

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации

**Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

Кубанский государственный аграрный университет

Кафедра комплексных систем водоснабжения

Л.В.Аракельян

В.В.Ванжа

**Примеры решения задач
по курсу:
«Насосы и насосные
станции»**

**г.Краснодар
2008 г.**

На факультете водного хозяйства и мелиорации по курсу «Насосы и насосные станции» наряду с теоретическим курсом, учебным планом, предусмотрен курс практических занятий, предназначенный для закрепления теоретического материала и получения студентами практических навыков в расчетах эксплуатационных режимов работы различных насосных установок и оптимизации этих режимов. Эта цель достигается путем решения студентами ряда задач, характерных для современных условий эксплуатации насосных установок и насосных станций для целей сельскохозяйственного водоснабжения, обводнения, водоотведения и гидротехнических мелиораций.

Настоящее пособие позволит студентам эффективно самоорганизовать процесс решения задач, даст необходимые методические установки для решения задач наиболее простыми и рациональными способами. В пособии рассмотрены конкретные примеры решения наиболее часто встречающихся в практике задач, определяющих условия эксплуатации насосных установок, а также задач, позволяющих глубже усвоить основные теоретические положения курса.

Задача № 1

Определить полный напор насоса по элементам насосной установки при следующих исходных данных:

Расход насоса $Q_H=0,42 \text{ м}^3/\text{с}$;

Диаметр всасывающего патрубка насоса – 600мм;

Диаметр напорного патрубка насоса – 500мм;

Напор над осью насоса $h_B=4\text{м}$;

Длина подводящей линии насоса $l_H=6\text{м}$;

Отметка уровня нижнего бьефа 101м;

Отметка уровня верхнего бьефа 180м;

Длина напорного трубопровода $l_H=900\text{м}$.

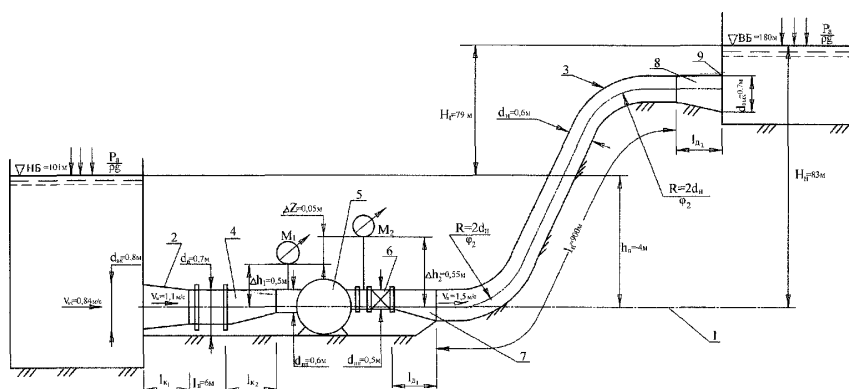


Рисунок. 1 Схема насосной установки с отрицательной высотой всасывания

Решение

Вычислить полный напор насоса по элементам насосной установки. Для этого используем следующую формулу:

$$H = H_z + \sum h_g + \sum h_n$$

Геодезическая напор определяется:

$$H_T = \nabla \text{ВБ} - \nabla \text{НБ} = 180 - 101 = 79 \text{ м}$$

Для расчета суммарных потерь напора во всасывающей и напорной линиях насоса по заданному расходу $Q_{\text{зад}}$ и рекомендуемым скоростям V_p определяется диаметр трубопроводов.

Зададимся скоростями : $V_{\text{вх}}=0,8\text{м/с}$, $V_{\text{рв}}=1\text{м/с}$, $V_{\text{рн}}=1,5\text{м/с}$.

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{зад}}{V_p \cdot \pi}},$$

$$d_{ex} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,42}{0,8 \cdot 3,14}} = 0,82 м;$$

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,42}{1 \cdot 3,14}} = 0,73 м;$$

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,42}{1,5 \cdot 3,14}} = 0,59 м.$$

Полученные расчетом значения диаметров трубопроводов округляем до стандартных значений : $d_{ex}=800$ мм; $d_e=700$ мм; $d_n=600$ мм.

Уточняем значения скоростей по формуле:

$$V_p = \frac{4Q_{зад}}{d^2 \cdot \pi},$$

$$V_{вх} = 4 \cdot 0,42 / 0,8^2 \cdot 3,14 = 0,84 м/с$$

$$V_{в} = 4 \cdot 0,42 / 0,7^2 \cdot 3,14 = 1,1 м/с$$

$$V_{н} = 4 \cdot 0,42 / 0,6^2 \cdot 3,14 = 1,5 м/с$$

Далее вычислим потери напора в местных сопротивлениях и по длине трубопроводов.

1) Определим потери напора в подводящей линии насоса.

а) Потери напора на входе в трубу:

$$h_{ex} = \xi_{ex} \cdot \frac{V_{ex}^2}{2g} = 0,15 \cdot \frac{0,84^2}{2 \cdot 9,81} = 0,004 м$$

б) потери напора в конфузоре:

$$L_k = (3,5 \div 7,0) \cdot (d_{ex} - d_e) = 5 \cdot (0,8 - 0,7) = 0,5 м$$

величина угла φ для ассиметричных конфузоров:

$$tg \varphi = \frac{d_{ex} - d_e}{L_k} = \frac{0,8 - 0,7}{0,5} = 0,2$$

$$\varphi = arctg 0,2 = 11,3^\circ$$

$$h_{k_1} = \xi_{k_1} \cdot \frac{V_{ex}^2}{2g} = 0,04 \cdot \frac{1,1^2}{2 \cdot 9,81} = 0,002 м$$

в) потери напора в задвижке при полном ее открытии:

$$h_{задв} = \xi \cdot \frac{V_e^2}{2g} = 0,15 \cdot \frac{1,1^2}{2 \cdot 9,81} = 0,009 м$$

г) для сопряжения подводящего трубопровода со входным патрубком насоса устраивают ассиметричный конфузор, его длину принимаем:

$$L_k = (3,5 \div 4) \cdot (d_e - d_{e.n.}) = 4 \cdot (0,7 - 0,6) = 0,4 м$$

$$h_{k_2} = \xi_{k_2} \cdot \frac{V_{6,n}^2}{2g} = 0,04 \cdot \frac{1,4^2}{2 \cdot 9,81} = 0,004 \text{ м}$$

д) потери напора по длине:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l_6}{d_6} \cdot \frac{V_6^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{6}{0,7} \cdot \frac{1,1^2}{2 \cdot 9,81} = 0,011 \text{ м}$$

Суммарные потери напора в задвижке:

$$\sum h_6 = h_{ex} + h_{k_1} + h_{задв} + h_{k_2} + h_l = 0,004 + 0,002 + 0,009 + 0,002 + 0,011 = 0,028 \text{ м}$$

2) Определение потерь напора в нагнетательной линии.

а) потери напора в задвижке:

$$h_{задв} = \xi \cdot \frac{V_n^2}{2g} = 0,15 \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,017 \text{ м}$$

б) потери напора в диффузоре при угле конусности φ и длине:

$$L_0 = (6 \div 7) \cdot (d_n - d_{н.н.}) = 7 \cdot (0,6 - 0,5) = 0,7 \text{ м}$$

$$h_{диф} = \xi_{диф} \cdot \frac{V_n^2}{2g} = 0,04 \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,005 \text{ м}$$

$$\xi_{диф} = k_{диф} \cdot \left(\frac{\overline{\omega}_2}{\overline{\omega}_1} - 1 \right)^2 = 0,11 \cdot (0,6/0,5 - 1)^2 = 0,04$$

в) потери напора на поворотах φ :

$$\sin \varphi = \frac{h_n}{L_n} = \frac{83}{900} = 0,092$$

$$\varphi = \arcsin 0,092 = 5,3^\circ$$

$$h_{нов} = 2 \cdot \xi_{нов} \cdot \frac{V_n^2}{2g} = 2 \cdot 0,013 \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 0,003 \text{ м}$$

г) потери напора в диффузоре с углом конусности $\varphi_{н_2}$:

$$h_{диф} = \xi_{диф} \cdot \frac{V_{6вх}^2}{2g} = 0,04 \cdot \frac{1,09^2}{2 \cdot 9,81} = 0,002 \text{ м}$$

$$V_{6вх} = Q/\overline{\omega}_{6вх} = 0,42/0,38 = 1,09 \text{ м/с}$$

д) потери напора в обратном клапане

$$h_{кл} = \xi_{кл} \cdot \frac{V_{6вх}^2}{2g} = 10 \cdot \frac{1,09^2}{2 \cdot 9,81} = 0,606 \text{ м}$$

е) потери напора по длине:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l_n}{d_n} \cdot \frac{V_n^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{900}{0,6} \cdot \frac{1,5^2}{2 \cdot 9,81} = 3,44 \text{ м}$$

Суммарные потери напора в нагнетательном трубопроводе:

$$\sum h_n = h_{задв} + h_{диф1} + h_{нов} + h_{диф2} + h_{кл}$$

$$\sum h_n = 0,017 + 0,005 + 0,003 + 0,002 + 0,606 + 3,44 = 4,073 \text{ м}$$

Напор насосной установки по ее элементам:

$$H = H_z + \sum h_6 + \sum h_n = 79 + 0,028 + 4,073 = 83,101 \text{ м}.$$

Задача №2

Для условий задачи №1 определить полный напор насоса по показаниям приборов, если $P_{M_1} = 0,034$ МПа, а $P_{M_2} = 0,864$ МПа.

