для перекачивания воды производственно-технического назначения с рН от 6 до 9 (кроме морской) и других жидкостей, сходных с водой по плотности, вязкости и химической активности в системах водоснабжения, отопления, циркуляции. Размер твердых включений до 0,2 мм с объемной концентрацией не более 0,1%.

Температура перекачиваемой жидкости зависит от типа уплотнения:

- от 0 до +85 °С – с одинарным сальниковым уплотнением;
- от 0 до +105 °С – с двойным сальниковым уплотнением;
- от 0 до +140 °С – с одинарным торцевым уплотнением.

Агрегат насосный типа К может работать как с разряжением, так и с подпором на входе. Максимальное давление на входе насоса – 0,35 МПа для насосов К с сальниковым уплотнением и 0,8 МПа для насосов К с торцевым уплотнением.

Корпус насоса К, крышка, защитная втулка, корпус подшипника и рабочее колесо изготавливаются из чугуна марки СЧ 20. Вал насосного агрегата выполнен из стали 35-ЗГП.

В типовой комплектации насосы К поставляются с одинарным сальником, в климатическом исполнении УХЛ4. Под заказ насос К может быть изготовлен с двойным сальниковым или одинарным торцевым уплотнением, а также в климатических исполнениях Т, ТВ, ТС.

Варианты маркировки консольных насосов типа К:

1 К 50-32-125 а –С УХЛ4

1 2 3 4 5 6 7 8

где:

1. Модернизация: без цифры, «1», «2»;
2. Тип насоса: К – консольный;
3. Диаметр всасывающего патрубка, мм;
4. Диаметр напорного патрубка, мм;
5. Номинальный диаметр рабочего колеса, мм
6. Подрезка рабочего колеса:
без буквы – номинальный диаметр рабочего колеса,
«м» - увеличенный диаметр,
«а» - уменьшенный диаметр для работы в средней части поля Q-H,
«б» - уменьшенный диаметр для работы в нижней части поля Q-H;
7. Тип уплотнения:
«С» - одинарное сальниковое,
«СД» - двойное сальниковое,
«5» - одинарное торцовое;
8. Климатическое исполнение и категория размещения.

1 К 8/18 а -СД УХЛ4

1 2 3 4 5 6 7

где:

1. Модернизация: без цифры, «1», «2»;
2. Тип насоса: К – консольный;
3. Подача, м³/ч;
4. Напор, м;
5. Подрезка рабочего колеса:
без буквы – номинальный диаметр рабочего колеса,
«м» - увеличенный диаметр,
«а» - уменьшенный диаметр для работы в средней части поля Q-H,
«б» - уменьшенный диаметр для работы в нижней части поля Q-H;
6. Тип уплотнения:
«С» - одинарное сальниковое,
«СД» - двойное сальниковое,
«5» - одинарное торцовое;
7. Климатическое исполнение и категория размещения.

Основные уплотнения вала насосов

Уплотнения валов насосов

1. Сальниковая набивка (I поколение уплотнений)

Это одно из самых простых и недорогих уплотнений вала, которым пользовались не одно столетие и пользуются до сих пор.

Конструктивно представляет собой шнур 1, который укладывается в канавку корпуса насоса 3 вокруг вала и поджимается каким-либо способом (уплотняется крышкой сальника 2, которая затягивается винтами к корпусу насоса). Название «сальниковая набивка» сохранилось со времен, когда в качестве уплотнительного шнура служила веревка пропитанная жиром.

В настоящее время, для уплотнения этого типа используются специальные шнуры, изготовленные из различных материалов и пропитанных специальными пропитками, в зависимости от перекачиваемой жидкости и рабочей температуре.

Данные уплотнения могут работать, если набивка постоянно находится в смоченном состоянии, для чего ее затягивают до такого состояния, чтобы при работе насоса через нее капала жидкость. Если затянуть набивку слишком сильно, то это может привести к перегреву сальникового узла и разрушению набивки. В связи с чем, такое уплотнение не может гарантировать полной герметичности.

Применяется одинарная сальниковая набивка и двойная.

Одинарная работает с жидкостями до +95°C, двойная до +140°C и более.

