

ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

(контрольные работы)

Задание на контрольную работу по номеру студента в списке группы.

№ п.п.	ФИО	Номер зачетной книги
1	Агаев Абдула Расулович	162629
2	Бенца Дмитрий Васильевич	982642
3	Богомолова Виктория Владимировна	318148
4	Вишняков Марк Игоревич	628288
5	Горбенко Семён Анатольевич	982857
6	Догадин Николай Владимирович	398538
7	Дутов Роман Михайлович	793436
8	Колосов Александр Александрович	194997
9	Ледовской Артём Олегович	296782
10	Леуткин Михаил Юрьевич	626464
11	Лопатченко Григорий Михайлович	961466
12	Макаров Дмитрий Владимирович	111444
13	Мурзина Ирина Николаевна	527577
14	Подойницын Павел Андреевич	789654
15	Порфиоров Денис Славикович	699426
16	Рябич Михаил Валерьевич	242162
17	Сердюков Иван Борисович	157697
18	Тингаев Павел Сергеевич	871344
19	Тишкин Никита Андреевич	160654
20	Трудов Роман Иванович	162855
21	Хохриков Сергей Сергеевич	372169
22	Чупалов Антон Евгеньевич	655679
23	Чупров Денис Андреевич	366841
24	Шваб Рудольф Александрович	634365
25	Ярославцев Алексей Алексеевич	283457
26	Ярославцев Никита Владиславович	673294

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 1:

РАСЧЕТ ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

Расчет заданий контрольной работы производится по методикам, приведенным в учебных материалах и более полно в учебном пособии Медведев В.В. Практикум по дисциплине Шахтные стационарные машины и установки / В.В. Медведев - Учебное пособие. Чита: ЧитГТУ, 2004, -112 с.

Задание:

1. *Выбрать тип насосов требуемой подачи и напора*
2. *Составить схему трубопровода и рассчитать его*
3. *Установить рабочий режим насоса*
4. *Проверить вакуумметрическую высоту всасывания насоса*
5. *Определить мощность двигателя насоса, выбрать его, определить расход энергии*
6. *Определить к.п.д. насосной установки*
7. *Установить вместимость и размеры водосборника.*

Исходные данные:

№ вар.	Нормальный приток воды, $Q_n, \text{м}^3/\text{час}$	Максимальный приток воды, $Q_m, \text{м}^3/\text{час}$	Высота подъема воды, $H (\text{м})$
1.	45	50	300
2.	84	98	450
3.	150	180	390
4.	250	280	560
5.	420	480	850
6.	42	54	130
7.	82	90	220
8.	135	165	200
9.	240	265	280
10.	400	450	420
11.	40	18	60
12.	80	94	115
13.	125	145	120
14.	210	250	160
15.	380	420	210
16.	70	80	340
17.	142	168	370
18.	114	128	440
19.	25	30	120
20.	30	36	210
21.	46	54	280
22.	80	92	420
23.	140	175	320
24.	95	105	380
25.	130	160	290
26.	220	280	420

1. Выбор типа насосов. Главная водоотливная установка шахты согласно ФПБ, с притоком воды более 50 м³/ч, должна быть оборудована не менее чем тремя одинаковыми насосами. Производительность рабочих насосов водоотливных установок должна обеспечивать откачку нормального суточного притока не более чем за 20 часов на рудниках (за 16 часов на угольных шахтах).

Требуемая расчетная подача насоса, м³/ч находится по формуле:

$$Q_p = \frac{24 \cdot Q_{н.н.}}{T_{раб}},$$

где $Q_{н.н.}$ - нормальный приток воды, м³/ч;

$T_{раб}$ – нормативное по ФПБ время работы насоса, час.

При больших притоках, когда один насос не в состоянии откачать нормальный суточный приток за 20 ч, установка должна иметь более трех насосов. В этом случае должен быть обеспечен 100 % резерв насосов при откачке нормального притока и не менее чем 25 % резерв насосов, находящихся в ремонте.

Установив требуемую по ПБ подачу насоса, по характеристикам насосов выбирается насос с большей подачей (в оптимальном режиме, соответствующем максимальному КПД). По характеристике насоса устанавливается также напор H_k , создаваемый одним рабочим колесом на оптимальном режиме, и напор $H_{к.о.}$ одного колеса при нулевой подаче.

Геометрическая высота нагнетания

$$H_г = H_n \pm h_{вс} + h_{сл},$$

где $h_{вс}$ — ориентировочная высота всасывания или подпора (знак минус принимают для подпора), м;

$h_{сл}$ — превышение труб на сливе над уровнем устья ствола шахты, м.

Необходимое число последовательно соединенных рабочих колес насоса

$$Z_k = \frac{H_г + 0,1 \cdot l}{H_k},$$

где $H_г$ — геометрический напор насосной установки, м;

H_k — напор одного рабочего колеса, м;

$0,1 \cdot l$ — ориентировочные потери напора насоса, численно равные 10 % суммарной длины подводящего и напорного трубопроводов; при вертикальных напорных трубопроводах можно считать $H_г + 0,1l = 1,1 H_г$.

Напор насоса при нулевой подаче

$$H_o = Z_k H_{к.о.},$$

где Z_k — число последовательно соединенных рабочих колес насоса;

$H_{к.о.}$ — напор одного рабочего колеса при нулевой подаче, м.

Далее необходимо проверить соблюдение условия устойчивой работы:

$$H_г \leq 0,95 H_o$$

Если это условие не соблюдается, нужно увеличить количество рабочих колес Z_k .

При выборе типа насоса может иметь место случай, когда насос, удовлетворяющий требования по подаче, не может развивать необходимый напор. В связи с этим возможны такие решения: принять насос с большими подачей и напором, применить установку с последовательным соединением насосов либо ступенчатую установку с перекачкой воды с нижнего на верхний горизонт и оттуда — на поверхность.

Возможен также и другой случай, когда насос, развивающий требуемый напор, не обеспечивает откачку притока воды. При этом применяют одновременную работу двух насосов, каждый из которых выдает воду по своему трубопроводу, либо насосы включают параллельно на общий трубопровод.

Выбор того или иного решения производится на основании технико-экономических расчетов.

2. Схема трубопровода и расчет его. Месторасположение насосной камеры и водосборников устанавливается на основании схемы вскрытия месторождения и схемы околовольного двора. Необходимо также наметить место слива воды на поверхности. После этого имеется возможность установить схему трубопровода в насосной камере, трубном ходке, стволе и на поверхности шахты, определить геометрическую высоту всасывания и нагнетания, длину подводящего и напорного трубопроводов, расставить на схеме фасонные части и арматуру трубопровода.

При расчете трубопроводов насосов определяют: диаметр напорного и подводящего трубопроводов; потери напора в трубах от гидравлических сопротивлений; толщину стенки трубы.

С достаточной степенью точности оптимальный диаметр напорного трубопровода

$$d_{onm} = k \cdot 0,0131 \cdot Q^{0,476},$$

где k — коэффициент, зависящий от числа напорных трубопроводов (при двух трубопроводах $k=1$, при трех $k=0,752$).

По найденному значению оптимального диаметра выбирают трубы стандартного диаметра (табл. 1). Диаметр подводящего трубопровода выбирается из расчета, чтобы скорость воды в нем не превышала 1 м/с. Обычно его принимают на 25...50 мм больше напорного. При этом диаметр всасывающего трубопровода не должен быть меньше диаметра подводящего патрубка насоса. Если гидравлическая схема водоотлива содержит подкачивающий насос, то всасывающий и напорный трубопроводы могут быть одинакового диаметра.

Учитывая уменьшение внутреннего диаметра труб в процессе работы (вследствие их заиливания), реальный диаметр труб (так называемый диаметр условного прохода) будет всегда меньше фактического на 5...10 мм.

Потери напора в трубопроводе определяются как сумма потерь от гидравлических сопротивлений на его прямых участках и местных сопротивлений в фасонных частях и арматуре трубопровода.

Таблица 1. Трубы стальные бесшовные горячедеформированные (ГОСТ 8732-78)

Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр (мм) при толщине стенки, мм												
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16	17	18
95	87	85	83	81	79	77	75	73	71	67	63	61	59
102	94	92	90	88	86	84	82	80	78	74	70	68	66
108	100	98	96	94	92	90	88	86	84	80	76	74	72
114	106	104	102	100	98	96	94	92	90	66	82	80	78
121	113	111	109	107	105	103	101	99	97	93	89	87	85
127	119	117	115	113	111	109	107	105	103	99	95	93	91
133	125	123	121	119	117	115	113	111	109	105	101	99	97

140	-	130	128	126	124	122	120	118	116	112	108	106	104
146	-	136	134	132	130	128	126	124	122	118	114	112	110
152	-	142	140	138	136	134	132	130	128	124	120	118	116
159	-	149	147	145	143	141	139	137	135	131	127	125	123
168	-	158	156	154	152	150	148	146	144	140	136	134	132
180	-	170	168	166	164	162	160	158	156	152	146	146	144
194	-	184	182	180	178	176	174	172	170	166	162	160	158
203	-	-	191	189	187	185	183	181	179	175	171	169	167
219	-	-	207	205	203	201	199	197	195	191	183	181	179
245	-	-	-	231	229	227	225	223	221	217	213	211	20
273	-	-	-	259	257	255	253	251	249	245	241	239	237
299	-	-	-	-	283	281	279	277	275	271	267	265	263
325	-	-	-	-	309	307	305	303	301	297	293	291	289
351	-	-	-	-	335	333	331	329	327	323	319	317	315
377	-	-	-	-	-	359	357	355	353	349	345	343	341
402	-	-	-	-	-	384	382	380	378	374	370	368	356
426	-	-	-	-	-	408	406	404	402	398	394	392	390
450	-	-	-	-	-	432	430	428	426	422	418	416	414

Потери напора от гидравлических сопротивлений на прямом участке трубопровода

$$h_n = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где λ — коэффициент гидравлического трения;

l — длина прямых участков трубопровода одинакового диаметра, м;

d — внутренний диаметр трубопровода, м;

v — скорость воды в трубопроводе, м/с.

По данным Ф. А. Шевелева для труб, бывших в эксплуатации:

$$\lambda = \frac{0,021}{d^{0,3}}.$$

Потери напора на местные сопротивления определяются по формуле

$$h_m = \xi \frac{v^2}{2g},$$

где ξ — коэффициент местных сопротивлений, в зависимости от типа арматуры и фасонных частей трубопровода принимается по табл. 2.

Таблица 2. Значения коэффициентов местных сопротивлений ξ

Коэффициенты местных сопротивлений		
Арматура или фасонные части трубопровода	Диаметр условного прохода d_y , мм	Коэффициент местного сопротивления ξ
Задвижка клиновая с выдвижным шпинделем	80 ... 400	0,26
Клапан обратный поворотный	80 ... 400	10

Приемная сетка с клапаном	100	7,0
	150	6,0
	200	5,2
	250	4,5
	300	3,7
Колено сварное с углом загиба 90°	80 ... 300	0,6
Тройник равнопроходный	80 ... 300	1,5
Диффузор	$d_1/d_2 = 0,5 \dots 0,8$	0,25
Конфузор	$d_1/d_2 = 1,2 \dots 1,6$	0,1

Общие потери напора в трубопроводе насосной установки

$$\sum h_n = h_{n.n.} + \sum h_{m.n.} + h_{n.n.} + \sum h_{m.n.},$$

где $h_{n.n.}$ и $h_{m.n.}$ — потери напора на прямом участке соответственно подводящего и напорного трубопроводов, м;

$\sum h_{m.n.}$ и $\sum h_{m.n.}$ — суммарные потери напора на местных сопротивлениях подводящего и напорного трубопроводов, м.

Общие потери напора в трубопроводе насосной установки:

$$\sum h = \left(\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \sum \xi_n \right) \frac{v_n^2}{2g} + \left(\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \sum \xi_n \right) \frac{v_n^2}{2g}.$$

В правой части выражения первый член представляет собой потери напора в подводящем трубопроводе, второй — в напорном.

Напор насоса находится по формуле

$$H = H_c + \sum h.$$

При ориентировочных расчетах $\sum h$ можно принять равными 8 ... 10 % от длины трубопровода. Окончательно принимаемое значение напора должно быть на 5 ... 8 % больше расчетного, так как при эксплуатации живое сечение трубы уменьшается за счет отложения осадков на ее внутренних стенках.

Трубы на прочность рассчитывают исходя из условия, что их стенки испытывают по нормали к своей поверхности давление жидкости, находящейся в трубе в равновесии или движущейся в ней равномерно.

Толщина стенки (мм) в зависимости от допустимого рабочего давления и материала труб

$$\delta = \frac{100[k_1 \cdot D \cdot p + (\alpha_1 + \alpha_2)T]}{100 - k_c},$$

где k_1 — коэффициент материала труб для стали Ст.3 $k_1 = 2,52$;

D — наружный диаметр трубы, м;

p — давление в нижней части колонны труб, МПа;

α_1 — скорость коррозионного износа наружной поверхности труб (при ведении взрывных работ в шахте $\alpha_1 = 0,25$ мм/год, при отсутствии взрывных работ $\alpha_1 = 0,15$ мм/год);

α_2 — скорость коррозионного износа внутренней поверхности труб (при нейтральных или щелочных водах $\alpha_2 = 0,1$; при кислотных водах с водородным показателем, $\text{pH} = 6 \dots 7$, $\alpha_2 = 0,2$ и при $\text{pH} = 5 \dots 6$ $\alpha_2 = 0,4$);

T — срок службы трубопровода, лет;

k_c — коэффициент, учитывающий минусовый допуск толщины стенки, %. По ГОСТ 8732—78 для труб обычной точности изготовления при толщине стенки до 15 мм $k_c = 15$ %, при толщине стенки от 15 до 30 мм $k_c = 12,5$ %.