Схема представляет собой насосную установку, в которой отметка уровней нижнего бьефа выше оси рабочего колеса. Насос в такой установке всегда находится под «заливом», так как имеет отрицательную высоту всасывания. Для такой насосной установки полный напор определяется зависимостью:

$$H = \frac{P_{M_2}}{\rho g} - \frac{P_{M_1}}{\rho g} + \frac{V_n^2 - V_{вс}^2}{2g} + z;$$

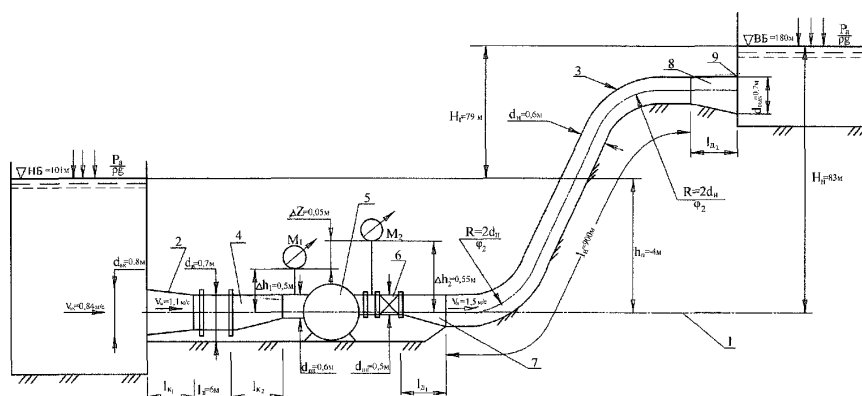


Рисунок.2 Схема насосной установки с отрицательной высотой всасывания

$$Z = \Delta h_1 - \Delta h_2 = 0,55 - 0,5 = 0,05 \text{ м}$$

$$\Delta h_1 = \frac{d_{вс.н.}}{2} + 0,2 = \frac{0,6}{2} + 0,2 = 0,5 \text{ м};$$

$$\Delta h_2 = \frac{d_{н.н.}}{2} + 0,3 = \frac{0,5}{2} + 0,3 = 0,55 \text{ м};$$

$$H = 86,4 - 83,4 + \frac{1,5^2 - 1,1^2}{2 \cdot 9,81} + 0,05 = 83,103 \text{ м}.$$

Задача №3

Для изображенной на рисунке схемы насосной установки определить полный напор насоса по элементам установки.

Исходные данные:

$$Q_H = 1,4 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_{\text{в.т.}} = 800 \text{ мм}$$

$$d_{\text{н.т.}} = 600 \text{ мм}$$

$$h_B = 2 \text{ м}$$

$$l_B = 15 \text{ м}$$

$$\nabla \text{ВВ} = 110 \text{ м}$$

$$\nabla \text{НБ} = 90 \text{ м}$$

Длина нагнетательной линии, $l_H = 4000 \text{ м}$.

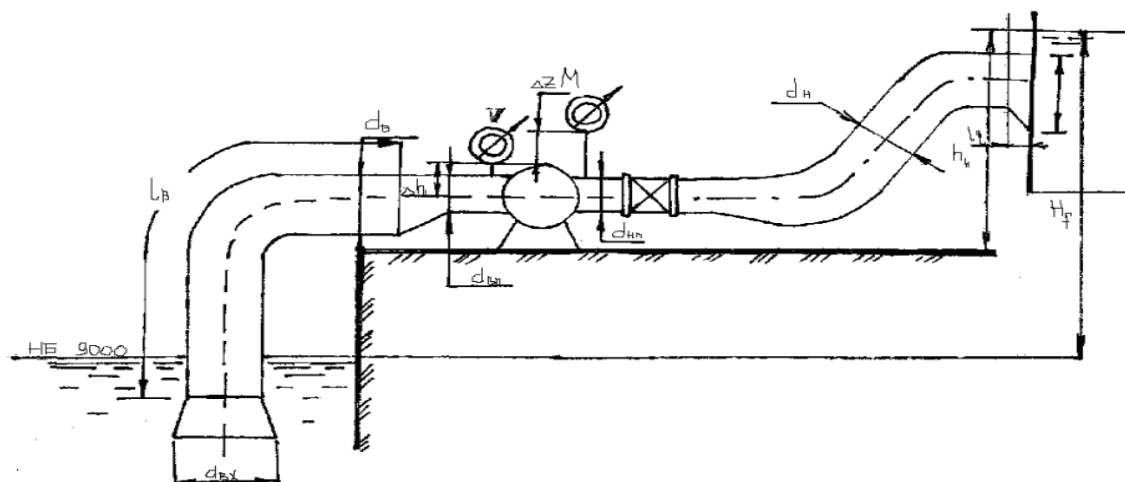


Рис.3 Схема насосной установки с положительной высотой всасывания

Полный напор по элементам установки равен $H = H_g + \sum h_s + \sum h_n$

где $\sum h_s$ и $\sum h_n$ - суммарные потери напора на всасывающей и нагнетательной линиях насоса;

H_g - геодезический напор,

$$H_g = \nabla \text{ВВ} - \nabla \text{НБ} = 110 - 90 = 20 \text{ м.}$$

Для подсчета суммарных потерь напора во всасывающей и напорной линиях насоса по заданному расходу $Q_{\text{зад}}$ и рекомендуемыми скоростями V_p определяются диаметры трубопроводов

$$d = \sqrt{\frac{4Q_{зад}}{V_p \cdot \pi}},$$

где V_p - скорость воды в рассматриваемом сечении на выходе во всасывающую трубу $V_{pbc} 1$ м/с.

$$a) d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4}{1 \cdot 3,14}} = 1,33 м,$$

Округляем диаметр до ближайшего стандартного.
уточняем скорость:

$$V_{ec} = \frac{4Q_{зад}}{d^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 1,4}{1,4^2 \cdot 3,14} = 0,909 м/с;$$

б) во всасывающей трубе $V_{pв} = 1,5$ м/с:

$$d_{ec} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4}{1,5 \cdot 3,14}} = 1,09 м,$$

$$V_{ec} = \frac{4 \cdot 1,4}{1,1^2 \cdot 3,14} = 1,42 м/с;$$

в) в напорном трубопроводе $V_n = 2$ м/с:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4}{2 \cdot 3,14}} = 0,91 м,$$

Округляем до ближайшего стандартного
уточняем скорость:

$$V_n = \frac{4 \cdot 1,4}{1^2 \cdot 3,14} = 1,78 м/с;$$

2) Определение потерь напора на всасывающей линии.

