

1. Характеристики работы насосов
2. Неустойчивая работа насосов
3. Параллельная работа насосов
4. Последовательная работа насосов
5. Работа насосов на сеть трубопроводов
6. Особые условия работы насосов

1. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ НАСОСОВ

Характеристиками насосов называют графики зависимостей напора H , мощности N и КПД η от подачи Q при определенной частоте вращения ротора n насосного агрегата. Характеристики насосов строят по результатам их испытаний, проводимых в лабораторных условиях, на специальных стендах (см. § 10 настоящей главы).

Вследствие того что число лопастей насосов не может быть бесконечным, перекачиваемая жидкость не идеальна, а при их работе имеют место утечки ее и механические потери, разница между теоретическими и фактическими значениями Q , H , N может быть существенной.

Выражение для теоретического напора насоса при бесконечно большом числе лопастей рабочего колеса и подаче идеальной жидкости можно записать в следующем виде (см. § 1 главы 3):

$$H_{T\infty} = \frac{v_{2u}u_2 \cos \alpha_2 - v_{1u}u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{v_{2u}u_2 - v_{1u}u_1}{g}. \quad (4.1)$$

В большинстве случаев направление входа воды на лопасти рабочего колеса совпадает с направлением его радиуса, поэтому $\alpha_1 = 90^\circ$ и соответственно $v_{1u} = v_1 \cos \alpha_1 = 0$ и $H_{T\infty} = v_{2u}u_2/g$. В таком виде и будем рассматривать в дальнейшем основное уравнение центробежного насоса.

Из рисунка 3.5 очевидно, что скорость v_{2u} можно представить как разность $v_{2u} = u_2 - \omega_{2u}$ (ω_{2u} — проекция относительной скорости на направление окружной), а $\omega_{2u} = v_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$. Поскольку теоретическая подача насоса $Q_T = \pi D_2 b_2 v_{2m}$ (v_{2m} — проекция абсолютной скорости на радиус рабочего колеса), скорость

$$v_{2u} = u_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 Q_T / (\pi D_2 b), \quad (4.2)$$

где $\beta_2 = \beta_{2 \text{ лоп}}$.

Подставляя выражение (4.2) в основное уравнение центробежного насоса, получаем

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 Q_T}{g \pi D_2 b_2}. \quad (4.3)$$

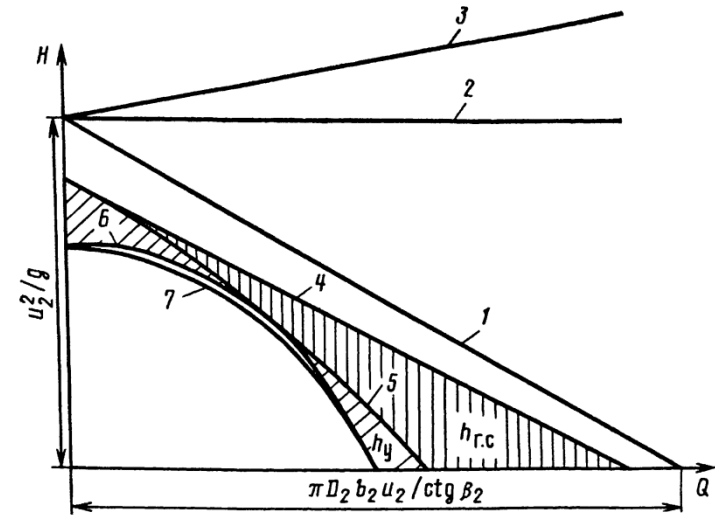


Рис. 4.1. Напорные характеристики центробежных насосов: 1 — $H_{T\infty} - Q_T$ при $\beta_2 < 90^\circ$; 2 — $H_{T\infty} - Q_T$ при $\beta_2 = 90^\circ$; 3 — $H_{T\infty} - Q_T$ при $\beta_2 > 90^\circ$; 4 — $H_T - Q_T$; 5 — $H_T - Q_T$ минус $h_{г.с}$ (потери напора на гидравлические сопротивления); 6 — $H_T - Q_T$ минус $h_{г.с}$ и h_y (потери напора на удар); 7 — $H - Q$