Рабочее давление воды для начального нижнего сечения напорного трубопровода, МПа, может быть определено по формуле:

$$p = 1,25 \cdot 10^{-6} \cdot \rho \cdot g \cdot H_{op},$$

где ρ — плотность шахтной воды, $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$,

H_{op} — ориентировочный напор насоса, м.

3. Рабочий режим насоса устанавливается по точке пересечения его характеристики и характеристики трубопровода. Характеристика насоса принимается по заводским данным, характеристика трубопровода строится в соответствии с уравнением

$$H = H_c + R \cdot Q^2,$$

где R — постоянная сети (трубопровода).

Таким образом устанавливаются подача Q , напор H и КПД — η насоса, а также допустимая вакуумметрическая высота всасывания H_e^{don} .

4. Проверка вакуумметрической высоты всасывания осуществляется по условию $H_e \leq H_e^{don}$ причем вакуумметрическая высота всасывания H_e представляет собой сумму геометрической высоты всасывания и потерь напора по длине подводящего трубопровода и в местных сопротивлениях. Если указанное условие не соблюдается, надо увеличить диаметр подводящего трубопровода, или уменьшить геометрическую высоту всасывания, либо применить работу насоса с подпором.

5. Мощность двигателя насоса и расход энергии. В качестве привода шахтных насосов применяются асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. Так в приводе насосов главных водоотливных установок получили распространение асинхронные электродвигатели серии А в нормальном исполнении, а также двигатели типа ВАО во взрывобезопасном исполнении и АЗП — продуваемые воздухом под избыточным давлением. На участковых водоотливных установках применяются взрывобезопасные электродвигатели типа КО и МА.

Мощность N_p (кВт) двигателя насоса определяется по формуле

$$N_p = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{1000\eta},$$

где ρ — плотность воды, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;

η — КПД насоса.

По каталогу выбирается ближайший больший по мощности N двигатель, причем запас мощности двигателя $k_d = 1,1 \dots 1,15$, должен быть равен 10 ... 15 %;

$$k_d = N / N_p.$$

Годовой расход энергии, кВт·ч находится по формуле

$$W_c = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta \cdot \eta_\partial \cdot \eta_c} (n_{c.n} \cdot n_{\partial.n} + n_{c.m} \cdot n_{\partial.m}),$$

где η , η_d и η_c — КПД соответственно насоса, двигателя ($\eta_d = 0,9 \dots 0,95$) и электрической сети ($\eta_c = 0,95$);

$n_{ч.н}$ и $n_{ч.м}$ — число часов работы в сутки по откачке соответственно нормального и максимального притока;

$n_{д.н}$ и $n_{д.м}$ — число дней в году соответственно с нормальным и максимальным притоком.

Расход энергии по водоотливу, отнесенный к 1 т полезного ископаемого, а также удельный расход энергии — на 1 м³ откачиваемой воды (кВт·ч/м³):

$$W_{y\partial} = \frac{W_{\varepsilon}}{A_{\varepsilon}}.$$

Количество откачиваемой за год воды находим по формуле

$$A_{\varepsilon} = Q_{н.н} \cdot 24 \cdot n_{д.н} + Q_{м.н} \cdot 24 \cdot n_{д.м},$$

где $Q_{н.н}$ и $Q_{м.н}$ — соответственно нормальный и максимальный приток, м³/ч.

6. Коэффициент полезного действия насосной установки определяется по формуле

$$\eta_y = \eta \cdot \eta_d \cdot \eta_t,$$

где η — КПД насоса;

η_d — КПД двигателя;

η_t — КПД трубопровода.

Пример расчета водоотливной установки

Рассчитать главную водоотливную установку для следующих исходных данных: высота подъема воды 520 м, нормальный приток воды по шахте $Q_{н.н} = 150$ м³/ч, максимальный приток в течение пяти недель составляет $Q_{м.н} = 200$ м³/ч. Вода нейтральная. [9]

1. Выбор насоса. Требуемая расчетная подача насоса

$$Q_p = \frac{24 \cdot Q_{н.н}}{T_{раб}} = \frac{24 \cdot 150}{20} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Геометрический напор

$$H_z = H_n \pm h_{вс} + h_{сл} = 520 + 3 + 1 = 524 \text{ м}.$$

Ориентировочный напор насоса

$$H_{op} = 1,1 \cdot H_z = 1,1 \cdot 524 = 576,4 \text{ м}.$$

Предусматривается установка трех насосов ЦНС 300-600, имеющих в оптимальном режиме подачу $Q_{опт} = 300$ м³/ч и напор $H_{опт} = 600$ м, при напоре на одно рабочее колесо $H_k = 60$ м. Напор одного рабочего колеса при нулевой подаче $H_{к.о} = 67$ м.

Необходимое число последовательно соединенных рабочих колес насоса

$$Z_k = \frac{H_{op}}{H_k} = \frac{576,4}{60} = 9,61.$$

Принимаем $Z_k = 10$.

Напор насоса при нулевой подаче

$$H_o = Z_k \cdot H_{к.о} = 10 \cdot 67 = 670 \text{ м}.$$

Проверка по условию устойчивой работы

$$H_z \leq 0,95 H_o = 0,95 \cdot 670 = 636,5 \text{ м},$$

т. е. $524 \text{ м} < 636,5 \text{ м}$, что и необходимо.

2. Расчет трубопровода. Предусматриваем оборудование водоотливной установки двумя напорными трубопроводами. Приняв для данного расчета насосную камеру, составляем схему трубопроводов (рис. 1).

Длина подводящего трубопровода $l_n = 13 \text{ м}$, в его арматуру входят: приемная сетка с клапаном и три колена.

Длина напорного трубопровода

$$l_n = l_m + H_n + h_{сл} = 40 + 520 + 1 = 561 \text{ м},$$

где l_m — длина трубного восстающего, м;

$h_{сл}$ — превышение труб на сливе над уровнем устья ствола шахты, м.

В арматуру напорного трубопровода входят: одна задвижка, один обратный клапан, девять колен и один тройник.

Оптимальный диаметр напорного трубопровода находим по формуле:

$$d_{opt} = k \cdot 0,0131 \cdot Q^{0,476} = 1 \cdot 0,0131 \cdot 300^{0,476} = 0,198 \text{ м}.$$

Принимаем трубы с наружным диаметром 219 мм (табл. 1).

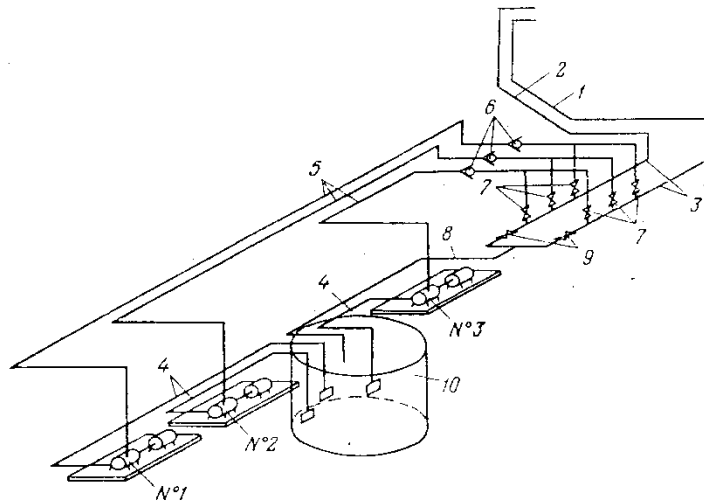


Рис. 1. Схема расположения трубопроводов насосной камере при двух напорных стовах в стволе:

1, 2 – рабочий и резервный напорные стова, 3 – коллектор, 4 — подводящий трубопровод, 5 – напорные трубопроводы, 6 – обратные клапаны, 7 – управляемые распределительные задвижки, 8 – выпускная труба применяемая при ремонте, 9 – задвижки, 10 – колодез.

При определении требуемой толщины стенки принимаем срок службы трубопровода $T = 10$ лет, материал труб — сталь Ст 6.

Рабочее давление воды для начального нижнего сечения напорного трубопровода, МПа, определяем по формуле

$$p = 1,25 \cdot 10^{-6} \cdot \rho \cdot g \cdot H_{op} = 1,25 \cdot 10^{-6} \cdot 1020 \cdot 9,8 \cdot 576,4 = 7,2 \text{ МПа}.$$

Толщина стенки в соответствии с указаниями к формуле

$$\delta = \frac{100[k_1 \cdot D \cdot p + (\alpha_1 + \alpha_2)T]}{100 - k_c},$$

$$\delta = \frac{100[2,27 \cdot 0,219 \cdot 7,2 + (0,25 + 0,1) \cdot 10]}{100 - 15} = 8 \cdot \text{мм}.$$

Таким образом, окончательно принимаем для напорного трубопровода трубы бесшовные горячедеформированные с внутренним диаметром $d_n = 203$ мм и толщиной стенки $\delta = 8$ мм; для подводящего трубопровода принимаем трубы с наружным диаметром 273 мм и внутренним диаметром $d_n = 259$ мм.

Скорость воды в подводящем трубопроводе

$$v_n = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 300}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,259^2} = 1,58 \text{ м/с.}$$

Скорость воды в напорном трубопроводе

$$v_n = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 300}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,203^2} = 2,58 \text{ м/с.}$$

Коэффициент гидравлического трения в подводящем трубопроводе определяем по формуле

$$\lambda_n = \frac{0,021}{d_n^{0,3}} = \frac{0,021}{0,259^{0,3}} = 0,0314.$$

Коэффициент гидравлического трения в напорном трубопроводе

$$\lambda_n = \frac{0,021}{d_n^{0,3}} = \frac{0,021}{0,203^{0,3}} = 0,0338.$$

Суммарный коэффициент местных сопротивлений подводящего трубопровода по схеме трубопровода

$$\sum \xi_n = \xi_c + 3 \cdot \xi_k = 4,5 + 3 \cdot 0,6 = 6,3,$$

где ξ_c — коэффициент местных сопротивлений приемной сетки с клапаном;

ξ_k — коэффициент местных сопротивлений колена.

Суммарный коэффициент местных сопротивлений напорного трубопровода

$$\sum \xi_n = \xi_z + 9 \cdot \xi_k + \xi_{кл} + \xi_T = 0,26 + 9 \cdot 0,6 + 10 + 1,5 = 17,2,$$

где ξ_c — коэффициент местных сопротивлений задвижки;

$\xi_{кл}$ — коэффициент местных сопротивлений обратного клапана;

ξ_T — коэффициент местных сопротивлений тройника.

Суммарные потери напора в подводящем трубопроводе:

$$\sum h_n = (\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \sum \xi) \frac{v_n^2}{2g} = (0,0314 \frac{13}{0,259} + 6,3) \frac{1,58^2}{2 \cdot 9,8} = 1 \text{ м.}$$

Суммарные потери напора в напорном трубопроводе

$$\sum h_n = (\lambda_n \frac{l_n}{d_n} + \sum \xi) \frac{v_n^2}{2g} = (0,0338 \frac{561}{0,203} + 17,2) \frac{2,58^2}{2 \cdot 9,8} = 37,74 \text{ м.}$$

Суммарные потери в трубопроводе

$$\sum h = \sum h_n + \sum h_n = 1 + 37,74 = 38,74 \text{ м, принимаем } \sum h = 39 \text{ м.}$$

Напор насоса

$$H = H_z + \sum h = 524 + 39 = 563 \text{ м.}$$

Характеристика трубопровода строится в соответствии с уравнением:

$$H = H_z + RQ^2.$$

Откуда

$$R = \frac{H - H_z}{Q^2} = \frac{\sum h}{Q^2} = \frac{39}{300^2} = 0,000433$$

Следовательно, уравнение характеристики трубопровода имеет вид
 $H = 524 + 0,000433 \cdot Q^2$.

Результаты расчетов по этому выражению приведены в табл. 3.

Таблица 3. Параметры характеристики трубопровода

	0	$\frac{1}{4} Q$	$\frac{1}{2} Q$	$\frac{3}{4} Q$	Q	$\frac{5}{4} Q$
$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	0	75	150	225	300	375
$H, \text{ м}$	524	526	534	546	563	585

3. Рабочий режим насоса. На рис 2. показана характеристика насоса ЦНС 300-600 и характеристика трубопровода, построенная по приведенным в табл. 3 данным. По точке пересечения этих характеристик устанавливаем рабочий режим насоса: $Q = 320 \text{ м}^3/\text{ч}$; $H = 570 \text{ м}$; $\eta = 0,7$; $H_6^{\text{дон}} = 4 \text{ м}$. Режим находится на рабочей части характеристики.

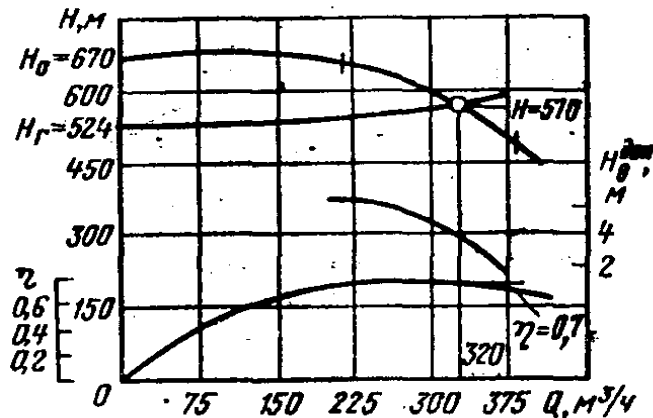


Рис. 2. Рабочий режим насоса ЦНС 300—600

КПД трубопровода определяется по формуле

$$\eta_T = H_2/H = 524/570 = 0,92.$$

4. Проверка вакуумметрической высоты всасывания. Геометрическая высота всасывания при расчете ориентировочно принята 3 м.