а) Потери напора на входе в трубу:

$$h_{ex} = \xi_{ex} \cdot \frac{V_{ex}^2}{2g}$$

где ξ_{ex} - коэффициент сопротивления при входе в трубу

$$h_{ex} = \frac{0,15 \cdot 0,909^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0063 м$$

б) Потери напора в конфузоре:

определяем длину конфузора

$$L_\phi = 5 \cdot (d_{ex} - d_e) = 5 \cdot 0,3 = 1,5 м$$

величину угла ϕ для конфузоров определяют:

$$tg \frac{\phi}{2} = \frac{d_e - d_e}{2L_\phi} = \frac{1,4 - 1,1}{3} = 0,1$$

$$\varphi=14^\circ$$

$$h_{k_1} = 0,32 \cdot \frac{1,47^2}{2 \cdot 9,81} = 0,035 \text{ м}$$

в) на всасывающей линии имеют повороты на угол 90° :

$$h_{нов} = \xi \cdot \frac{V_6^2}{2g}$$

$$h_{нов} = 0,5 \cdot \frac{1,47^2}{2 \cdot 9,81} = 0,055 \text{ м}$$

г) для сопряжения всасывающего трубопровода со всасывающем патрубком насоса устраивают ассиметричный конфузор, его длину принимают:

$$L_k = (3,5 \div 4) \cdot (d_6 - d_{6.н.}) = 4 \cdot (1100 - 800) = 1200 \text{ мм}$$

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{d_6 - d_{6.н.}}{2L_k} = \frac{1100 - 800}{2400} = 0,125$$

$$\varphi=14^\circ$$

$$h_{k_1} = \xi_{k_1} \cdot \frac{V_{6.н.}^2}{2g};$$

где $d_{в.п}$ и $V_{в.п}$ - соответствующие диаметры и скорость воды в рассматриваемом всасывающем патрубке насоса:

$$V_{6.н.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 0,64}} = 2,78 \text{ м/с}$$

$$h_{k_1} = 0,37 \cdot \frac{2,78^2}{2 \cdot 9,81} = 0,146 \text{ м}$$

д) потери напора по длине определяются:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l_6}{d_6} \cdot \frac{V_6^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{15}{1,1} \cdot \frac{1,47^2}{2 \cdot 9,81} = 0,03 \text{ м}$$

Суммарные потери напора во всасывающем трубопроводе:

$$\sum h_6 = h_{6x} + h_{k_1} + h_{нов} + h_{k_2} + h_l$$

$$\sum h_6 = 0,0063 + 0,035 + 0,055 + 0,146 + 0,03 = 0,274 \text{ м}$$

3) Определение потерь напора в нагнетательной линии.

а) потери напора в задвижке:

$$h_{задв} = \xi_{задв} \cdot \frac{V_n^2}{2g} = 0,15 \cdot \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0136 \text{ м}$$

б) потери напора в диффузоре при угле конусности $\varphi_{н_2}$, и длине L_Δ

$$L_\Delta = 7 \cdot (d_n - d_{н.н.}) = 7 \cdot (1000 - 600) = 2800 \text{ мм}$$

где $1000 \text{ мм} = 1 \text{ м}$ принятый диаметр напорного трубопровода

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{d_n - d_{н.н.}}{2L_\Delta} = \frac{400}{5600} = 0,07 \text{ м}$$

$$\varphi=8,17^\circ$$

$$h_{\text{диф}} = \xi_{\text{диф}} \cdot \frac{V_n^2}{2g} = 0,25 \cdot \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} = 0,0025 \text{ м}$$

в) потери напора на поворотах φ :

$$\sin \varphi = \frac{h_n}{L_n}$$

$$H = H_{\Gamma} - h_B = 20 - 2 = 18 \text{ м}$$

$$\sin \varphi = \frac{18}{4000} \approx 0,005$$

$$\varphi = 2,93^\circ$$

$$h_{\text{пов}} = 2 \cdot \xi_{\text{пов}} \cdot \frac{V_n^2}{2g} = 2 \cdot 0,25 \cdot \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} = 0,045 \text{ м}$$

г) потери напора в диффузоре с условием конусности:

$$h_{\text{диф}} = \xi_{\text{диф}} \cdot \frac{V_{\text{вых}}^2}{2g}$$

$$V_{\text{вых}} = \frac{1,4}{0,64} = 2,18 \text{ м/с}$$

$$h_{\text{диф}} = 0,25 \cdot \frac{2,18^2}{2 \cdot 9,81} = 0,061 \text{ м}$$

д) потери напора в обратном клапане:

$$h_{\text{нл}} = \xi_{\text{нл}} \cdot \frac{V_{\text{вх}}^2}{2g}$$

$$h_{\text{диф}} = 1,7 \cdot \frac{2,18^2}{2 \cdot 9,81} = 0,414 \text{ м}$$

е) потери напора по длине:

$$h_l = \lambda \cdot \frac{l_n}{d_n} \cdot \frac{V_n^2}{2g} = 0,02 \cdot \frac{4000}{1,0} \cdot \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} = 12,9 \text{ м}$$

Суммарные потери напора в нагнетательном трубопроводе определяется:

$$\sum h_n = h_{\text{задв}} + h_{\text{диф}_1} + h_{\text{пов}} + h_{\text{диф}_2} + h_l + h_n$$

$$\sum h_n = 0,0136 + 0,0225 + 0,045 + 0,0009 + 0,414 + 12,9 = 13,39 \text{ м}$$

Полный напор:

$$H = H_z + \sum h_g + \sum h_n$$

$$H = 20 + 0,274 + 19,369 = 33,67 \text{ м}$$

Задача № 4

Пересчитать характеристики насоса на новые числа оборотов рабочего колеса $n_1=800$ об./мин.

Построить новые характеристики.

Исходные данные:

Марка насоса по каталогу Д5000-32;

число оборотов в минуту $n = 730$;

$D_k = 700$.

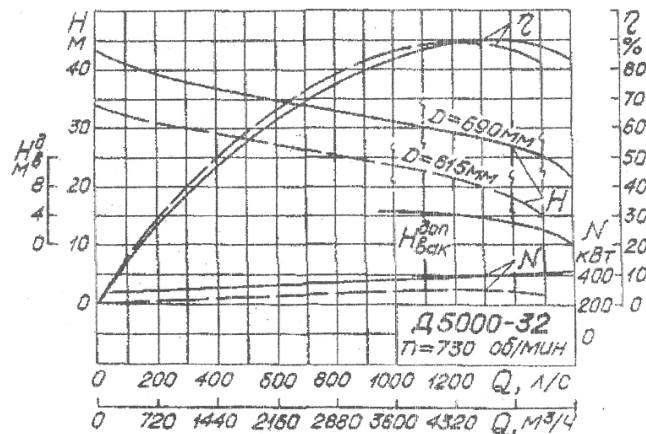


Рисунок 4. Характеристика насоса Д 5000-32

Расчет

По марке насоса, из каталогов выбираем характеристику насоса, которую перечерчиваем в увеличенном масштабе на листе миллиметровой бумаги стандартного размера А4. Затем приступаем к пересчету характеристики насоса $Q-N$. $Q-N$ $Q-N^{доп.}_{вак.}$ (Δh) на новое заданное число оборотов рабочего колеса n_1 .

Во всем диапазоне подач от $Q=0$, до $Q=18$ $m^3/час$, произвольно выбираем ряд точек на кривых $H=f(Q)$; $N=f(Q)$; $\Delta h=f(Q)$ или $N^{доп.}_{вак.}=f(Q)$.

$$\frac{Q_i}{Q} = \frac{n_i}{n} = i_n; \quad \frac{H_i}{H} = \left(\frac{n_i}{n}\right)^2 = i_n^2; \quad \frac{N_i}{N} = \left(\frac{n_i}{n}\right)^3 = i_n^3; \quad (1)$$

$$\frac{\Delta h_i}{\Delta h} = \left(\frac{n_i}{n}\right)^2 = i_n^2; \quad \text{или} \quad H_{вак}^{доп} = 10(10 - H_{вак}^{доп}) \left(\frac{n_i}{n}\right)^2.$$

Пересчитываем координаты точек на новые числа оборотов и заносим результаты в таблицу 1. Новые координаты наносим на координатную плоскость исходной характеристики и соединяем плавными кривыми.

Как видно из формул (1), коэффициент полезного действия η пересчету не подлежит, так как при выводе формул подобия было принято допущение, что КПД (η) на натурном насосе и на модельном насосе одинаковы.

Кривые Q - η наносим на характеристику с использованием пересчитанных значений подач соответственно Q_1 .