Поскольку u_2 и $\operatorname{ctg} \beta_2$ для рассматриваемого случая имеют постоянные значения, выражение (4.3) является уравнением прямой линии. Наклон линии $H_{T\infty} - Q_T$ (рис. 4.1) зависит от значений угла β_2 . При $\beta_2 < 90^\circ$ (что имеет место на практике) с увеличением подачи Q_T напор $H_{T\infty}$ уменьшается (линия 1). При $\beta_2 = 90^\circ$ значение $H_{T\infty}$ не зависит от значения Q_T (линия 2). При $\beta_2 > 90^\circ$ напор $H_{T\infty}$ возрастает с увеличением подачи Q_T (линия 3). Однако преобразование значительного скоростного напора в давление (при $\beta_2 > 90^\circ$) связано с его большими потерями.

При $\beta_2 < 90^\circ$ и $Q_T = 0$ теоретический напор $H_{T\infty} = u_2^2/g$. Значению $H_{T\infty} = 0$ соответствует теоретическая подача $Q_T = \pi D_2 b_2 u_2 / \operatorname{ctg} \beta_2$.

Для определения теоретического напора насоса при конечном числе лопастей некоторые авторы используют следующее выражение: $H_T = H_{T\infty} \chi$, где $\chi = 1/(1+p)$, $p = (H_{T\infty} - H_T)/H_T$. Однако, если считать коэффициент χ постоянным, то значение H_T , вычисленное по этому выражению, будет приближенным, так как при $H_T = 0$ значение Q_T будет таким же, что и при $H_T = 0$. В действительности прямая $H_T - Q$ (линия 4 на рис. 4.1) почти параллельна прямой $H_{T\infty} - Q_T$ (линия 1), то есть напор $H_T = 0$ соответствует меньшее, чем напор $H_{T\infty} = 0$, значение Q_T .

Фактически в насосе имеют место потери напора на гидрав-

лические сопротивления в рабочем колесе и корпусе насоса $h_{г.с.}$, включающие потери на трение $h_{г.ст.}$, местные сопротивления $h_{г.с.м.}$ и удар h_y (см. главу 3).

Потери напора на трение

$$h_{г.с.т.} = \lambda l_p v^2 / (4R \cdot 2g),$$

а потери напора на местные сопротивления

$$h_{г.с.м.} = \zeta v^2 / (2g),$$

где λ — коэффициент трения; l_p — рабочая длина канала рабочего колеса, м; R — гидравлический радиус сечения канала рабочего колеса, м; v — средняя скорость движения воды, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; ζ — коэффициент местного сопротивления.

Суммарные потери на гидравлические сопротивления

$$h_{г.с.} = \left(\lambda \frac{l_p}{4R} + \zeta \right) \frac{v^2}{2g} = S \omega^2 v^2 = S Q^2.$$

Характеристика 5 (см. рис. 4.1) вычерчена с учетом потерь $h_{г.с.}$, характеристика 6 — с учетом потерь $h_{г.с.}$ и h_y . Фактическая характеристика 7 несколько смещена влево, так как построена с учетом утечек воды из насоса.

Фактические характеристики $H-Q$ лопастных насосов могут иметь различную крутизну.

Крутизной характеристики принято называть отношение

$$K_{кр} = 100(H_0 - H_{\eta_{\max}}) / H_{\eta_{\max}}, \quad (4.4)$$

где H_0 — напор при подаче $Q=0$; $H_{\eta_{\max}}$ — напор при подаче, соответствующей максимальному КПД.

Характеристики крутизной $K_{кр} \approx 10\%$ называют пологими (линия 1 на рис. 4.2), крутизой $K_{кр} \approx 30\%$ — крутыми (линия 2). Если максимальное значение напора не соответствует значению $Q=0$, то характеристика будет с восходящей ветвью (линия 3). Крутизна характеристик $H-Q$ существенно зависит от быстроходности насосов n_s (рис. 4.3, а).

На форму кривых, определяющих зависимость теоретической (полезной) мощности, также влияет угол β_2 (рис. 4.4). При $\beta_2 \geq 90^\circ$ теоретическая мощность увеличивается с ростом подачи, а при $\beta_2 < 90^\circ$, то есть для существующих насосов, ее значение достигает максимума при некотором значении $Q < Q_{H_T, \infty=0}$. Чтобы из кривой N_T-Q_T получить линию, соответствующую потребляемой насосом мощности, необходимо учесть: мощности, затрачиваемые на гидравлические сопротивления $N_{г.с.}$, утечки N_y , механические потери $N_{мех}$ и образование вихрей при малых подачах N_T (на рециркуляцию). Зависимость этих мощностей от подачи насоса показана на рисунке 4.5.