Действительная вакуумметрическая высота всасывания

$$H_6 = 3 + \Sigma h_n = 3 + 1 = 4 \text{ м}.$$

Так как по характеристике насоса в рабочем режиме $H_6^{\text{дон}} = 4 \text{ м}$, то соблюдается условие $H_6 \leq H_6^{\text{дон}}$.

5. Мощность двигателя и расход энергии.

Расчетная мощность двигателя находится по формуле

$$N_p = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} = \frac{320 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 570}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7} = 712,3 \text{ кВт}.$$

Принимаем электродвигатель ВАО-143-4 ($N = 800 \text{ кВт}$, $n = 1488 \text{ об/мин}$, $\eta_d = 0,95$).

Коэффициент запаса мощности двигателя

$$k_0 = N/N_p = 800/712,3 = 1,12, \text{ что допустимо.}$$

Число часов работы насоса в сутки при откачивании нормального притока

$$n_{\text{ч.н.}} = \frac{24Q_{\text{н.н.}}}{Q} = \frac{24 \cdot 150}{320} = 11,25 \text{ ч}.$$

Число часов работы насоса в сутки при откачивании максимального притока

$$n_{\text{ч.м.}} = \frac{24Q_{\text{м.н.}}}{Q} = \frac{24 \cdot 200}{320} = 15 \text{ ч}.$$

Годовой расход энергии определяется по формуле

$$W_{\text{э}} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta \cdot \eta_{\partial} \cdot \eta_c} (n_{\text{ч.н}} \cdot n_{\partial.н} + n_{\text{ч.м}} \cdot n_{\partial.м}),$$

$$W_{\text{э}} = \frac{320 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 570}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,7 \cdot 0,95 \cdot 0,95} (11,25 \cdot 330 + 15 \cdot 35) = 3344180 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$$

Годовой приток определяется по формуле

$$A_{\text{в}} = 24(Q_{\text{н.н}} n_{\partial.н} + Q_{\text{м.н}} n_{\partial.м}) = 24(150 \cdot 330 + 200 \cdot 35) = 1356000 \text{ м}^3.$$

Удельный расход электроэнергии определяется по выражению

$$W_{\text{уд}} = \frac{W_{\text{э}}}{A_{\text{в}}} = \frac{3344180}{1356000} = 2,46 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3.$$

6. КПД водоотливной установки по формуле

$$\eta = \eta \cdot \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{т}} = 0,7 \cdot 0,95 \cdot 0,92 = 0,61.$$