Таблица 1. Пересчет характеристик насоса на новые частоты вращения рабочего колеса n_1 .

n=730об\мин					n ₁ =800об/мин				
Q	H, м	N, кВт	η , %	Δh , м	Q	H, м	N, кВт	η , %	Δh , м
0	44	350	2		0	52,756	459,55	2	
0,2	43	350	25		0,219	51,557	459,55	25	
0,4	42	360	45		0,438	50,358	472,68	45	
0,6	41	400	60		0,657	49,159	525,2	60	
0,8	40	420	74	5,2	0,876	47,96	551,46	74	6,2348
1	37,5	450	83	5,6	1,095	44,96	590,85	83	6,7144
1,2	35	490	86	6,8	1,314	41,965	491,313	86	8,1532
1,4	32	500	88	8,2	1,533	38,368	656,5	88	9,8318
1,6	27,5	500	86		1,752	32,97	656,5	86	
1,8	22,5	490	80		1,971	26,9775	491,313	80	

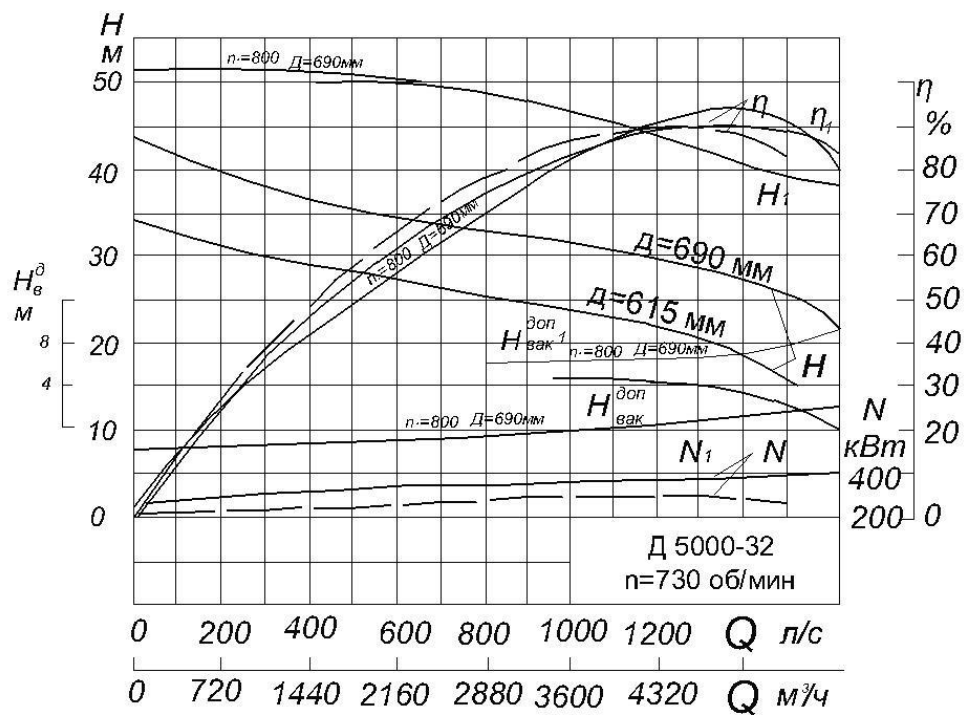


Рисунок 5. Характеристика насоса Д 5000-32, $n=730$ об/мин;
Характеристика насоса с новым числом оборотов $n=800$ об/мин

Задача № 5

Построить гидродинамическую характеристику трубопровода. Определить рабочую точку при одиночной работе насоса.

Исходные данные:

Марка насоса по каталогу Д 1250-65;

Число оборотов в минуту $n = 1500$ об/мин;

Геофизическая высота подъема $H_g = 52$ м;

Длина напорного трубопровода 1050 м

Диаметр напорного трубопровода, $d = 0,46$ м;

Диаметр рабочего колеса $D_k = 460$ мм

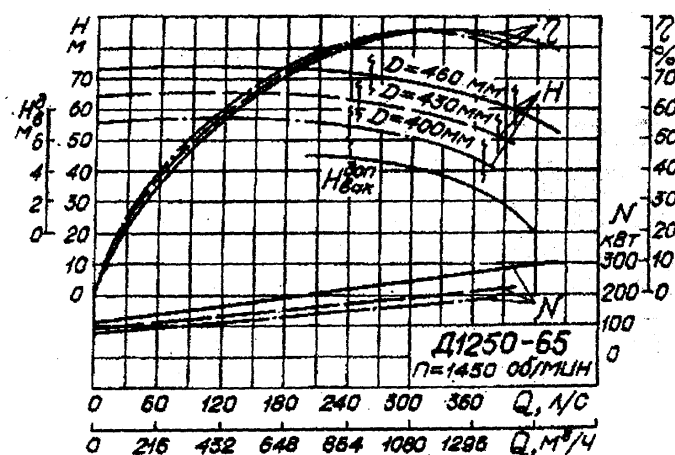


Рисунок 6. Характеристика насоса Д 1250-65

Расчет

Гидродинамическая характеристика трубопровода рассчитывается по формуле:

$$H_{mp} = H_g + \sum h, \quad (2)$$

где H_g - геодезический напор;

$\sum h$ - суммарные потери напора на всасывающем и напорном трубопроводах, $\sum h = f(Q)$.

$$\sum h = \sum h_i + \sum h_w, \quad (3)$$

где $\sum h_i$ - потери напора на трение по длине трубопровода;

$\sum h_w$ - потери напора на преодоление местных сопротивлений, их можно принять равными приблизительно 10% от потерь напора на трение по длине трубопровода.

Тогда суммарные потери напора Σh могут быть найдены по одной из ниже приведенных формул:

$$1) \sum h = 1.1\lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{Q^2}{2gw^2},$$

(4)

где λ - коэффициент сопротивления по длине, можно принять $\approx 0,02$;
 l - длина трубопровода, м;
 d - диаметр трубопровода, м;
 Q - расход насоса, м³/с;
 w - площадь живого сечения трубопровода круглого сечения, м.

$$2) \sum h = 1.1\frac{Q^2}{k^2},$$

где K – расходная характеристика, $K = \omega c \sqrt{R}$;
 R – гидравлический радиус круглого сечения, $R = d_{тр} / 4$, м
 l - длина трубопровода, м;
 d - диаметр трубопровода, м;
 Q - расход насоса, м³/с;
 w - площадь живого сечения трубопровода круглого сечения,

$$\omega = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ м}^2;$$

$$C - \text{коэффициент Шези, } C = \frac{1}{n} R^{\frac{1}{6}}$$

Задавая ряд значений расхода во всем интервале подач от $Q=0$ до $Q=Q_{\max}$ (см. рисунок 5), производит последовательно подсчеты $H_{\text{мп}}$. Результаты сводим в таблицу 2.

Таблица 2. Координаты характеристик трубопровода при одиночной работе насоса.

Одиночная работа насосов			
Q, м ³ /с	Q ² , м ⁶ /с ²	h = AQ ² , м	H _{мп} =H _г +AQ ² , м
1	2	3	4
0	0	0	52
0,06	0,0036	0,3	52,3
0,12	0,0144	1,3	53,3
0,18	0,032	2,8	54,8
0,24	0,057	5	57
0,3	0,09	8	60

0,36	0,13	11,5	63,5
0,42	0,17	15	67

По данным граф 1 и 4 строятся характеристики трубопровода при параллельной работе насосов.

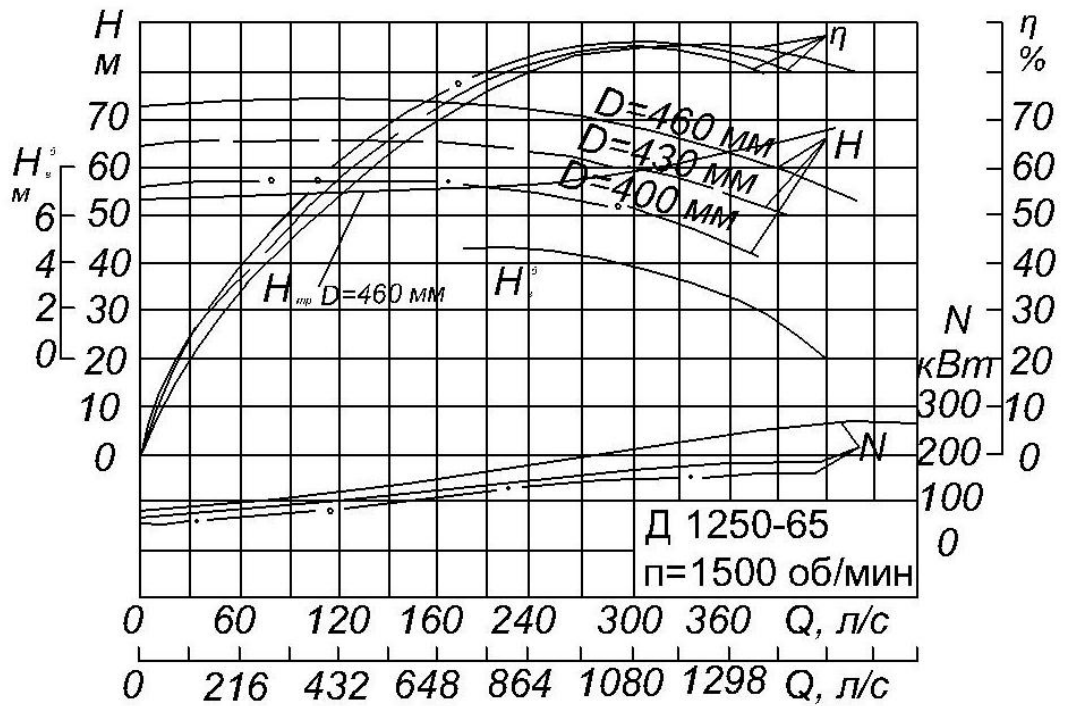


Рисунок 7. Характеристика трубопровода при параллельной работе насосов

Задача № 6

Произвести расчет количественного и качественного регулирования работы насоса, уменьшая его подачу на $P=30\%$ по отношению к подаче обусловленной рабочей точкой А, предыдущей задачи.