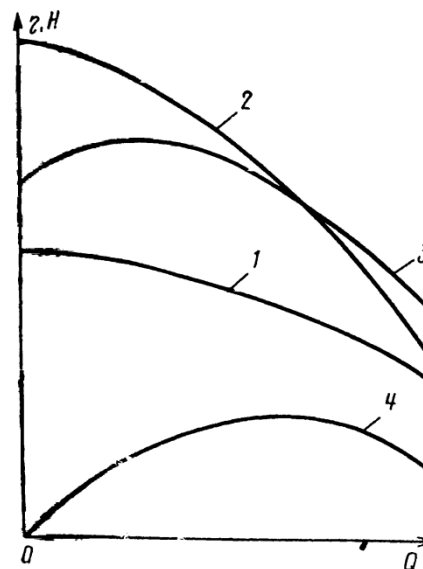


Рис. 4.2. Характеристики центробежных насосов:

1, 2, 3 — $H-Q$ соответственно пологая, крутая, с восходящей ветвью; 4 — $\eta-Q$

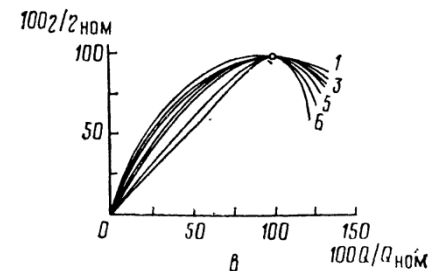
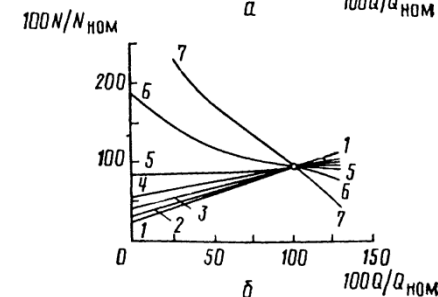
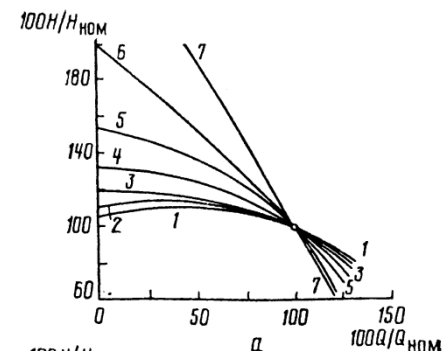


Рис. 4.3. Характеристики $H-Q$ (а), $N-Q$ (б) и $h-Q$ (в) лопастных насосов при различных значениях n_s : 1...7 — n_s соответственно равны 64, 106, 155, 212, 282, 402, 650

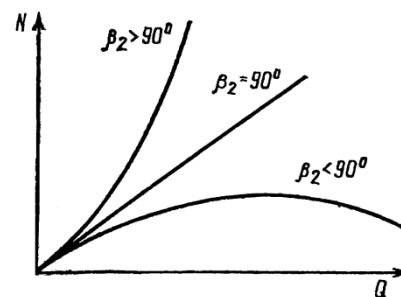


Рис. 4.4. Зависимость полезной мощности центробежных насосов от угла β_2

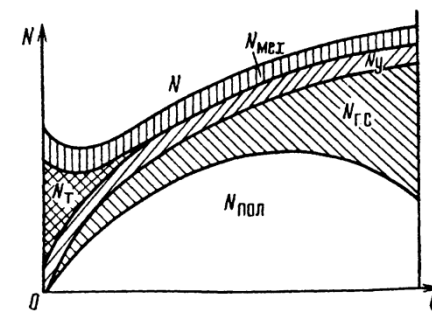


Рис. 4.5. Зависимость мощностей $N_{пол}$, $N_{г.с.}$, N_y , $N_{мех}$ и N_T центробежных насосов от подачи насоса