ХАРАКТЕРИСТИКИ ШАХТНЫХ НАСОСОВ

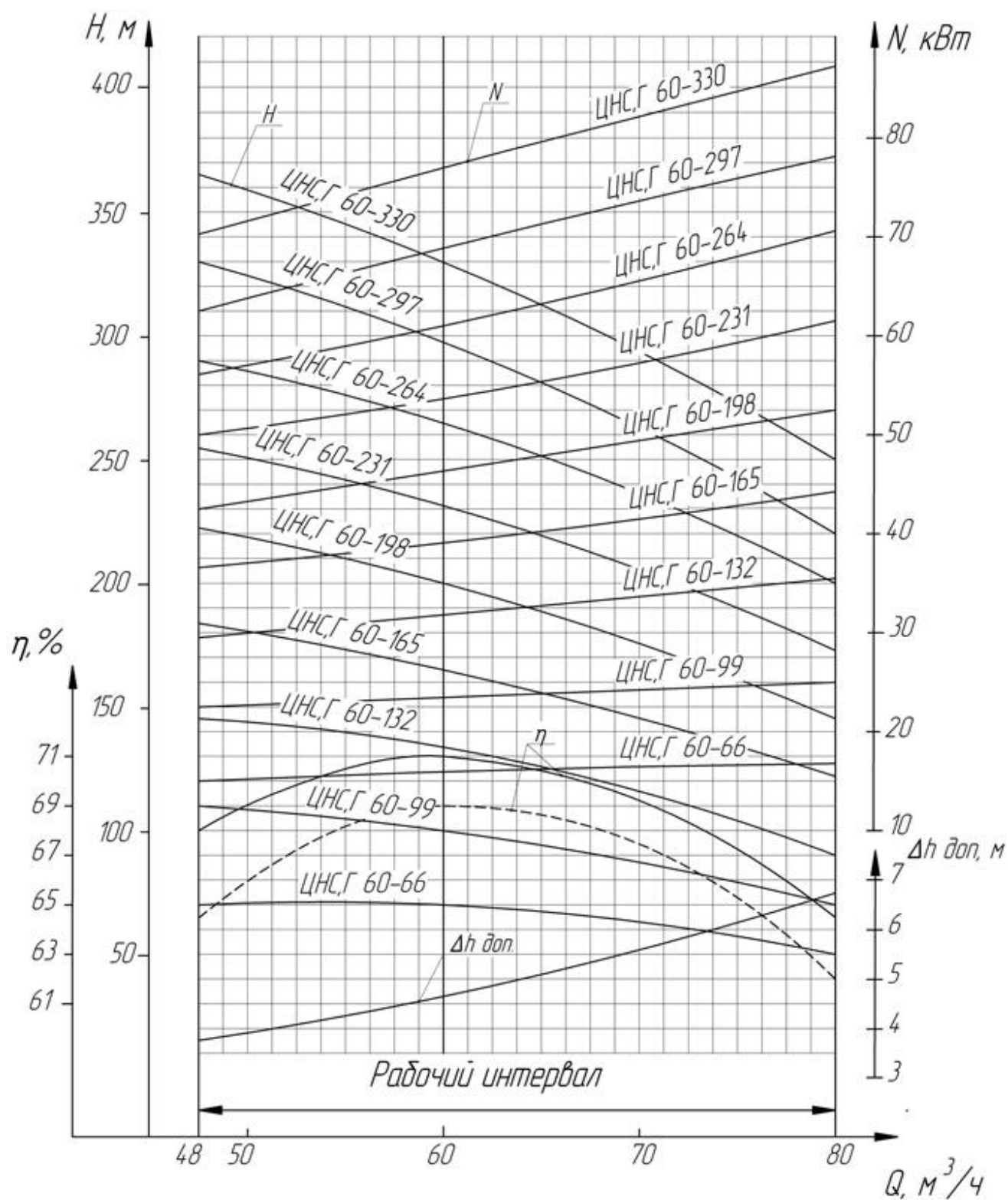


Рис. А.1. Характеристика насоса ЦНС 60-66..330

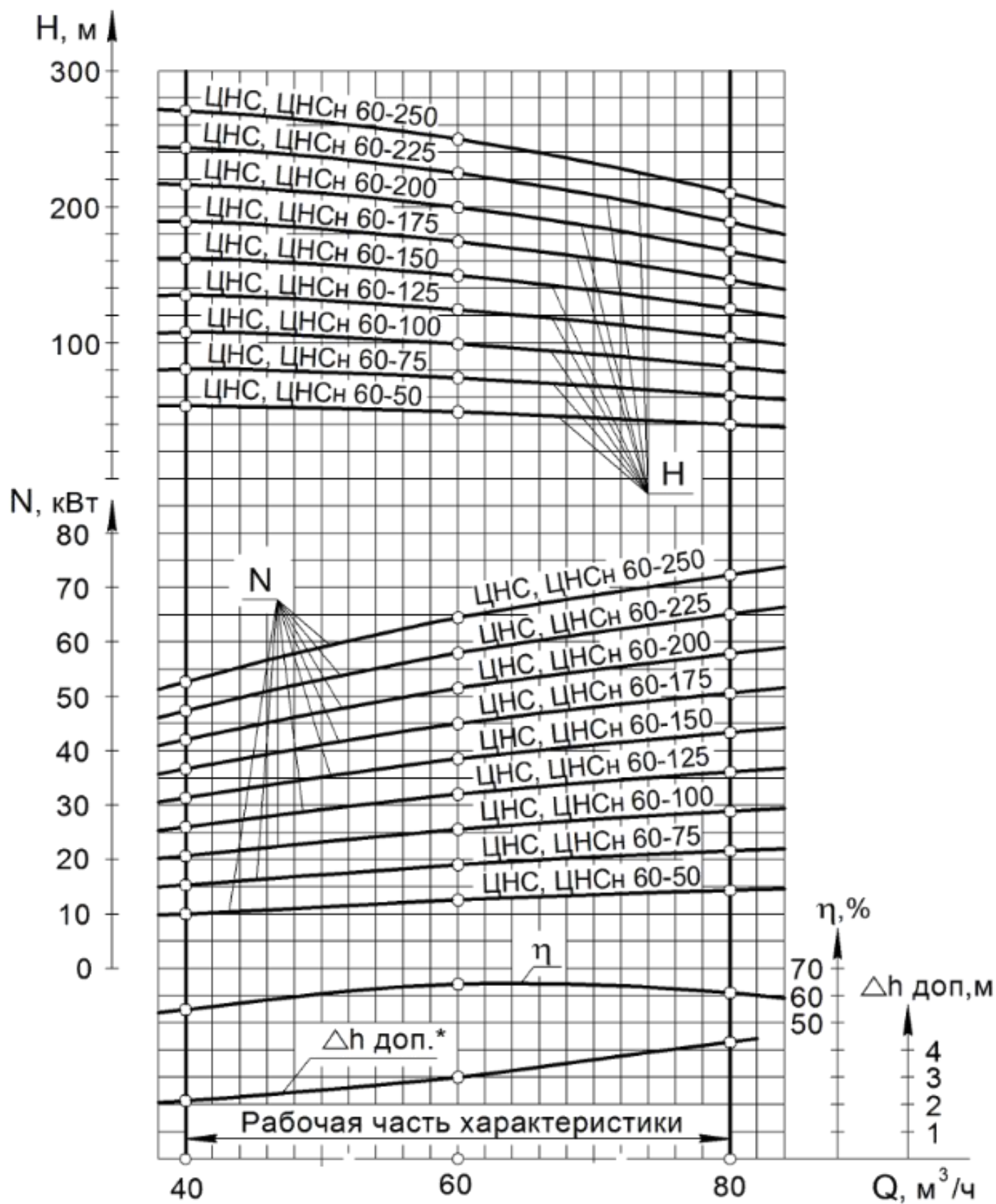


Рис. А.2. Характеристика насоса ЦНС 60-50...250

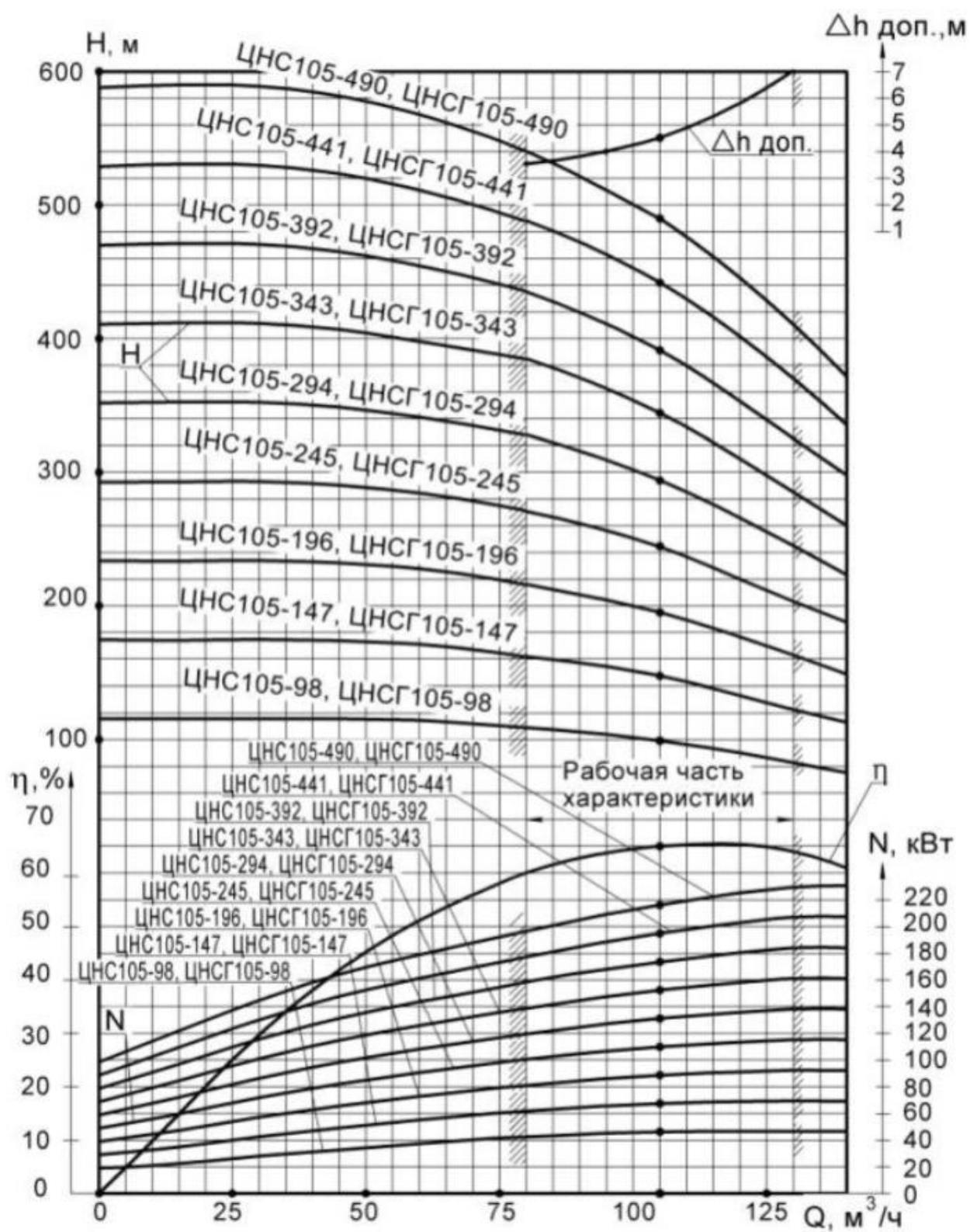


Рис. А.3. Характеристика насоса ЦНС 105-98...490

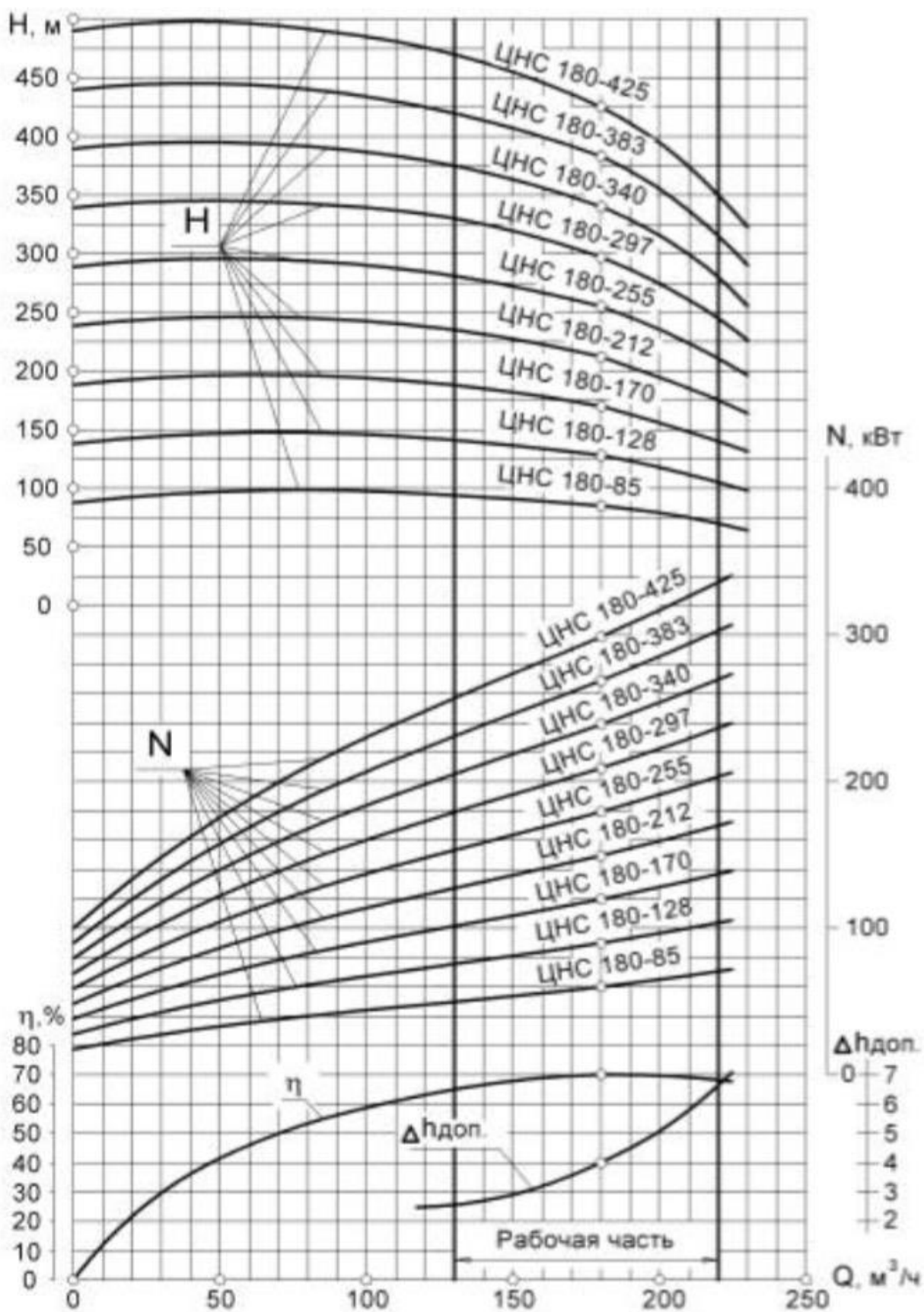


Рис. А.4. Характеристика насоса ЦНС 180-85...425

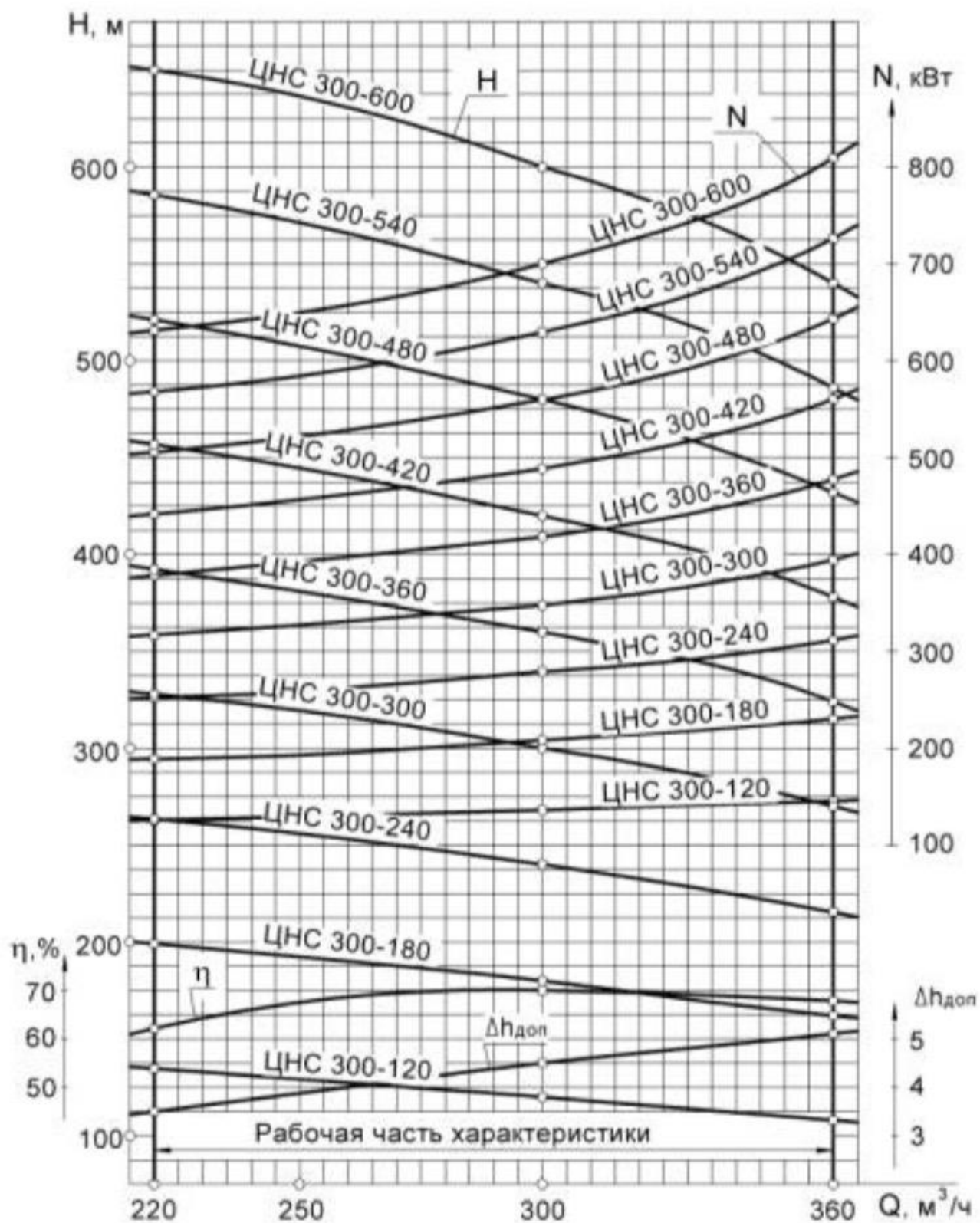


Рис. А.5. Характеристика насоса ЦНС 300-120...600

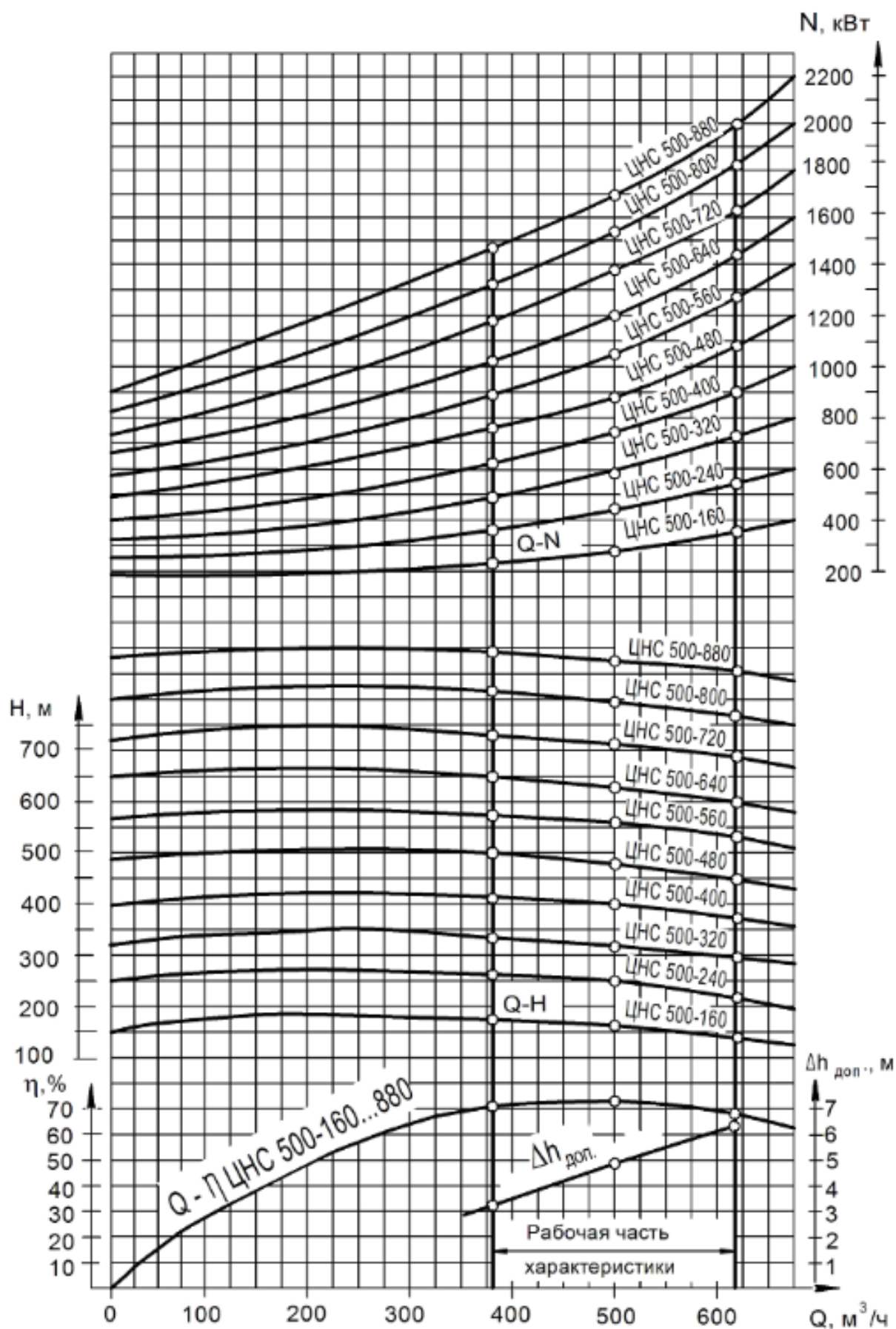


Рис. А.6. Характеристика насоса ЦНС 500-160...880

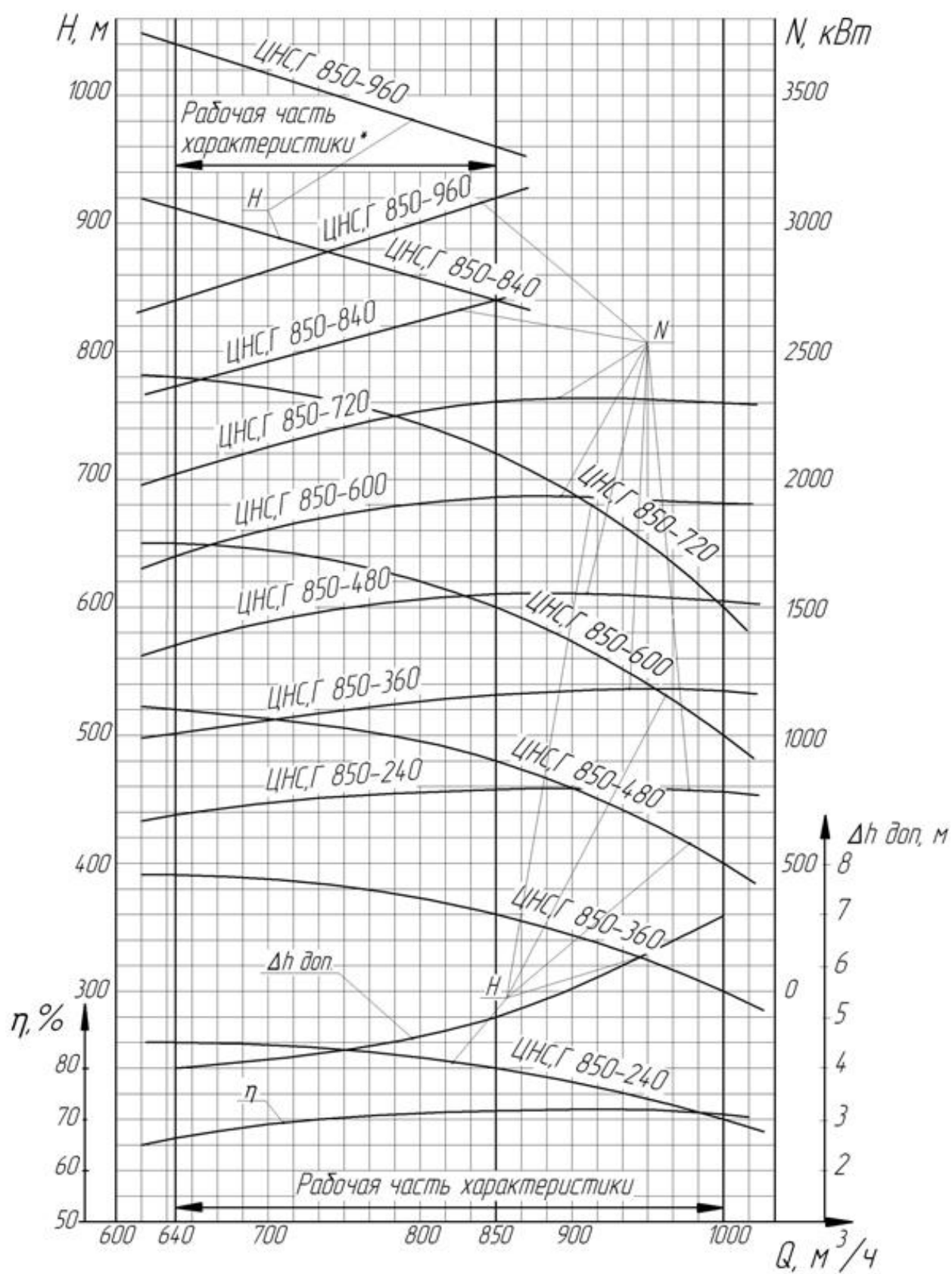


Рис. А.1. Характеристика насоса ЦНС 850-240...960

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 2: ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Задание на контрольную работу по номеру студента в списке группы.

Задание:

- 1) выбрать вентиляторную установку по области промышленного использования вентиляторов;
- 2) установить способ регулирования и выполнить расчеты, связанные с регулированием рабочих режимов вентилятора;
- 3) определить мощность двигателя и выбрать его;
- 4) выбрать пускорегулирующую аппаратуру, аппаратуру управления, средства контроля, кабели;

Исходные данные:

№ ва р	Требуемая произ- водительность вентилятора Q , м ³ /с	Минималь- ное давление Ну. ст.min, даПа	Максималь- ное давление Ну. ст.max, даПа	Продол- житель- ность экс- плуатации установки T , лет	Рекомендуемая вен- тиляторная установка
1.	55	800	2300	12	ВОД-21М
2.	125	1100	2200	15	ВОД-30М (500)
3.	150	1250	2400	15	ВОД-40М
4.	320	1400	2600	15	ВОД-50Б
5.	55	2000	3500	10	ВЦ-25М
6.	175	1600	2500	16	ВЦ-31,5М(500)
7.	400	3000	5000	16	ВЦД-47У(495)
8.	70	1000	2400	12	ВОД-21М
9.	175	2000	4000	15	ВОД-30М (600)
10.	250	1000	2300	15	ВОД-40М
11.	400	1200	2700	15	ВОД-50Б
12.	80	1800	2500	12	ВЦ-25М
13.	250	2200	3500	12	ВЦ-31,5М (600)
14.	300	2000	3000	14	ВЦД-47У(375)
15.	60	1200	3100	12	ВОД-21М
16.	125	1100	2500	15	ВОД-30М
17.	180	1000	2500	15	ВОД-40М
18.	400	1200	2800	15	ВОД-50Б
19.	65	2300	3200	10	ВЦ-25М
20.	105	2500	3500	16	ВЦ-31,5 М
21.	270	5200	7200	16	ВЦД-47У
22.	180	1200	2400	15	ВОД-30М
23.	325	1250	2300	15	ВОД-40М
24.	60	2000	3500	12	ВЦ-25М
25.	150	2000	2700	14	ВЦ-31,5М(500)
26.	250	2500	3500	14	ВЦД-47У(375)

1. Выбор вентиляторов при заданных Q , $H_{у.ст. min}$ и $H_{у.ст. max}$ осуществляют по сводным графикам областей их промышленного использования.

Осевые вентиляторы применяют при давлении до 3000 Па, при большем давлении, а также при совместной работе вентиляторов на общую вентиляционную сеть применяют центробежные вентиляторы. При выборе вентиляторов учитывают их стоимость и эксплуатационные расходы и другие факторы, например, при расположении вентиляторной установки в границах населенного пункта целесообразно применять практически бесшумные центробежные вентиляторы.

2. Способ регулирования рабочих режимов предусмотрен конструкцией вентилятора. Расчеты по регулированию заключаются в определении числа ступеней регулирования и рабочих режимов на этих ступенях, а также продолжительности работы на каждой ступени.

Для определения числа ступеней регулирования необходимо на аэродинамическую характеристику вентилятора наложить характеристики вентиляционной сети при $H_{у.ст. min}$ и $H_{у.ст. max}$. Характеристики вентиляционной сети строят по точкам, полученным путем вычислений H , задаваясь различными значениями Q от 0 до 1,25 требуемой производительности по формуле

$$H = R \cdot Q^2,$$

где R – постоянная сети;

Q – задаваемая производительность вентилятора, м³/с.

Соединив точки заданных режимов прямой линией, находят число ступеней регулирования по точкам пересечения этой линии с характеристиками вентилятора.

Резерв производительности вентилятора устанавливают как отношение производительности вентилятора, определяемой точками пересечения характеристик вентиляционной сети с правой граничной характеристикой вентилятора, к заданной производительности. Вентилятор должен иметь не менее чем 20 %-й резерв производительности.

Для реверсивных вентиляторов необходимо определять производительность при реверсировании вентиляционной струи. По ПБ она должна быть не менее 60 % от производительности при нормальной работе.