Особенностью эксплуатации двойного сальника служит необходимость подвода затворной жидкости в камеру между уплотнениями. При этом давление затворной жидкости должно быть на 0,5 атм выше, чем давление в насосной части.

На рисунке показано устройство двойного сальникового уплотнения.

Виды набивок:

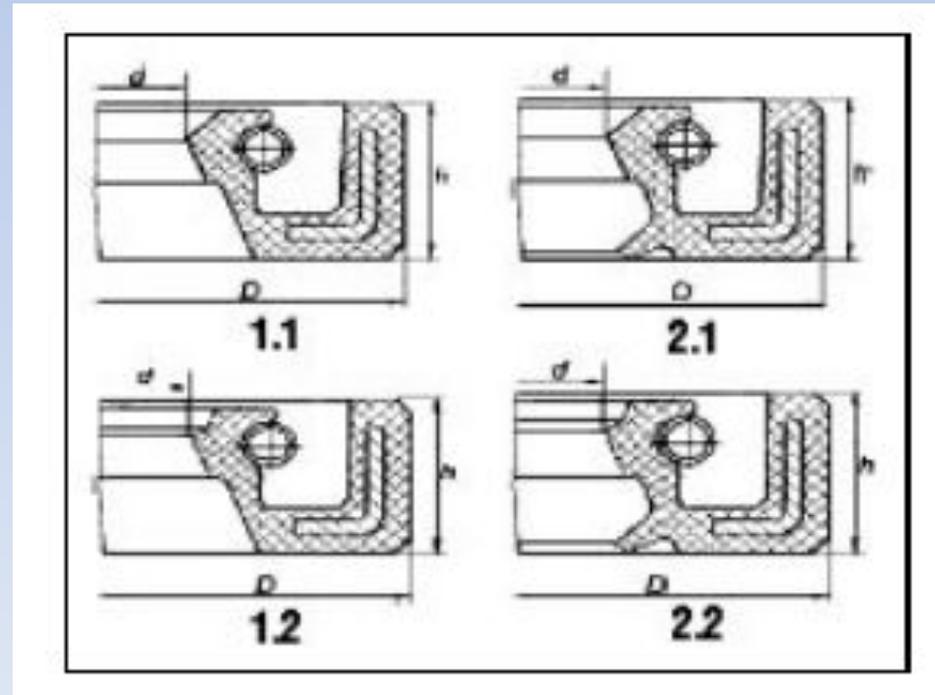
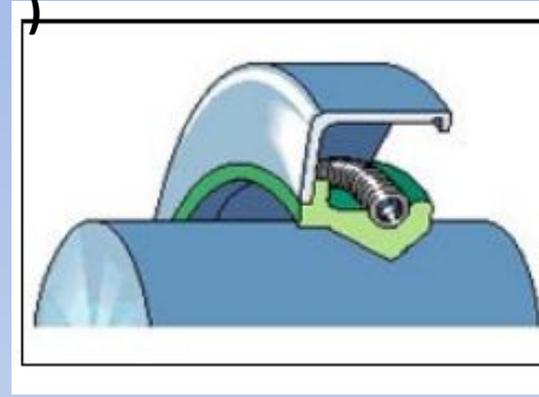
- графитовые, на основе армированной фольги сечение от 3мм до 50мм

Такие сальниковые набивки обладают высокой упругостью, хорошей пластичностью при обжатии, имеют низкий коэффициент трения, высокую теплопроводность, исключают коррозионный и механический износ рабочей поверхности.

Применяются для использования в водяных насосах.

УПЛОТНЕНИЕ ПЕРВОГО ПОКОЛЕНИЯ (САЛЬНИКОВОЕ)

УПЛОТНЕНИЕ ВТОРОГО ПОКОЛЕНИЯ (МАНЖЕТНОЕ)



УПЛОТНЕНИЕ ТРЕТЬЕГО ПОКОЛЕНИЯ (ТОРЦЕВОЕ)

3. Торцевые уплотнения (III поколение уплотнений)

Такие уплотнения называют еще механическими. Торцевые уплотнения представляют собой сборочную единицу, состоящую из 2 основных частей: неподвижного элемента (кольцо 6 и уплотнительный элемент 7), который крепится в корпусе насоса и уплотняет место установки, и подвижного, который крепится на валу и герметизирует вал (состоит из резинового сильфона 2, кольца 5 и пружины 4). Между этими элементами находятся 2 кольца из композитных материалов или керамики (поз. 5, 6), которые имеют в месте контакта прецизионные поверхности, по которым и идет уплотнение между подвижным и неподвижным деталями.