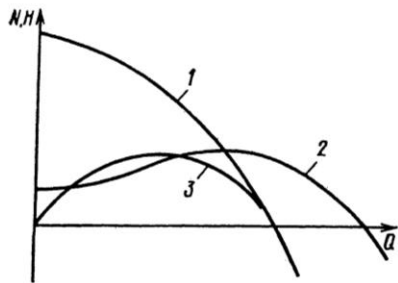


Рис. 4.6. Характеристики центробежных насосов:

1 — $H-Q$; 2 — $N-Q$; 3 — $\eta-Q$

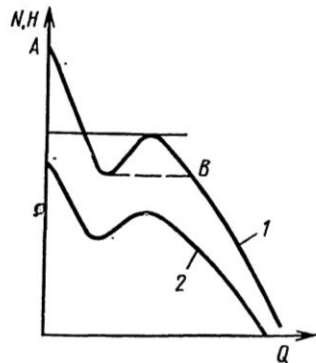


Рис. 4.7. Характеристики осевых насосов:

1 — $H-Q$; 2 — $N-Q$

Характеристики $N-Q$ лопастных насосов различаются между собой в большей степени, чем характеристики $H-Q$ (рис. 4.6). Вид характеристик $N-Q$ также зависит от быстроходности насосов n_s (рис. 4.5, б). Мощность центробежных насосов с небольшими значениями n_s увеличивается с возрастанием подачи более существенно, чем мощность более быстроходных насосов. Однако это заключение справедливо лишь при возрастании подачи до некоторого значения Q , при превышении которого мощность начинает уменьшаться (см. рис. 4.6). При $N=0$ центробежный насос работает как турбина с постоянной частотой вращения. Как видно из рисунка, значению $H=0$ еще соответствует значение $N>0$, и только при $H<0$ значение $N=0$. Мощность лопастных насосов с $n_s=300$ об/мин почти не зависит от подачи, а насосов с $n_s>300$ об/мин с увеличением подачи уменьшается.

Характеристики осевых насосов $H-Q$ и $N-Q$ в области малых подач имеют точки перегиба (рис. 4.7), то есть напор и мощность при увеличении Q вначале уменьшаются, затем возрастают и вновь уменьшаются. В области $A-B$ характеристики $H-Q$ насос работает неустойчиво, поэтому эту область называют нерабочей. Рабочую область характеристик определяют по значению КПД насоса. Как правило, она находится в интервале $0,9 \eta_{\max} \dots \eta_{\max}$. Характеристики насосов $\eta-Q$ также зависят от быстроходности n_s (рис. 4.3, в).

Подобрать насосы с параметрами, точно соответствующими заданной подаче Q и напору H , часто бывает невозможно. В таких случаях следует изменять их характеристики.

Один из способов изменения характеристик лопастных насосов — использование для их привода двигателей с другими ча-

стотами вращения (см. § 7 главы 3). Однако этот способ имеет много ограничений. Так, наиболее часто используемые для привода насосов электродвигатели переменного тока (синхронные и асинхронные) имеют стандартную частоту вращения. У синхронных двигателей частота $n_c = 60 f/p$, где f — частота питающей сети (герц), p — число пар полюсов. У асинхронных двигателей частота вращения несколько меньше вследствие скольжения, которое составляет 2...3% соответствующей синхронной частоты вращения. Кроме того, увеличение частоты вращения насоса вызывает соответствующее повышение давления в нем, на которое его корпус может быть не рассчитан, и ухудшение кавитационных свойств (увеличивается значение допустимого кавитационного запаса), а значительное уменьшение частоты вращения насоса существенно снижает эффективность его использования. Несмотря на это, часто для изменения характеристики насоса уменьшают его частоту вращения.

Характеристики центробежных насосов изменяют, уменьшая диаметр рабочего колеса: обтачивая лопасти. КПД насоса при обтачивании колеса немного уменьшается. Чем меньше значение n_s насоса, тем больше можно обточить его рабочее колесо.

Формулы пересчета характеристик насосов:

$$Q_{обт} = Q i_{обт}^{\kappa}; \quad H_{обт} = H i_{обт}^{2\kappa}; \quad N_{обт} = N i_{обт}^{3\kappa},$$

где $i_{обт} = D_{2\ обт}/D_2$; κ — коэффициент, значение которого для центробежных насосов с быстроходностью $n_s = 60 \dots 300$ об/мин принимают в пределах 1...1,5, $D_{2\ обт}$ — диаметр обточенного колеса.