Согласно заданию, качественным и количественным регулированием необходимо обеспечить подачу на $P\%$ меньше обусловленной рабочей точки А. Таким образом заданная подача будет равна

$$Q_{зад} = Q_A - \frac{Q_A \cdot P\%}{100} \quad (6)$$

$$Q_{зад} = 1.04 - \frac{0.374 \cdot 3.8}{100} = 0,23 \text{ м}^2/\text{с}$$

Находим на характеристике точку С с координатами ($Q_{зад}=0,23$; $H_{зад}=57$), при этом точка С лежит на гидродинамической характеристике трубопровода при одиночной работе.

При качественном регулировании число оборотов рабочего колеса насоса должно быть уменьшено так, чтобы характеристика Q - H прошла через точку С. Новую частоту вращения рабочего колеса находим, используя законы подобия.

Зная численное значение координат точки С, находим постоянную кривой пропорциональности:

$$a = \frac{Q_{зад}}{\sqrt{H_{зад}}} \quad (7)$$

$$a = \frac{0,23}{\sqrt{57}} = 0,03$$

Зная постоянную a и, считая Q и H текущими координатами, по уравнению $Q = a\sqrt{H}$ определяем параметры кривой. Задаваясь рядом значений Q , во всем диапазоне работы насоса определяем H , расчет сводим в таблицу 3.

Таблица 3. Расчет кривой пропорциональности.

$Q, \text{ м}^3/\text{с}$	0,06	0,12	0,18	0,24	0,3
$H, \text{ м}$	4	16	36	64	100

По данным таблицы 3 строим кривую $Q = a\sqrt{H}$ на координатной плоскости характеристики. Кривая пропорциональности проходит через начало координат, точку С, и пересекает характеристику насоса при числе

оборотов рабочего колеса n в точке Е (0,254;71) . Точки С и Е сопряжены, т.к. принадлежат кривой пропорциональности, поэтому:

$$\frac{Q_E}{Q_{зад}} = \frac{n}{n_x} = \frac{\sqrt{H_E}}{\sqrt{H_{зад}}} \text{ или } n_x = \frac{Q_{зад} \cdot n}{Q_E} \quad (8)$$

$$n_x = \frac{1500\sqrt{57}}{\sqrt{71}} = 1344 \text{ об/мин}$$

Зная число оборотов n_x , строим характеристику насоса, используя методику, приведенную ранее.

При количественном регулировании задвижку на напорном трубопроводе следует приоткрывать до тех пор, пока подача не снизится до величины $Q_{зад}$, при этом напор должен соответствовать характеристике насоса Q-H при подаче $Q_{зад}$, т.е.

$$H = H_{зад} + h_{завд}. \quad (9)$$

$$H = 57 + 14 = 71 \text{ м,}$$

где $h_{завд}$ – напор, потерянный в задвижке.

Мощность, затраченная на преодоление сопротивлений в задвижке:

$$N_{завд} = \frac{9,81Q_{зад} \cdot H_{завд}}{\eta_n} \quad (10)$$

$$N_{завд} = \frac{9,81 \cdot 0,23 \cdot 57}{0,86} = 149,54 \text{ кВт}$$

Коэффициент полезного действия насосной установки при количественном регулировании снижается:

$$\eta_{н.уст.} = \frac{N_{пол}}{N_{затр}} = \frac{9,81Q_{зад} \cdot H_{завд}}{\frac{9,81Q_{зад} \cdot H_{завд}}{\eta_n} + \frac{9,81Q_{зад} \cdot h_{завд}}{\eta_n}} = \frac{H_{завд} \cdot \eta_n}{H_{завд} + h_{завд}} \quad (11)$$

$$\eta_{н.уст.} = \frac{57 \cdot 0,85}{57 + 14} = 0,68$$

Необходимо сделать сравнение двух способов регулирования и дать их оценку.

n=1500об\мин					n ₁ =1344об/мин				
Q	H, м	N, кВт	η, %	H _{вак} ^{дон} , м	Q _E	H _E , м	N _E , кВт	η _E , %	H _{вак} ^{дон} _E , м
0	72	110	0		0	57,6	79,2	0	
0,06	73	140	35		0,053	58,4	100,8	35	
0,12	72,5	175	57		0,1	58	126	57	
0,18	72	200	70		0,16	57,6	144	70	
0,24	71	230	80	5	0,21	56,8	165,6	80	4
0,3	69	255	86	4	0,26	55,2	183,6	86	3,2
0,36	64	280	85,5	2,9	0,32	51,2	201,6	85,5	2,32
0,42	56	300	81	0	0,37	44,8	216	81	0

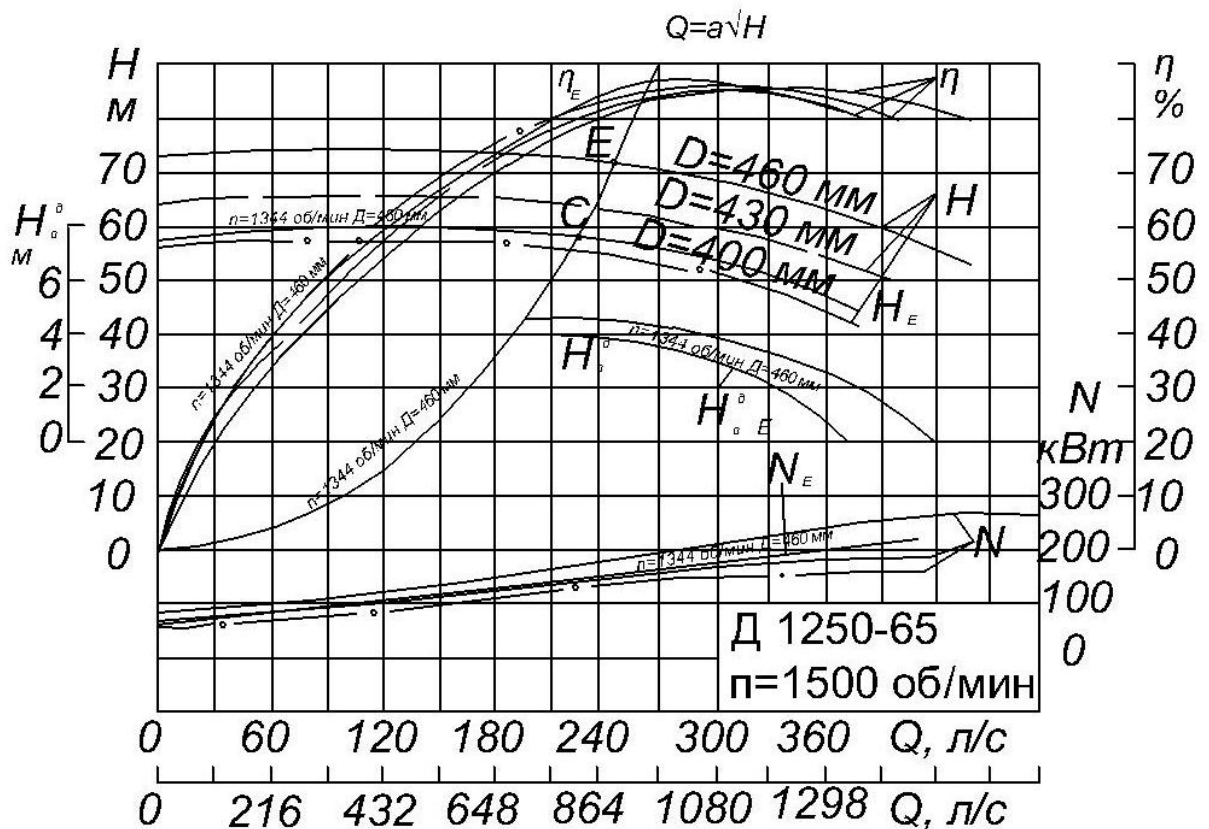


Рисунок 8. Характеристика насоса Д 1250-65, при n=1500 об/мин.
Характеристика насоса Д 1250-65, при n=1344 об/мин

Задача № 7

Определить новое число оборотов рабочего колеса насоса Д2500-62, $n=980$ об/мин. $D=700$ мм n_1 , при котором его характеристика Q - H пройдет через заданную точку А с координатами $Q_A=0,72$ м³/с, $H_A=70$ м. Построить новые характеристики насоса при числе оборотов n_1 .