3. Расчетную мощность двигателя находят для каждой ступени регулирования по максимальному давлению на этой ступени по формуле

$$N = \frac{Q \cdot H}{1000\eta},$$

где Q – производительность вентилятора, м³/с;

H – давление вентилятора, даПа;

η – КПД вентилятора.

В процессе эксплуатации установки может возникнуть необходимость замены двигателя при переходе с одной ступени регулирования на другую.

Запас мощности принятого двигателя по отношению к расчетной мощности должен составлять 10 ... 15 %.

Среднегодовой расход электроэнергии кВт·ч, определяют за период эксплуатации на каждой ступени регулирования по формуле

$$W_z = \frac{Q_{cp} \cdot H_{cp}}{1000 \cdot \eta_{cp} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{д} \cdot \eta_{с} \cdot \eta_{р}} n_{ч} \cdot n_{д},$$

где Q_{cp} – среднее значение производительности, м³/с;

H_{cp} – среднее значение давления, даПа;

η_{cp} – средний к.п.д. вентиляторной установки;

$\eta_{п}$ – КПД передачи от двигателя к вентилятору 0,9...0,95;

$\eta_{д}$ – КПД двигателя 0,85...0,95;

$\eta_{с}$ – КПД электрической сети 0,95;

$\eta_{р}$ – КПД регулирования, учитывающие связанные с ним затраты энергии 0,8...0,9;

$n_{ч}$ – число рабочих часов вентилятора в сутки, час;

$n_{д}$ – число рабочих дней вентилятора в год.

4. Выбор пускорегулирующей аппаратуры, аппаратуры управления и средств контроля производится на основании их технических характеристик по справочникам и каталогам.

Пример расчета вентиляторной установки

Рассчитать вентиляторную установку для шахты первой категории по газовому режиму. Требуемая производительность вентилятора $Q = 300$ м³/с, минимальное давление $H_{у.ст.мин} = 130$ даПа = 1300 Па, максимальное давление $H_{у.ст.мах} = 250$ даПа = 2500 Па. Срок службы установки 15 лет.

1. Выбор вентиляторной установки. Наносим точки Q , $H_{у.ст.мин}$ и $H_{у.ст.мах}$ на сводные графики областей промышленного использования вентиляторных установок и находим, что в заданных условиях проветривание шахты может обеспечить вентиляторная установка ВОД-40М.

По аэродинамическим характеристикам установок определяем КПД при $H_{у.ст.мин}$ и $H_{у.ст.мах}$ и мощность двигателя.

Окончательно принимаем установку с двумя вентиляторами ВОД-40М при частоте вращения $n = 375$ об/мин., $\eta_{мин} = 0,63$; $\eta_{мах} = 0,76$; $N = 1000$ кВт.

2. Регулирование рабочих режимов установки осуществляется изменением углов установки лопастей на рабочих колесах вентилятора.

3. Характеристики вентиляционной сети:

Постоянная сети находится из формулы

$$H = R \cdot Q^2.$$

При минимальном давлении

$$R_{мин} = \frac{H_{ст.мин}}{Q^2} = \frac{1300}{300^2} = 0,0145.$$

При максимальном давлении

$$R_{мах} = \frac{H_{ст.мах}}{Q^2} = \frac{2500}{300^2} = 0,0278.$$

Уравнения характеристик сети при минимальном и максимальном давлениях:

$$H_{у.ст.мин} = 0,0145Q^2;$$

$$H_{у.ст.мах} = 0,0278Q^2.$$

В полученные выражения подставля-22ем значения Q от 0 до 1,25 требуемой произ-

водительности и получаем соответствующие значения:

Таблица 2. Параметры характеристик вентиляционной сети

Показатели	0,25Q	0,5Q	0,75Q	Q	1,25Q
Q, м³/с	75	150	225	300	375
Н _{у.см.мин} , Па	82	326	734	1300	2040
Н _{у.см.маx} , Па	156	625	1407	2500	3910

По полученным данным на аэродинамической характеристике вентиляторной установки ВОД-40М строим характеристики 1 и 2 вентиляционной сети (рис.).

4. Рабочие режимы. Через точки *a* и *b* заданных режимов проводим прямую линию и находим режим *c* ($Q_c = 300 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_c = 1950 \text{ Па}$) как точку пересечения линии *ab* с характеристикой вентилятора, соответствующей углу установки лопастей на рабочих колесах $\theta_k = 35^\circ$, т. е. углу, при котором начнется эксплуатация вентилятора (режим *d*).

Для построения дополнительной характеристики сети, проходящей через точку *c*, имеем

$$R = \frac{H_c}{Q^2} = \frac{1950}{300^2} = 0,0217.$$

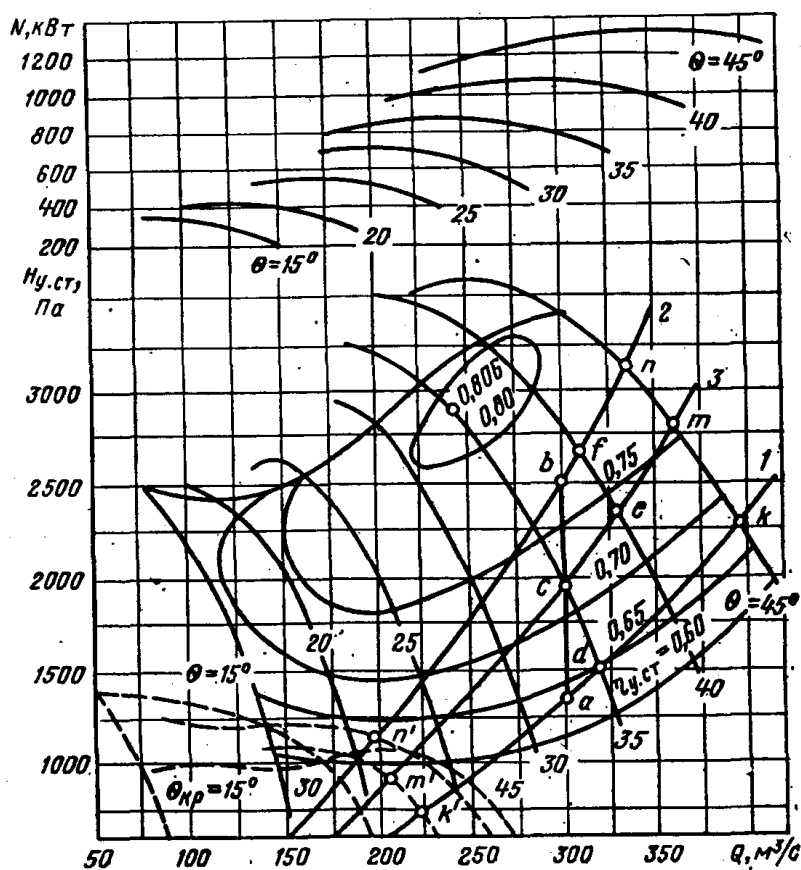


Рис.. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВОД-40М

Следовательно уравнение характеристики сети проходящей через точку *c*

$$H_c = 0,0217 \cdot Q^2.$$

Ниже приведены результаты вычислений по этому уравнению.