Эффективность использования насоса при обточке рабочего колеса снижается, поскольку основные параметры его уменьшаются.

Универсальные характеристики центробежных насосов, имеющих различные частоты вращения, приведены на рисунке 4.8. Они построены в соответствии с законом подобия лопастных насосов. По ним легко определить наивыгоднейшие значения Q , H , η .

Характеристики осевых насосов можно изменить, уменьшая или увеличивая углы установки лопастей рабочего колеса. Универсальные характеристики этих насосов приведены на рисунке 4.9.

Характеристики конкретного лопастного насоса можно получить, пересчитав безразмерные характеристики насосов данного типа. Для построения этих характеристик используют следующие безразмерные параметры: $\bar{Q} = Q/(nD^3)$, $\bar{H} = gH/(n^2D^2)$, $\Delta\bar{h} = g\Delta h/(n^2D^2)$, полученные в соответствии с законами подобия насосов.

Безразмерные характеристики центробежных вертикальных

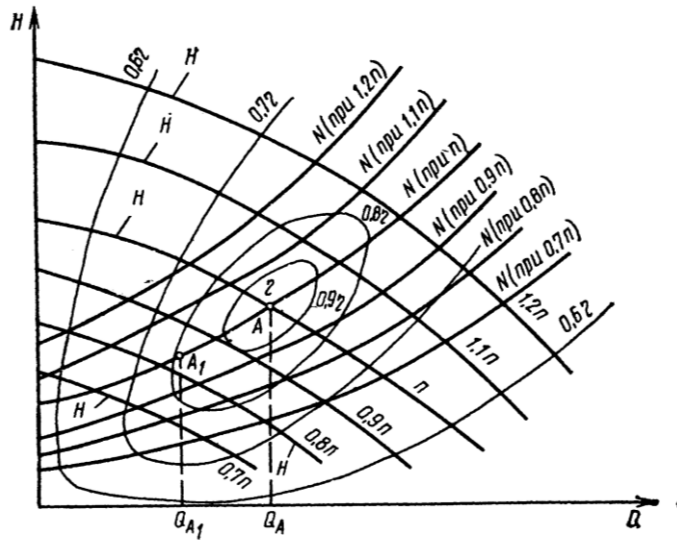


Рис. 4.8. Универсальные характеристики центробежных насосов

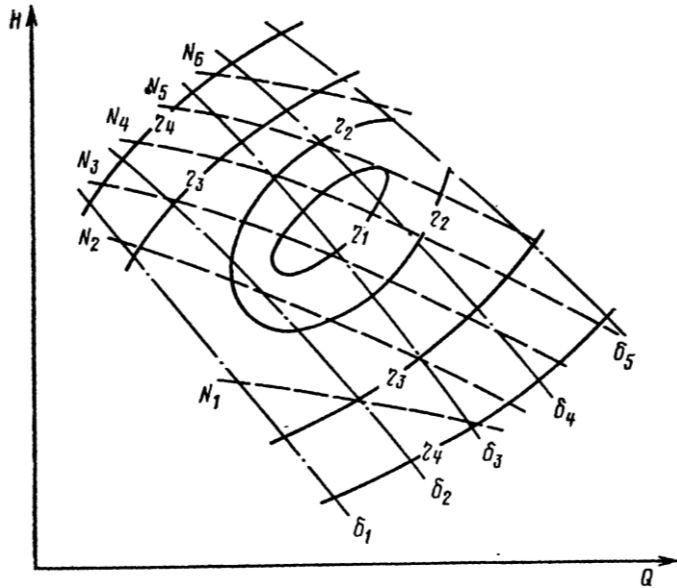


Рис. 4.9. Универсальные характеристики осевых насосов

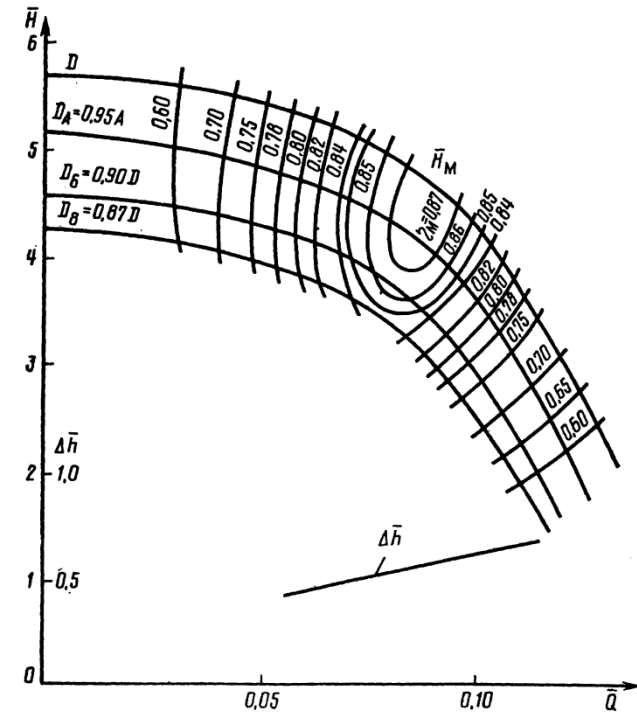


Рис. 4.10. Безразмерные характеристики центробежных насосов

насосов быстроходностью $n_s=120$ об/мин с нормальными колесами диаметрами D_2 и обточенными диаметрами $0,95 D_2$; $0,9 D_2$ и $0,87 D_2$ приведены на рисунке 4.10.

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСА С ТРУБОПРОВОДОМ. РАБОЧИЕ ТОЧКИ

Напорные характеристики $H-Q$ (см. рис. 4.4) представляют собой зависимость между подачей насоса и развиваемым им напором. Фактическую работу насоса определяет одна-единственная точка на них (исключение см. § 5 настоящей главы). Найдем положение этой точки вначале для наиболее простого случая: один насос подает воду по одиночному