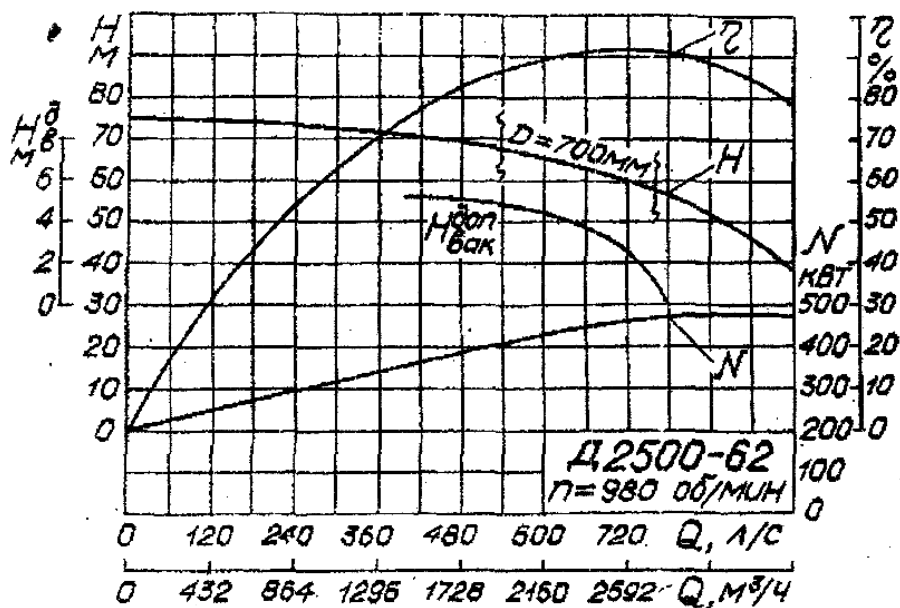


Рисунок 9 . Характеристика насоса Д 2500-62

Решение.

1. Находим в каталоге характеристику заданного насоса.
2. Наносим на характеристику точку А с заданными координатами. Точка А располагается выше кривой Q - H , значит необходимо увеличить число оборотов n_2 , чтобы характеристика Q - H прошла через заданную точку. При непрерывном изменении частоты вращения от n до n_1 расход Q и напор H будут изменяться по закону квадратичной параболы, уравнение которой $Q = \alpha \sqrt{H}$, где $Q = \text{const}$ – постоянная параболы. Парабола – кривая пропорциональности, должна пройти через начало координат, заданную точку А (0,72; 70), и пересечь характеристику Q - H насоса в какой-то точке В. Так как кривая пропорциональности проходит через точку А, то $\alpha = \text{const}$ можно определить по уравнению $Q_A = \alpha \sqrt{H_A}$,

подставив вместо текущих координат Q и H их значения в точке A. Для рассматриваемого случая: $a = \frac{Q_A}{\sqrt{H_A}}$

$$a = \frac{0,72}{\sqrt{70}} = \frac{0,72}{8,37} = 0,087$$

Теперь, задаваясь значением одного из параметров, например, напор H во всем диапазоне изменения этой величины для данного насоса, определяем соответствующие значения подач Q по формуле $Q = a\sqrt{H}$. Результаты сводим в таблицу 4.

Таблица 4. Координаты точек параболы.

H, м	20	40	60	80
Q, м ³ /с	0,39	0,55	0,674	0,78

По данным таблицы 4 строим кривую пропорциональности. Она пересекает кривую Q-H с точке B с координатами B(0,68; 62). Заданная точка A и точка B принадлежат одной кривой пропорциональности, т.е. эти точки сопряженные, значит, согласно динамического подобия

$$\frac{n_i}{n} = \frac{Q_A}{Q_B} \quad \text{отсюда} \quad n_i = \frac{nQ_A}{Q_B} = \frac{980 \cdot 0,79}{0,68} = 1038 \text{ об/мин}$$

Проверкой может служить уравнение:

$$n_i = \frac{n\sqrt{H_A}}{\sqrt{H_B}} = \frac{980\sqrt{70}}{\sqrt{62}} = 1041 \text{ об/мин}$$

Несовпадение чисел оборотов связано с точностью расчетов и графических построений.

Принимаем новое число оборотов $n_i = 1040$ об/мин.

Таким образом получено искомое значение нового числа оборотов.

Для построения новых характеристик насоса Д2500-62 вновь воспользуемся формулами динамического подобия насосов:

$$\frac{Q_i}{Q} = \frac{n_i}{n}; \quad \frac{H_1}{H} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^2; \quad \frac{N_1}{N} = \left(\frac{n_1}{n}\right)^3 \quad \text{или}$$

$$Q_1 = Qi_n; \quad H_1 = Hi_n^2; \quad N_1 = Ni_n^3$$

На кривой Q-H при числе оборотов n возьмем произвольно ряд точек во всем диапазоне подач насоса и определим их координаты.

Подсчитаем значения масштабов чисел оборотов

$$i_n = \frac{n_1}{n} = \frac{1040}{980} = 1,06; \quad i_n^2 = 1,12; \quad i_n^3 = 1,19$$

Далее определяем координаты точек новых кривых Q-N, Q-N, Q-η, при числе оборотов = 1040 об/мин, для определения ординат кривой $H_{\text{вак}}^{\text{доп.}} = f(Q)$ воспользуемся формулой:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп.}} = 10 - (10 - H_{\text{вак}}^{\text{доп.}}) i_n^2.$$

Необходимо помнить, что сопряженные точки при перестроении кривой Q-N лежат на кубической параболе.

Так как при выводе уравнений гидродинамического подобия предполагалось, что коэффициент полезного действия насоса η не изменялся, то η₁ при n₁ частоте вращения несколько сместится от своего прежнего положения, вправо при n₁ > n и влево при n₁ < n.

Результаты расчетов сведем в таблицу 5.

Таблица 5. Координаты характеристик насоса при пересчете на новое число оборотов.

при n	1	Q, м ³ /с	0	0,12	0,24	0,39	0,48	0,6	0,78	0,84	0,96
	2	H, м	75	74	73	71	69	66	57	51	39
	3	N, кВт	200	250	300	350	390	430	480	480	470
	4	η, %	0	31	52,5	73	82	89	90	88	79
	5	$H_{\text{вак}}^{\text{доп.}}$				5,2	5,1	4,5	0,0		
при n ₁	6	Q, м ³ /с	0	0,1	0,25	0,41	0,51	0,64	0,83	0,89	10,02
	7	H, м	84	82	82	80	77	74	64	57	44
	8	N, кВт	238	298	357	417	464	512	571	571	559
	9	$H_{\text{вак}}^{\text{доп.}}$				4,6	4,5	3,8	0,0		

По данным горизонтальной графы 6 и граф 7, 8, 4 и 9 строим новые характеристики насоса при числе оборотов n₁.

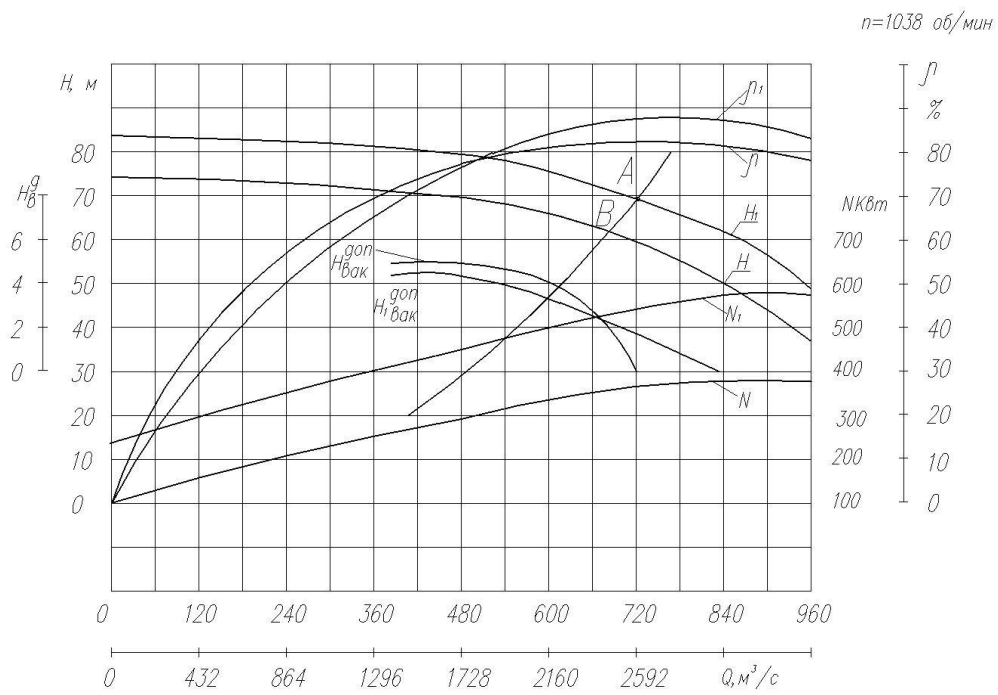


Рисунок 10. Характеристика насоса при $n=1038 \text{ об/мин}$.