Таблица 3. Параметры характеристики вентиляционной сети

Показатели	0,25Q	0,5Q	0,75Q	Q	1,25Q
Q, м³/с	75	150	225	300	375
Hc, Па	122	488	1098	1950	3052

Построенная по приведенным данным характеристика 3 вентиляционной сети позволяет установить ступени регулирования рабочих режимов установки.

На первой ступени регулирования угол установки лопастей рабочих колес равен $\theta_1 = 35^\circ$. При этом в начале работы будет обеспечен режим *d* ($Q_d = 320 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_d = 1500 \text{ Па}$). При перемещении режима в точку *c* происходит переход на вторую ступень регулирования установкой лопастей на угол $\theta_2 = 40^\circ$. Начальный режим на этой ступени — точка *e* ($Q_e = 330 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_e = 2350 \text{ Па}$). Окончание работы на второй ступени регулирования — режим *f* ($Q_f = 310 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_f = 2650 \text{ Па}$).

При общей продолжительности работы вентиляторной установки $T = 15$ лет и допущении линейности закона изменения от $H_{у.ст. min}$ до $H_{у.ст. max}$ устанавливаем продолжительность работы:

на первой ступени

$$T_1 = T \frac{H_c - H_a}{H_f - H_a} = 15 \frac{1950 - 1300}{2650 - 1300} = 7,2 \text{ года.}$$

на второй ступени

$$T_2 = T \frac{H_f - H_c}{H_f - H_a} = 15 \frac{2650 - 1950}{2650 - 1300} = 7,8 \text{ года.}$$

5. Резерв производительности вентилятора определяется режимами *k* ($Q_k = 390 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_k = 2300 \text{ Па}$) и *n* ($Q_n = 335 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_n = 3150 \text{ Па}$) при характеристиках 1 и 2 вентиляционной сети и угле установки лопастей на рабочих колесах $\theta = 45^\circ$:

при характеристике сети 1

$$\Delta Q_1\% = \frac{Q_k - Q_a}{Q_a} 100 = \frac{390 - 300}{300} 100 = 30 \%,$$

при характеристике сети 2

$$\Delta Q_2\% = \frac{Q_n - Q_b}{Q_b} 100 = \frac{335 - 300}{300} 100 = 11,7 \%,$$

$$\text{в среднем } \Delta Q\% = \frac{\Delta Q_1\% + \Delta Q_2\%}{2} = \frac{30 + 11,7}{2} = 20,85 \, \%.$$

6. Реверсирование вентиляционной струи обеспечивается изменением направления вращения ротора вентилятора с одновременным поворотом лопаток промежуточного направляющего и спрямляющего аппаратов. При этом производительность вентилятора в режимах *k'*, *m'* и *n'* равна 225, 205 и 200 м³/с, что составляет соответственно 75, 68 и 66% от заданной производительности $Q = 300 \text{ м}^3/\text{с}$.

7. Мощность двигателя на первой ступени регулирования по режиму *c*

$$N_{min} = \frac{Q_c \cdot H_c}{1000 \cdot \eta_c} = \frac{300 \cdot 1950}{1000 \cdot 0,75} = 812,5 \text{ кВт.}$$

Мощность двигателя на второй ступени регулирования по режиму *n*

$$N_{max} = \frac{Q_n \cdot H_n}{1000 \cdot \eta_n} = \frac{335 \cdot 3150}{1000 \cdot 0,77} = 1370 \text{ кВт.}$$

При переходе на вторую ступень регулиро-24вания предусматривается замена двигателя.

Для работы на первой ступени регулирования принимаем синхронный электродвигатель СДВ-16-41-16 мощностью $N = 1000$ кВт (1180 кВА); $n = 375$ об/мин; $\eta_d = 0,94$; $\cos \varphi = 0,9$; $U = 6000$ В.

Коэффициент запаса мощности

$$k_{\partial} = \frac{N}{N_{\min}} = \frac{1000}{812,5} = 1,23.$$

Для работы на второй ступени регулирования принимаем синхронный электродвигатель СДВ-17-39-16: $N = 1600$ кВт (1880 кВ-А); $n = 375$ об/мин; $\eta_d = 0,946$; $\cos \varphi = 0,9$.

Коэффициент запаса мощности

$$k_{\partial} = \frac{N}{N_{\max}} = \frac{1600}{1370} = 1,17.$$

8. Среднегодовой расход электроэнергии на первой ступени регулирования в диапазоне режимов d и c :

$$Q_{1cp} = \frac{Q_d + Q_c}{2} = \frac{320 + 300}{2} = 310 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$H_{1cp} = \frac{H_d + H_c}{2} = \frac{1500 + 1950}{2} = 1725 \text{ Па},$$

$$\eta_{1cp} = \frac{\eta_d + \eta_c}{2} = \frac{0,65 + 0,72}{2} = 0,685.$$

Расход энергии

$$W_{1z} = \frac{Q_{1cp} \cdot H_{1cp}}{1000 \cdot \eta_{1cp} \cdot \eta_n \cdot \eta_d \cdot \eta_c \cdot \eta_p} n_{\text{ч}} \cdot n_d,$$

$$W_{1z} = \frac{310 \cdot 1725}{1000 \cdot 0,685 \cdot 0,94 \cdot 0,95 \cdot 0,8} \cdot 24 \cdot 365 = 957300 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Среднегодовой расход электроэнергии на второй ступени регулирования в диапазоне режимов e и f :

$$Q_{2cp} = \frac{Q_e + Q_f}{2} = \frac{330 + 310}{2} = 320 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$H_{2cp} = \frac{H_e + H_f}{2} = \frac{2350 + 2650}{2} = 2500 \text{ Па},$$

$$\eta_{2cp} = \frac{\eta_e + \eta_f}{2} = \frac{0,74 + 0,77}{2} = 0,755.$$

Расход энергии

$$W_{2z} = \frac{Q_{2cp} \cdot H_{2cp}}{1000 \cdot \eta_{2cp} \cdot \eta_n \cdot \eta_d \cdot \eta_c \cdot \eta_p} n_{\text{ч}} \cdot n_{\partial},$$

$$W_{2z} = \frac{320 \cdot 2500 \cdot 24 \cdot 365}{1000 \cdot 0,755 \cdot 0,94 \cdot 0,95 \cdot 0,8} = 12908000 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

ХАРАКТЕРИСТИКИ ШАТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

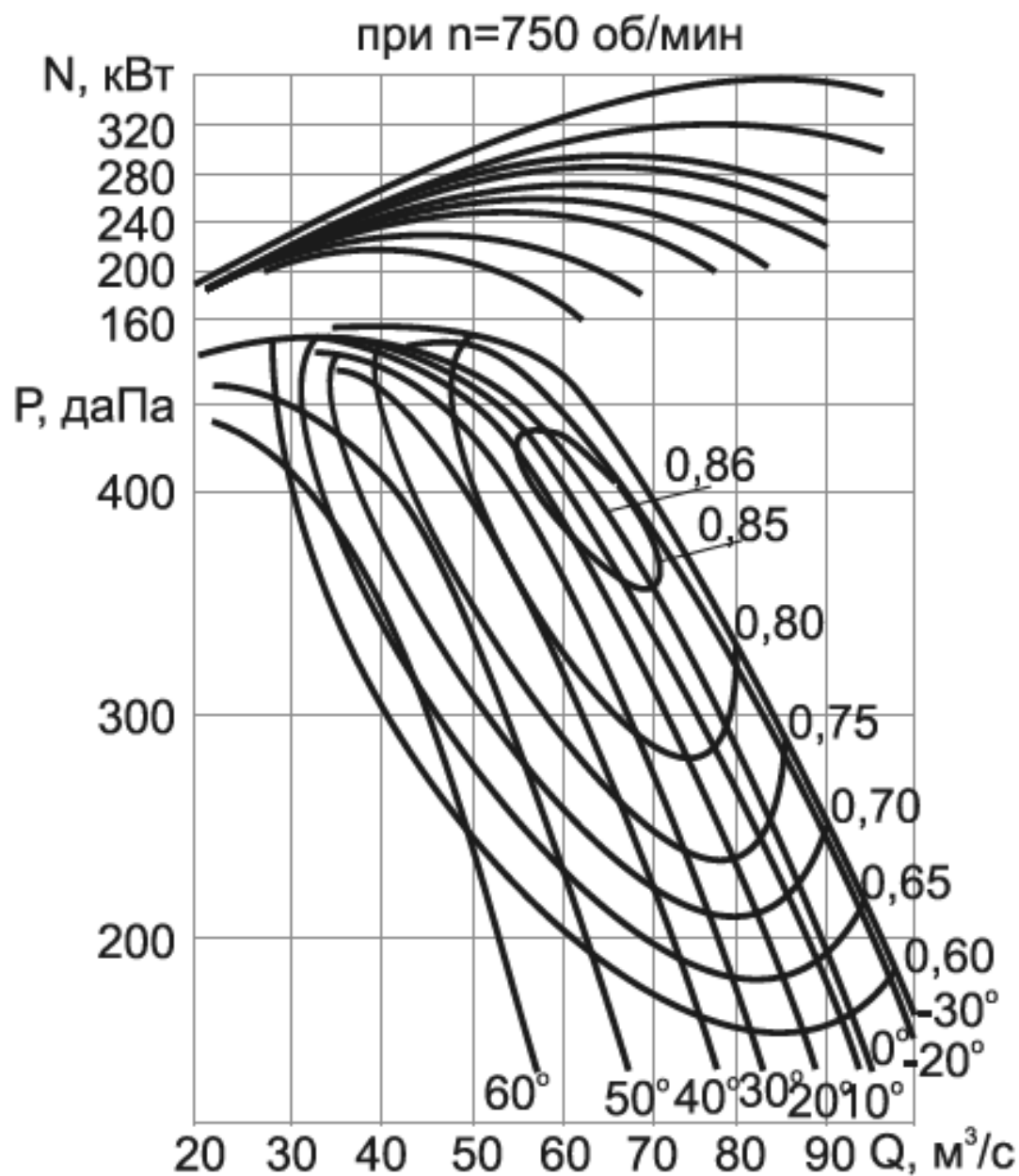


Рис. Б.1. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВЦ-25М при 750 об/мин

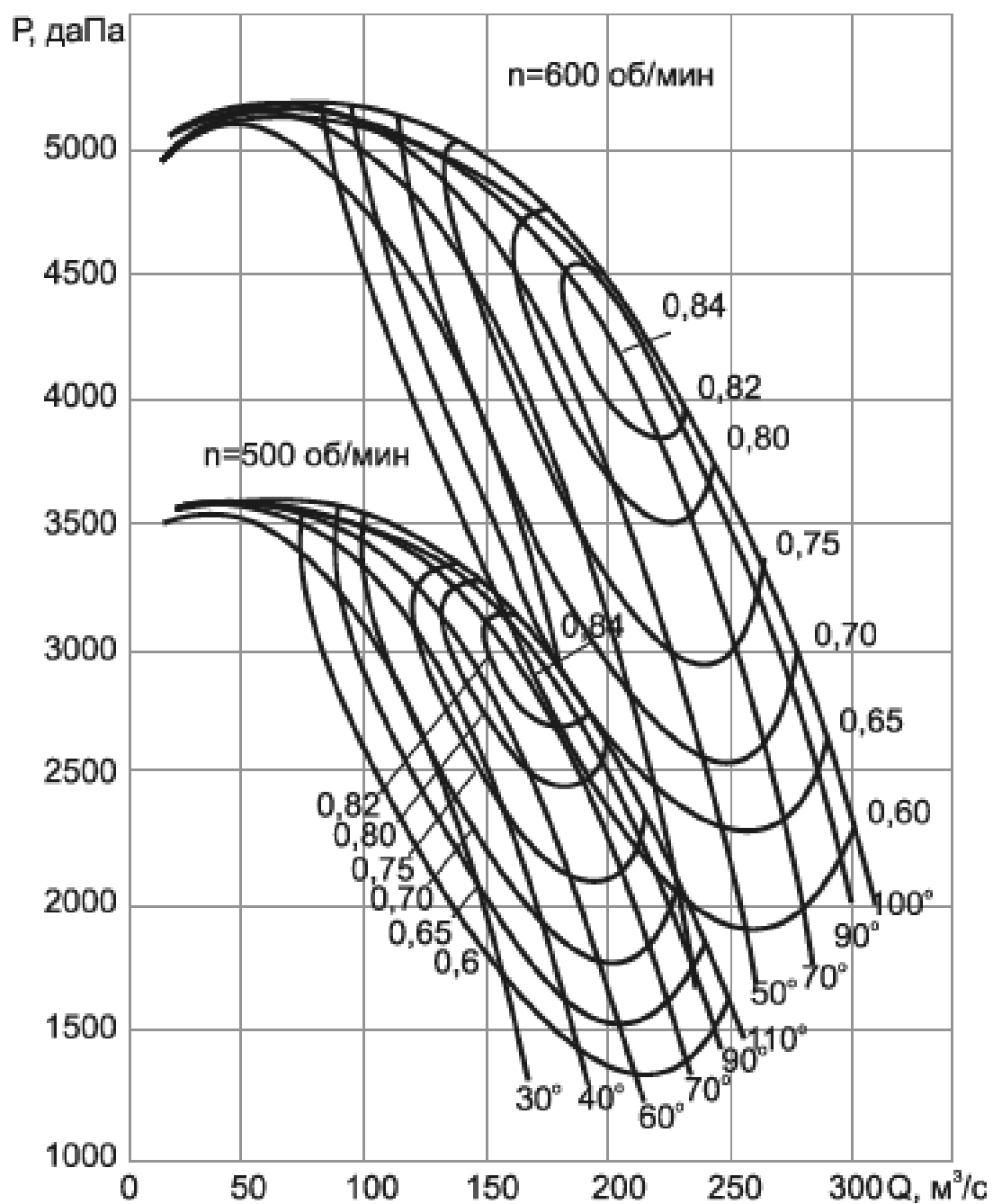


Рис. Б.2. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВЦ-31,5М при 500 и 600 об/мин