трубопроводу, диаметр которого по длине не меняется, без промежуточных отборов воды. В любом случае напор насоса затрачивается на подъем воды на определенную высоту H_r и на преодоление гидравлических сопротивлений трубопровода. Значение H_r может быть положительным, отрицательным и равным нулю.

Потери напора в трубопроводе состоят из потерь на трение по длине трубопроводов h_d и на преодоление местных гидравлических сопротивлений h_m : $h_\Sigma = h_d + h_m$. Потери h_d и h_m можно разделить на потери во всасывающем и напорном трубопроводе, то есть $h_\Sigma = h_{в,д} + h_{в,м} + h_{н,д} + h_{н,м}$. Общую высоту подъема воды H_r можно также разделить на геометрическую высоту всасывания $h_в$ и геометрическую высоту нагнетания $h_н$: $H_r = h_в + h_н$ (записывают с учетом знаков $h_в$ и $h_н$).

Потери напора на трение по длине трубопровода

$$h_d = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = A l v^2 (\pi d^2/4)^2,$$

где λ — коэффициент трения; l — длина трубопровода, м; d — внутренний диаметр трубопровода, м; v — средняя по сечению скорость движения жидкости, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; A — удельное сопротивление трубопровода, с²/м⁶.

Потери напора на местные гидравлические сопротивления

$$h_{т,м} = \Sigma \zeta v^2 / (2g),$$

где $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

Общие потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах

$$h_\Sigma = \left(\lambda_{в} \frac{l_{в}}{d_{в}} + \Sigma \zeta_{в} \right) \frac{v_{в}^2}{2g} + \left(\lambda_{н} \frac{l_{н}}{d_{н}} + \Sigma \zeta_{н} \right) \frac{v_{н}^2}{2g} = \frac{8}{\pi^2 g} \left(\frac{\lambda_{в} l_{в}}{d_{в}^5} + \frac{\Sigma \zeta_{в}}{d_{в}^4} + \frac{\lambda_{н} l_{н}}{d_{н}^5} + \frac{\Sigma \zeta_{н}}{d_{н}^4} \right) Q^2 = S Q^2, \quad (4.5)$$

где S — суммарное гидравлическое сопротивление.