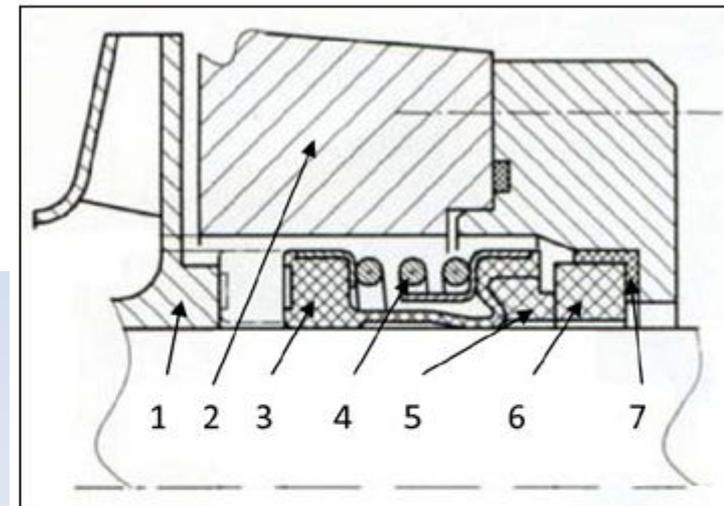
На чертеже, для наглядности, показано рабочее колесо насоса (поз. 1) и корпус насоса (поз. 2).

Торцевые уплотнения имеют большой срок службы и практически не дают утечек (утечки составляют менее $0,1 \text{ см}^3/\text{ч}$).

Различают 3 вида установки торцевых уплотнений:

- одинарное торцевое уплотнение.

Это самая распространенная схема. Применяется, если не требуется полной герметичности и достаточно рабочей температуры до $+95 \dots +140^\circ\text{C}$. Утечки, хоть и небольшие, но все же существуют в любом уплотнении. Для воды и неагрессивных жидкостей это не принципиально, но если требуется перекачка ядовитых или химически активных жидкостей, то даже утечки менее $0,1 \text{ см}^3/\text{час}$, могут привести к скапливанию в помещении паров этих жидкостей. Для того, чтобы этого избежать, используют двойное торцевое уплотнение.



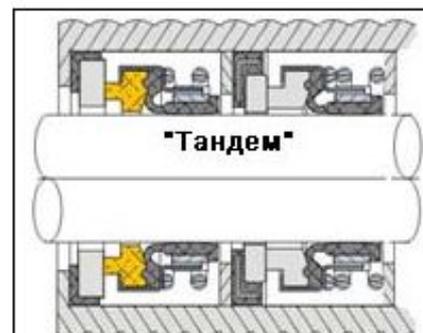
- двойное торцевое уплотнение по схеме «спина к спине»

Такое уплотнение применяется при перекачивании взрывоопасных или ядовитых жидкостей, утечки паров которых не допустимы. Также эта схема применяется при перекачивании жидкостей, которые могут при высыхании «склеить» рабочую пару уплотнения (например, сахарные сиропы и т.п.). Для работы такого узла уплотнения требуется подвод затворной жидкости, давление которой должно быть больше чем в насосе не менее чем на 0,5 атм). Уплотнения этого типа могут работать до температуры +140...+200°C.



- двойное торцевое уплотнение по схеме «тандем».

Применяется, когда подвод затворной жидкости к узлу уплотнения извне невозможен. Для работы возможно изготовление автономного бачка с жидкостью для охлаждения узла уплотнения. Уплотнения этого типа могут работать до температуры +140°C.



Для подготовки к сдаче зачёта по дисциплине «Исполнительные устройства автоматики» необходимо прочитать учебное пособие «Исполнительные устройства автоматизации» 2009 г. Автор Драчёв В. А.