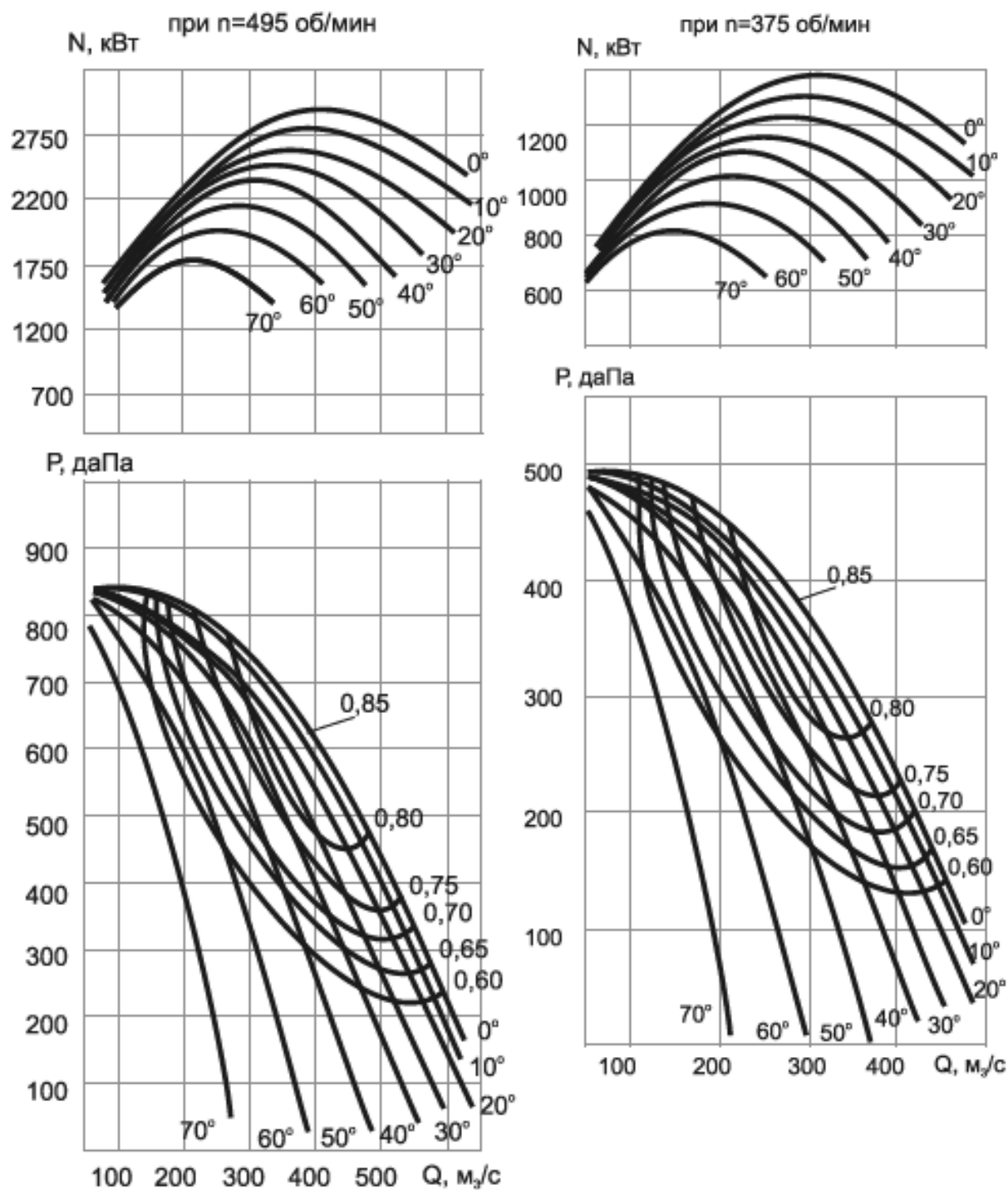


Рис. Б.3. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВЦД-47У

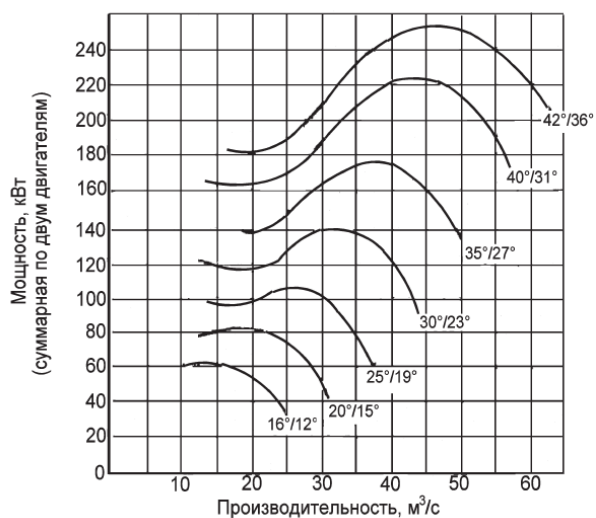
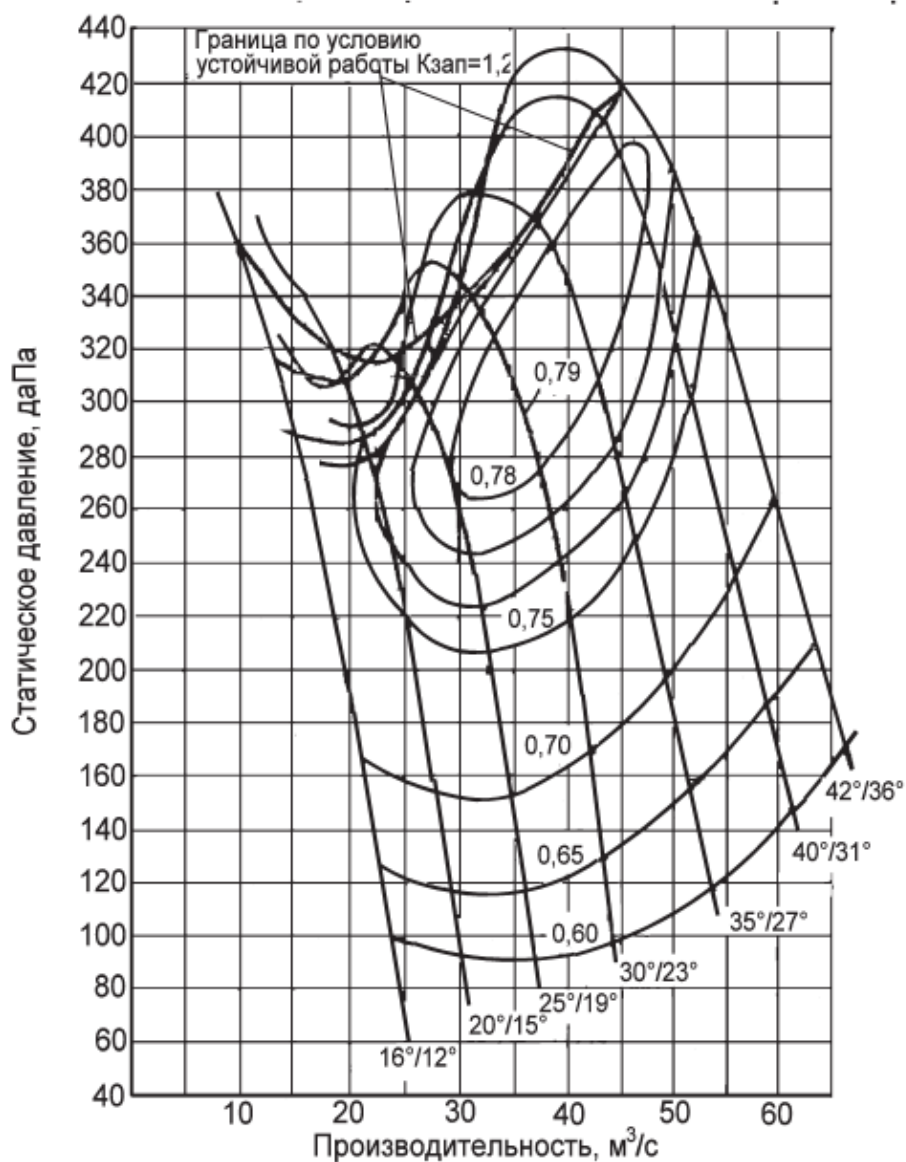


Рис. Б.4. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-16П при 985 об/мин

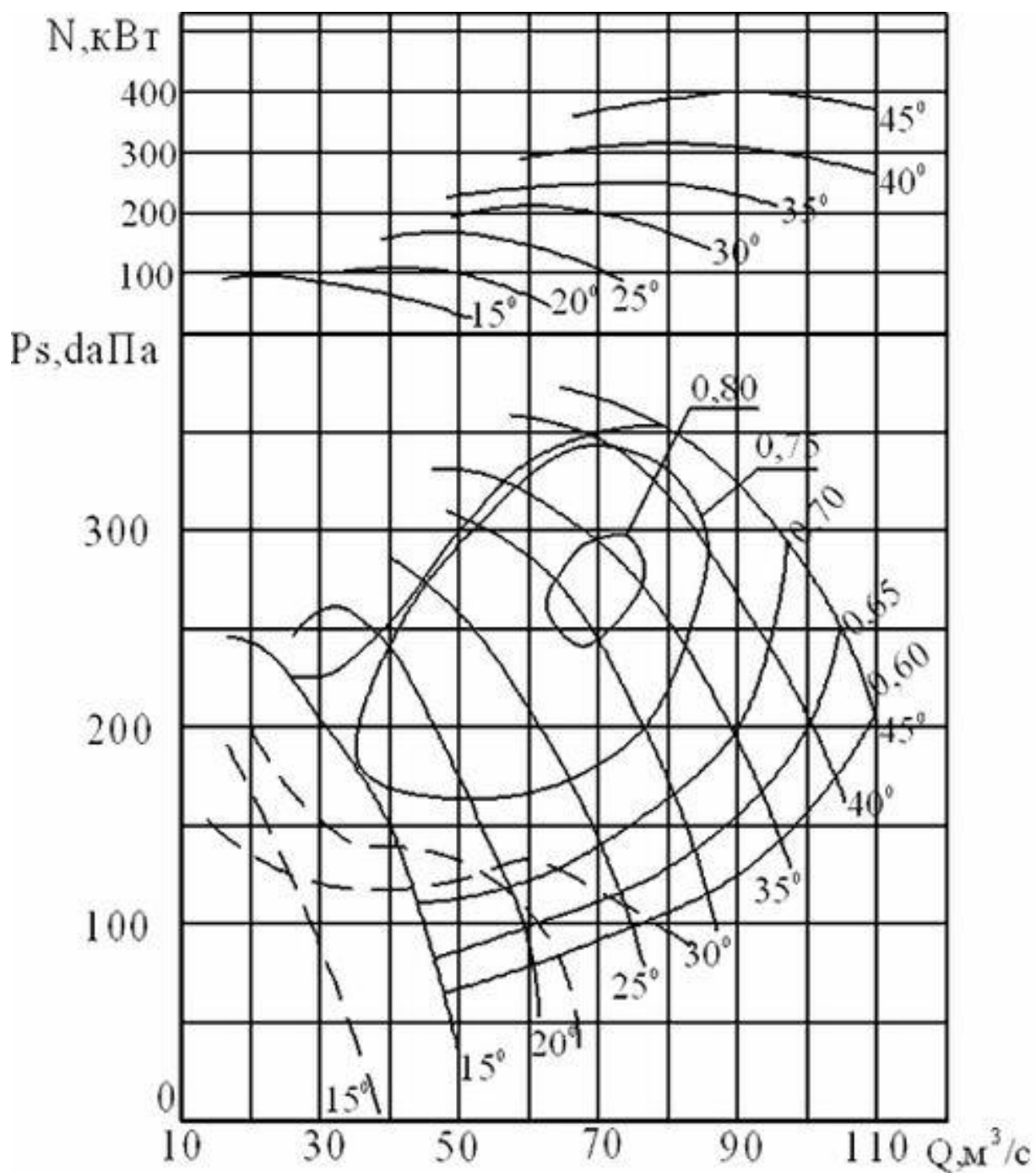


Рис. Б.5. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВОД21М при 750 об/мин:

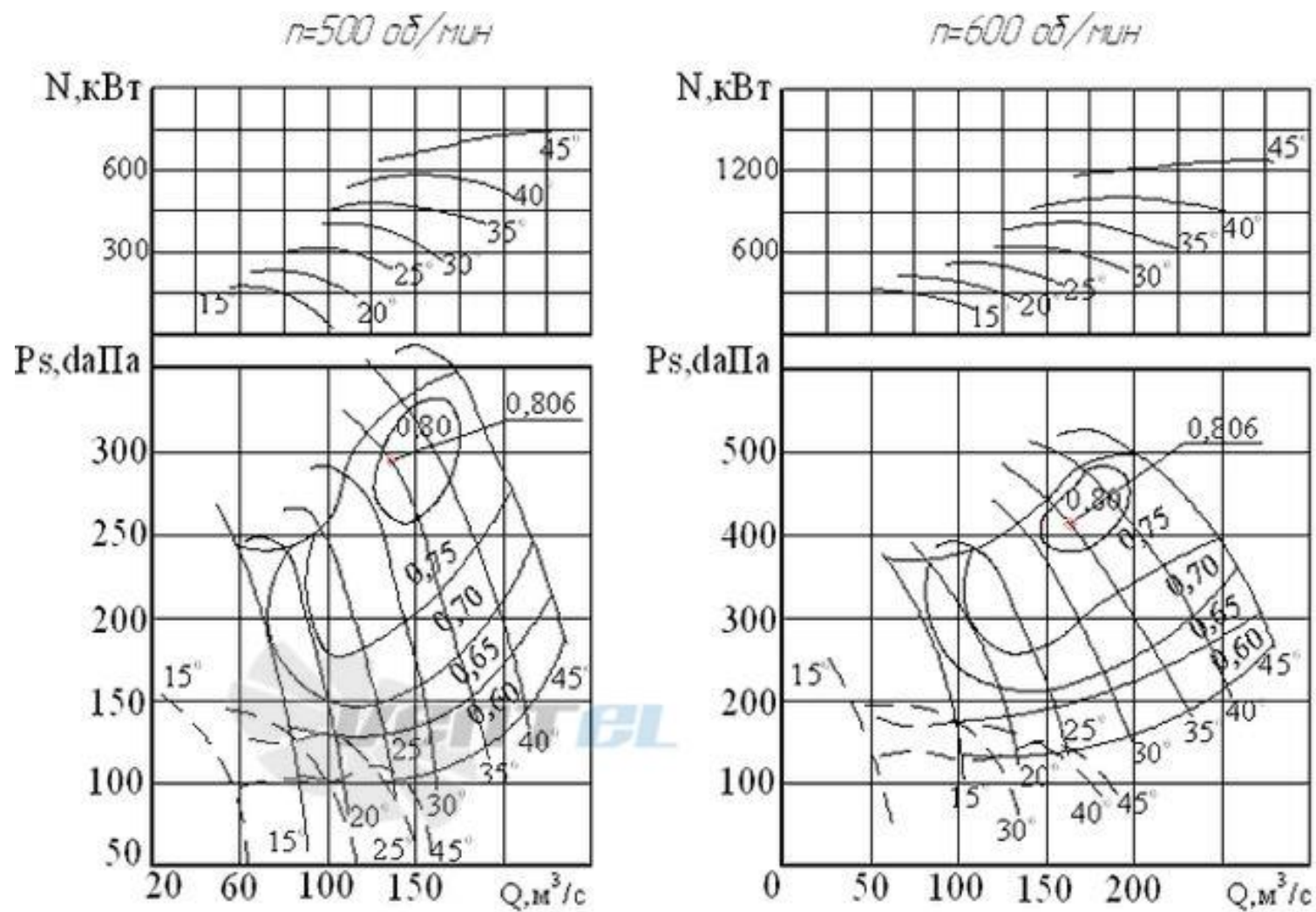


Рис. Б.6. Аэродинамические характеристики вентиляторной установки ВОД-30М при вращении 500 (а) и 600 (б) об/мин: — и •—• — напорные характеристики вентилятора соответственно при нормальной и реверсивной работе

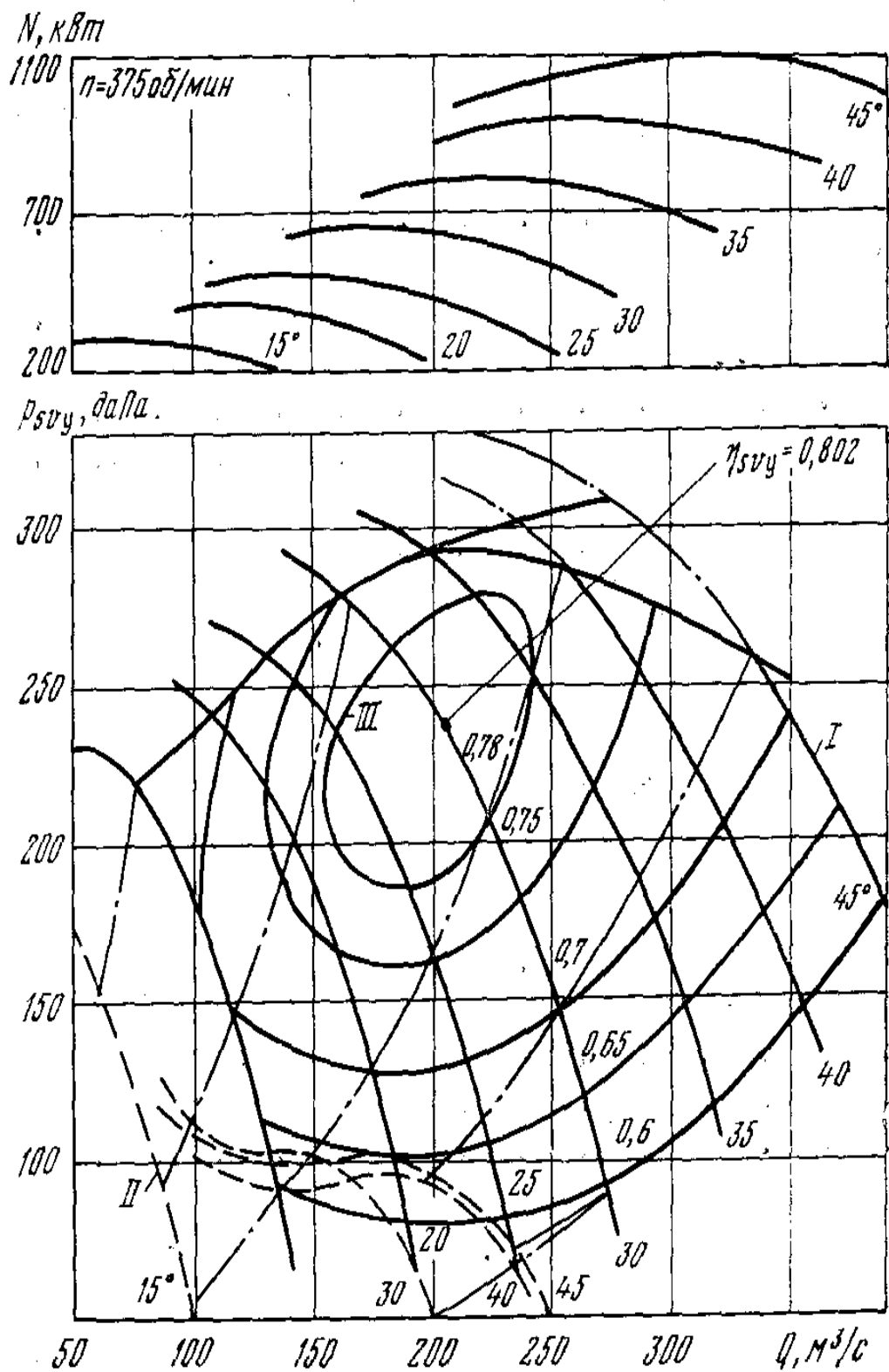


Рис. Б.7. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-40М при 375 об/мин

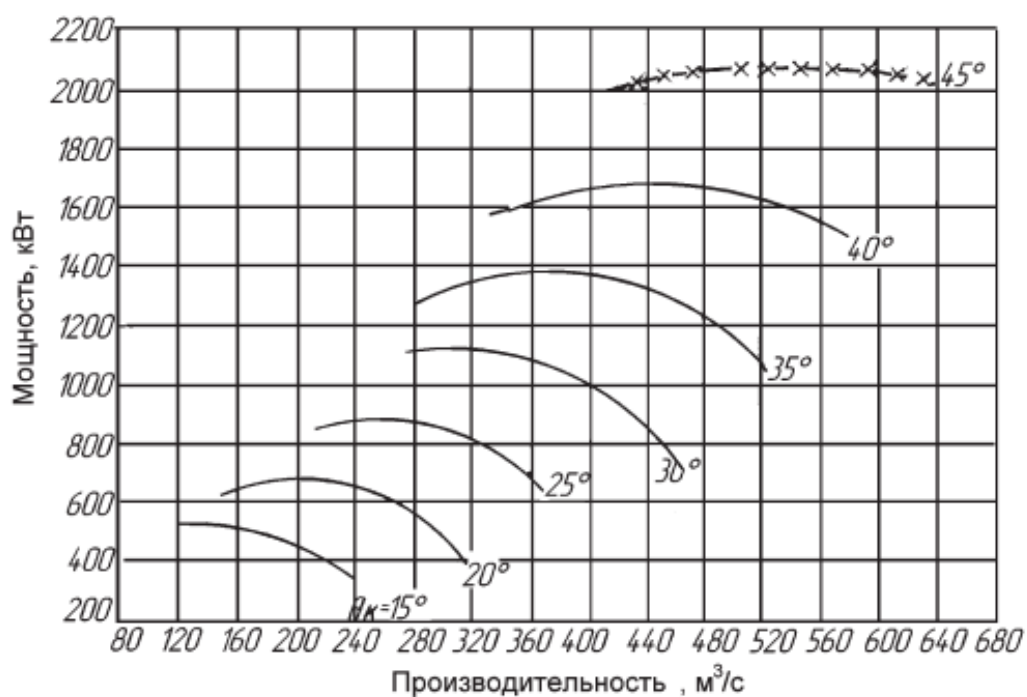
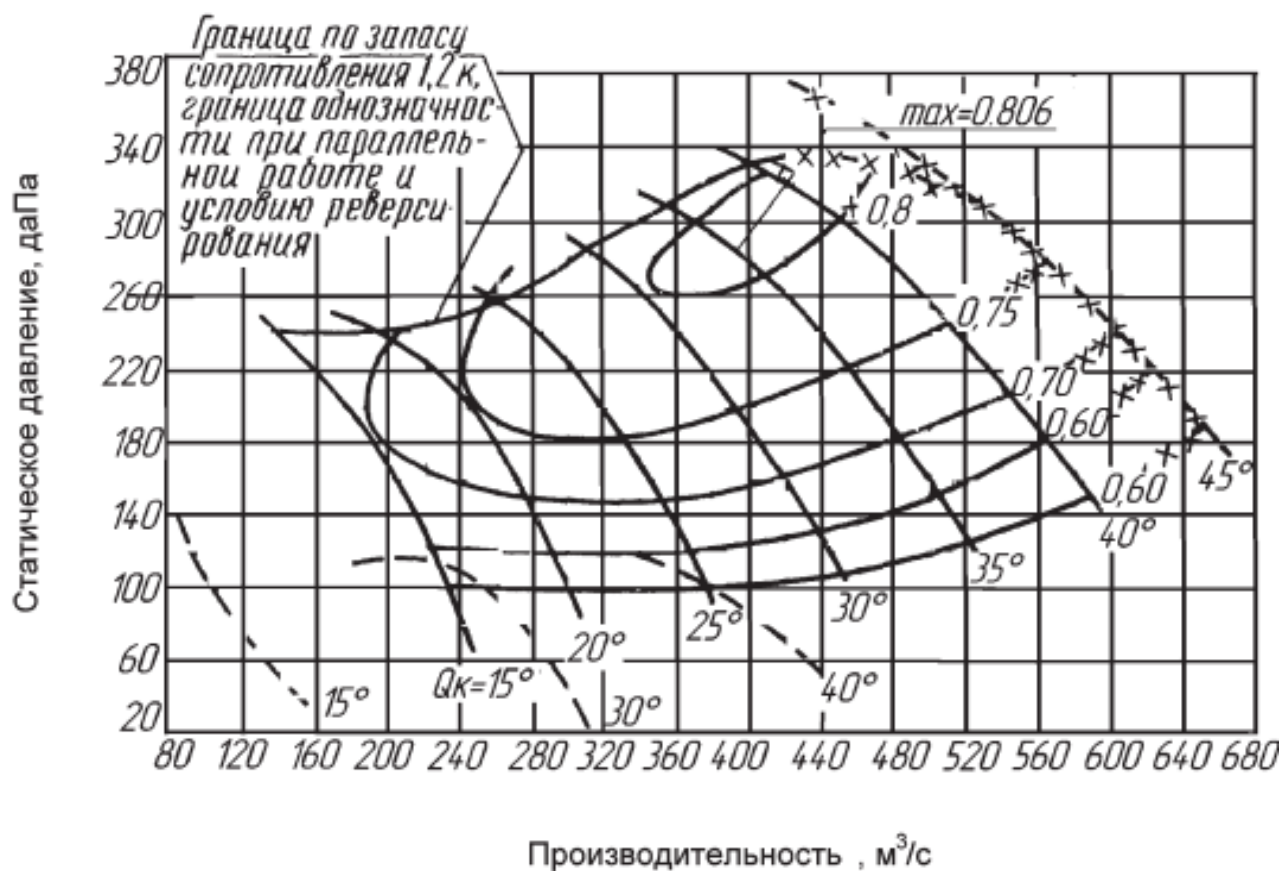


Рис. Б.8. Аэродинамическая характеристика вентиляторной установки ВОД-50Б при 300 об/мин