Задача № 8

Определить подачу и напор 3-х параллельно работающих центробежных насосов Д2500-45, $n=730$ об./мин, $D=755$ мм на трубопровод, диаметром 0,5 м длиной 1000 м. Отметка уровня воды в источнике питания насоса 20,0 м. Отметка уровня воды в напорном бассейне 50,00 м.

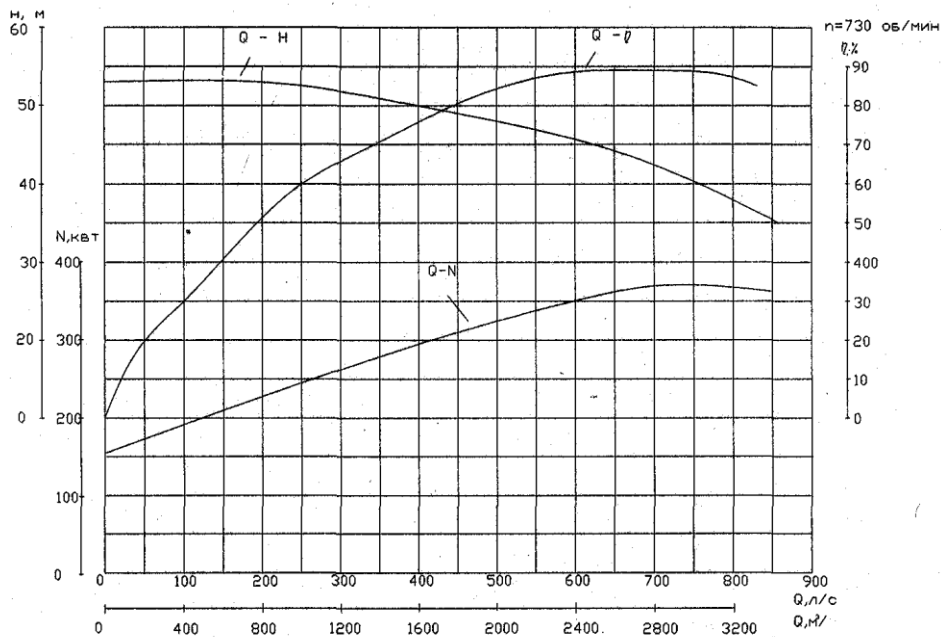


Рисунок 11. Характеристика насоса Д2500-45.

Напор, развиваемый насосом, складывается из геометрической высоты подъема жидкости и суммы потерь напора на преодоление гидравлических сопротивлений:

$$H = H_r + \sum h$$

где $\sum h$ - сумма потерь напора.

Геодезический напор H_r равен $\nabla_{ВБ} - \nabla_{НБ}$:

$$H_r = 50 - 20 = 30 \text{ м}$$

Величина $\sum h$ зависит от диаметра, длины трубопровода, шероховатости его стенок, количества местных сопротивлений и расхода подаваемой жидкости.

$$\sum h = 1,1 \times \lambda \times \frac{l}{d} \times \frac{Q^2}{2g\omega^2} = A Q^2$$

где A - пропускная способность трубопровода $A = 1,1 \cdot \lambda \cdot \frac{l}{d^2 g \omega^2}$

l - длина трубопровода, м

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

d – диаметр трубопровода,

ω – площадь живого сечения напорного трубопровода, $\omega = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \text{м}^2$

λ – коэффициент гидравлических сопротивлений по длине, приближенно принимаем $\lambda \cong 0,02$;

1,1 – коэффициент, учитывающий потери напора во всасывающем трубопроводе и потери напора на преодоление местных сопротивлений, которые в данном случае оцениваются приближенно в 10 % от величины потерь напора по длине.

Таблица 6. Расчет характеристики трубопровода.

Q	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Q ²	0,001	0,04	0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64	0,81
Σh	0,11	0,46	1,03	1,81	2,86	4,12	5,6	7,92	9,26
H _n	30,11	30,46	31,03	31,81	32,86	34,12	35,6	37,32	39,26
9 Σh	0,99	4,14	9,27	16,29	25,74				83,34
H _n	30,99	34,14	39,27	45,29	55,70				

При трех параллельно работающих насосах потери увеличиваются в 9 раз, так как $\Sigma h = A(3 Q)^2 = A9 Q^2 = 9A Q^2$.

По данным таблицы строятся характеристики трубопроводов при одиночной и параллельной работе насосов.

Суммирование характеристик насосов $H=f(Q)$ при параллельной работе 3-х насосов проводим наиболее простым и удобным способом – путем изменения масштаба оси абсцисс (расходов).

Точка пересечения характеристики Q-H насоса и трубопровода при параллельной работе A своими координатами определяет расход и напор данной системы при параллельной работе 3-х насосов.

Ответ: $Q_A=1,325 \text{ м}^3/\text{с}$, $H_A=48 \text{ м}$.

Характеристика трубопровода при параллельной работе трех насосов

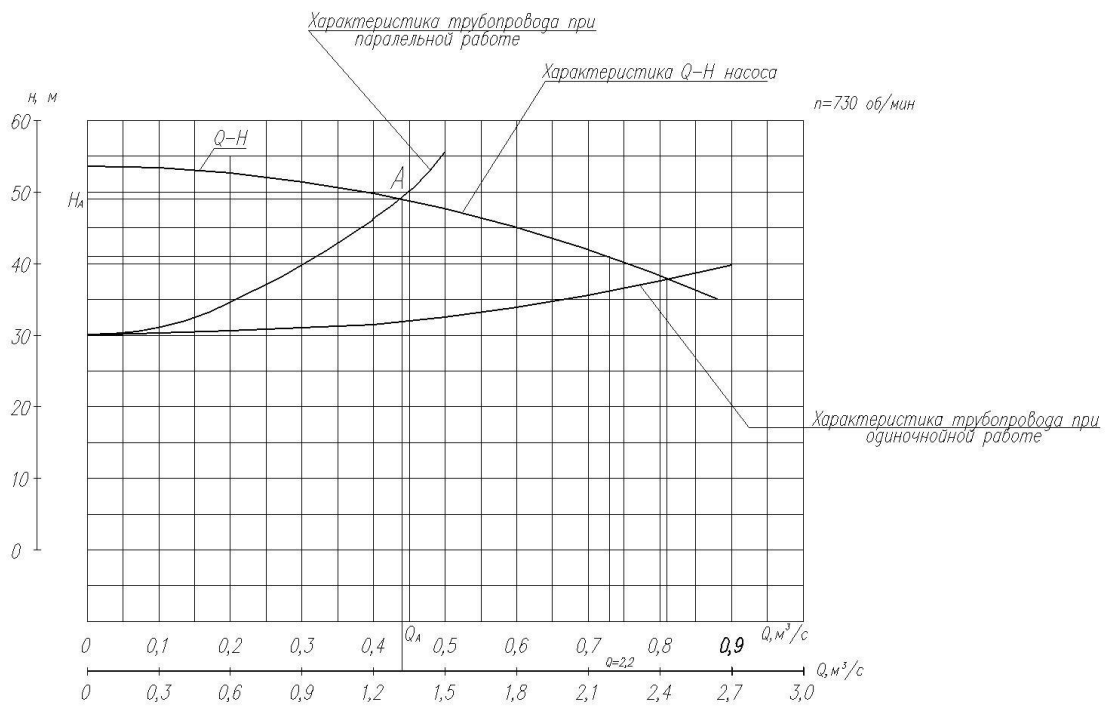


Рис.13. Определение работы точек при одиночной и параллельной работе 3-х насосов

Рис. 12. Определение рабочих точек при одиночной и параллельной работе 3^x насосов.

Задача № 9

Подсчитать крутизну стабильной характеристики Q-H насоса Д 2000-21.

$D=460\text{мм}$, H_0 =напор при подаче $Q=0, H_0=33$; $H_{\eta_{\max}}$ напор при подаче соответствующий максимальному КПД.

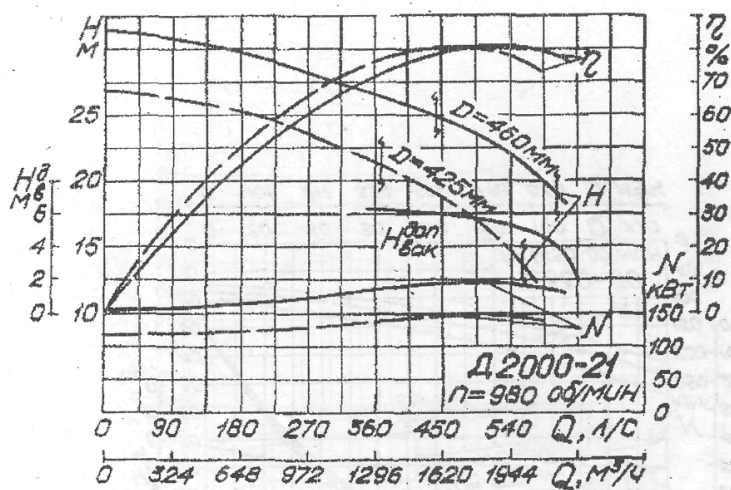


Рисунок 13. Характеристика насоса Д 2000-21

$$K_{\text{кр}} = \frac{100(H_0 - H_{\eta_{\max}})}{H_{\eta_{\max}}} = \frac{100(33 - 22)}{22} = 50\% .$$

Характеристика является крутой.

Задача № 10

Для условий предыдущей задачи определить максимальное допустимое значение обточи рабочего колеса Д 2000-21, $n=980$ об/мин, $D=460$ мм и построить новые характеристики при $D_{об}$.

Степень обточки рабочего колеса насоса зависит от коэффициента быстроходности.

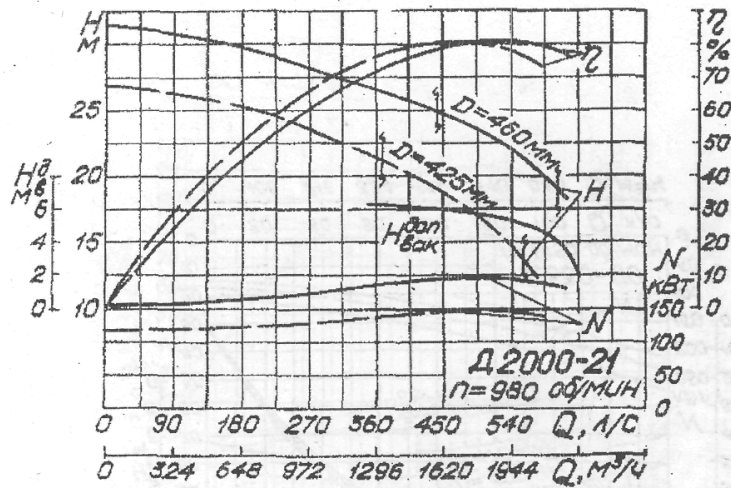


Рисунок 14. Характеристика насоса Д 2000-21

Определение коэффициента быстроходности насоса :

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Значение Q и H берем для оптимальной точки, т.е. для точки соответствующей максимальному коэффициенту полезного действия $Q=0,54$ m^3/s ; $H=23$ м.

Т.к. расчет ведем для насоса типа Д, то в формулу быстроходности насоса подставляем $Q/2$, тогда

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q/2}}{H^{3/4}} = \frac{3,65 \cdot 980 \cdot \sqrt{0.270}}{23^{3/4}} = \frac{1858,66}{23^{3/4}} = \frac{1858,66}{10,50} = 177 \text{ об/мин}$$

Т.к. $n_s=177$ об/мин, то допустимая степень обточки находится в интервале

10-15% от номинального диаметра рабочего колеса насоса ($n_s=120 \div 200$ об/мин – степень обточки 10-15 %).

Принимаем степень обточки 12%. Для колеса с быстроходностью до 200 об/мин расчет ведем по эмпирическим зависимостям

$$\frac{Q_{об}}{Q} = \frac{D_{об}}{D}; \quad \frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2; \quad \frac{N_{об}}{N} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^3;$$

где $Q_{об}$, $H_{об}$, $N_{об}$ -соответственно подача, напор и мощность обточенного колеса ведем следующим образом:

$Q-H, Q-N, Q-\Delta h$ произвольно берем ряд точек во всем диапазоне изменения параметра и записываем их координаты, затем по эмпирическим формулам пересчитываем параметры на новый обточенный диаметр:

$$D_{об} = D_n - \frac{D_n \cdot 12}{100} = 460 - \frac{460 \cdot 12}{100} \approx 405 \text{ мм}$$

Расчеты сводим в таблицу.

Номинальное колесо					Обточенное колесо				
$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$H, \text{м}$	$N, \text{кВт}$	$\eta, \%$	$H_{\text{доп.вак}}, \text{м}$	$Q_{об}, \text{м}^3/\text{с}$	$H_{об}, \text{м}$	$N_{об}, \text{кВт}$	$\eta_{об}, \%$	$H_{\text{доп.вак}}, \text{м}$
0	31,5	152	0		0	24,4	104	1,032	
0,09	31	153	23		0,079	24,0	104,3	0,795	
0,18	29,5	160	45		0,158	22,9	109,0	0,568	
0,270	28,0	175	60		0,297	21,7	119,0	0,413	
0,360	27,0	180	71	6,2	0,317	21,0	123,0	0,299	6,1
0,450	24,5	190	78	6,0	0,396	18,9	129,6	0,227	4,8
0,540	22,0	190	80	5,2	0,475	17,5	129,6	0,206	3,3
0,630	18,0	180	73	2,0	0,55	14,0	123,0	0,279	0,3

Таблица 7. Параметры насоса при обточке рабочего колеса

$$\frac{D_{об}}{D} = i = \frac{405}{460} = 0,88; \quad i^2 = 0,88^2 = 0,775; \quad i^3 = 0,88^3 = 0,682.$$

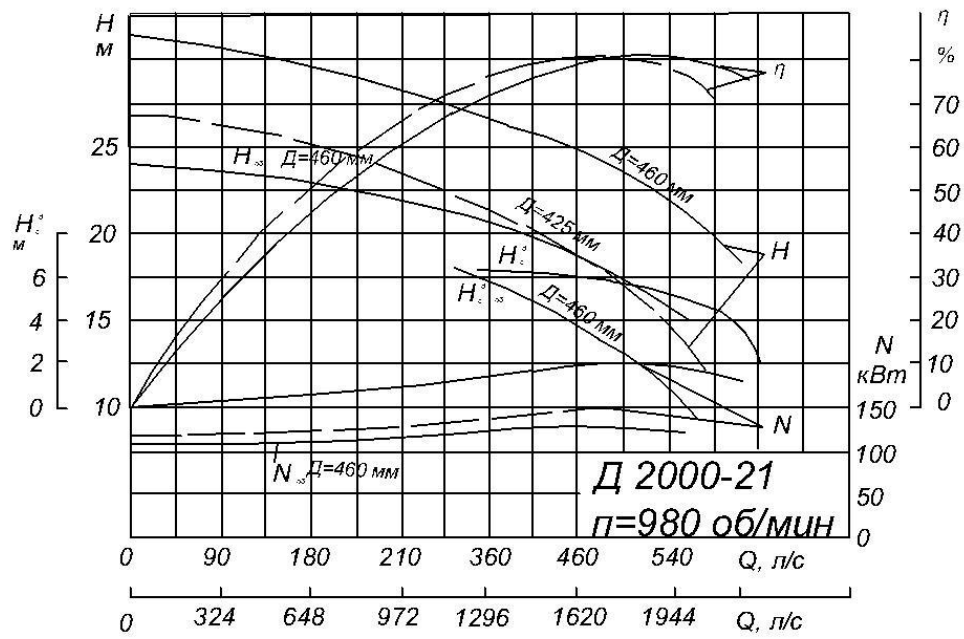


Рисунок 15. Новая характеристики при обточке рабочего колеса .