Тогда напор насоса, необходимый для подъема воды на высоту H_r ,

$$H = H_r + S Q^2.$$

Кривую, описываемую этой формулой, называют характеристикой трубопровода, а точку ее пересечения с характеристикой насоса $H-Q$ — рабочей точкой. Характеристике 1 (рис. 4.11) соответствует $H_r > 0$, характеристике 2 — такое же значение H_r , но меньшее гидравлическое сопротивление, чем характеристике 1, характеристике 3 — такое же значение H_r , но меньшее гидравлическое сопротивление, чем характеристике 2, характеристике 4 — $H_r = 0$, и такое же гидравлическое сопротивление, как и характеристике 2, характеристике 5 — $H_r < 0$, и такое же гидравлическое сопротивление, как и характеристике 2. Очевидно, что при одном и том же значении H_r увеличение гидравлического сопротивления приводит к уменьшению подачи Q и возрастанию напора H насоса (кривые 1...3): $Q_3 > Q_2 > Q_1$; $H_3 < H_2 < H_1$, а уменьшение геометрического напора — к увеличению

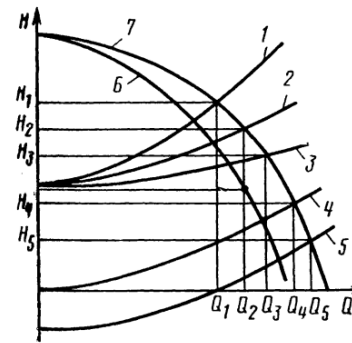


Рис. 4.11. Характеристики для определения рабочих точек насоса: 1...5 — $H_{тр}-Q$; 6 — H_r-Q ; 7 — $H-Q$

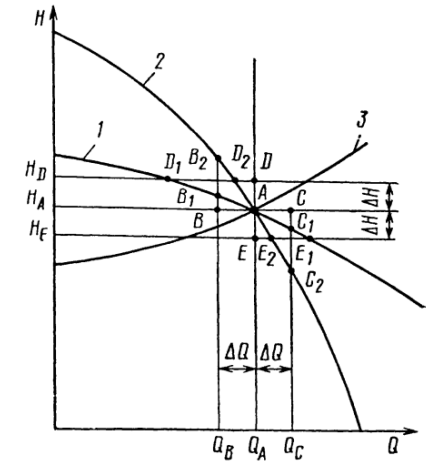


Рис. 4.12. Характеристики насосов (1, 2) и трубопровода (3)

подачи насоса и снижению напора (кривые 2, 4, 5): $Q_2 < Q_4 < Q_5$; $H_2 > H_4 > H_5$.

При различных значениях H_r для определения положения рабочих точек приходится строить характеристики трубопровода $H_{тр}-Q$ для каждого значения H_r . Графическое построение усложняется. Поэтому на практике в подобном случае обычно используют другой способ нахождения положения рабочих точек. Вычитая потери напора, соответствующие гидравлическому сопротивлению данного трубопровода $h_{т} = S Q^2$, из ординат характеристики $H-Q$ насоса, получают кривую H_r-Q . Подачу насоса для любого значения H_r находят для точки пересечения линии H_r , параллельной оси абсцисс, и кривой H_r-Q (линия б на рис. 4.11). Напор насоса $H = f(Q) = H_r + h_{т}$.

Рассмотрим, как влияет на совместную работу насосов и трубопроводов крутизна характеристик $H-Q$. На рисунке 4.12 приведены две характеристики $H-Q$ — пологая 1 и крутая 2 — и характеристика трубопровода 3. Рабочая точка A совпадает с точкой пересечения характеристик $H-Q$, то есть является общей для обоих насосов. Предположим, что нам необходимо изменить подачу насоса на ΔQ , то есть от Q_B до Q_C . Увеличение или уменьшение подачи в таких пределах на напор насоса с пологой характеристикой существенно не влияет ($B-B_1$ и $C-C_1$), а напор насоса с крутой характеристикой при этом будет изменяться значительно ($B-B_2$ и $C-C_2$). В данном случае предпочтительнее следует отдавать насосу с пологой характеристикой.

2. НЕУСТОЙЧИВАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Для нормальной эксплуатации насосов, насосных установок и напорных систем водоподачи в целом необходима их устойчивая работа, то есть после случайных возмущений режим работы должен восстанавливаться. Ранее уже было сказано, что у

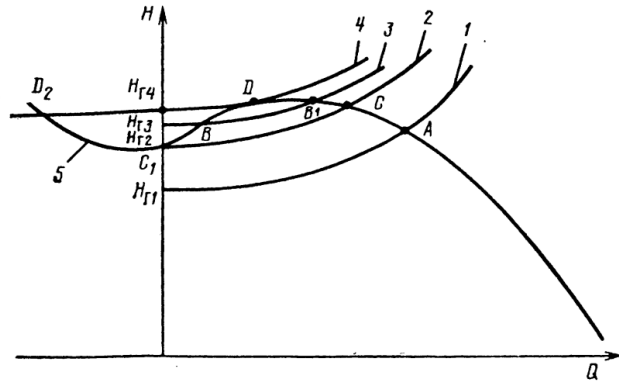


Рис. 4.14. Характеристики центробежного насоса при неустойчивой работе и трубопроводов:

1, 2, 3, 4 — соответственно $H_{тр1}-Q$, $H_{тр2}-Q$, $H_{тр3}-Q$, $H_{тр4}-Q$; 5 — $H-Q$

центробежных насосов с небольшой быстроходностью n_s максимальное значение напора может не соответствовать подаче, равной нулю, то есть характеристика $H-Q$ имеет восходящую ветвь (см. рис. 4.2, кривая 3). У осевых насосов в диапазоне малых подач напор H с увеличением Q вначале резко уменьшается, затем возрастает и снова начинает уменьшаться (см. рис. 4.7). Таким образом, в характеристиках $H-Q$ имеются области, в которых одному значению напора соответствуют два (центробежные насосы) и три (осевые насосы) значения подачи. Их называют *областями неустойчивой работы насосов*.

Рассмотрим случай, когда характеристикой трубопровода является кривая 1 (рис. 4.14), пересекающая характеристику центробежного насоса $H-Q$ в точке А. Эта характеристика соответствует $H_{Г1} < H_0$ (где H_0 — напор при $Q=0$). Случайное увеличение расхода воды в трубопроводе приводит к увеличению потерь напора в нем и напора в трубопроводе $H_{тр}$. Напор же насоса H при увеличении подачи уменьшается. Появляющаяся при этом разность напоров снижает расход воды и способствует возвращению режимной точки в исходную А. При случайном уменьшении расхода воды напор в трубопроводе уменьшается, а в насосе возрастает. Возникающая при этом разность напоров будет увеличивать расход воды и также способствовать возвращению режимной точки в исходную А.

Характеристика трубопровода 3 (см. рис. 4.14), соответствующая $H_{Г3} > H_0$, пересекает характеристику насоса $H-Q$ в точках В и В₁. Если рабочей точкой является В, то случайное увеличение расхода и напора воды в трубопроводе приведет к

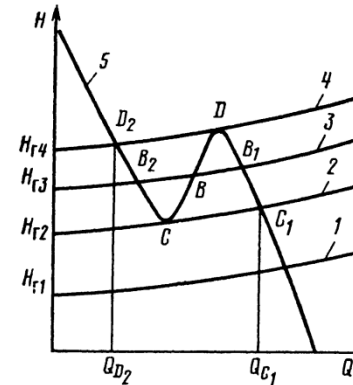


Рис. 4.15. Характеристики осевого насоса при неустойчивой работе и трубопроводов: 1, 2, 3, 4 — соответственно $H_{тр1}-Q$, $H_{тр2}-Q$, $H_{тр3}-Q$, $H_{тр4}-Q$; 5 — $H-Q$

еще большему возрастанию напора насоса. Созданный при этом перепад напоров вызовет еще большее увеличение расхода воды и смещение режимной точки из положения В в направлении точки В₁, то есть центробежный насос будет работать неустойчиво.

Рассмотрим случай неустойчивой работы осевого насоса. Устойчивую работу насоса, соответствующую характеристике трубопровода 1 (рис. 4.15), рассматривать нет надобности, так как режим ее аналогичен режиму работы центробежного насоса (см. рис. 4.14). Если рабочей точкой является В, то при случайном увеличении расхода и напора воды в трубопроводе напор насоса будет возрастать еще на большее значение. Созданный при этом перепад напоров вызовет еще большее увеличение расхода воды и смещение режимной точки из положения В в направлении точки В₁. При случайном уменьшении расхода и напора воды в трубопроводе напор насоса еще больше понизится. Возникший при этом перепад напоров приведет к еще большему уменьшению расхода воды и смещению режимной точки из положения В в направлении В₂.

Условие устойчивой работы насосов — $dH/dQ < dH_{тр}/dQ$, где $dH/(dQ)$ и $dH_{тр}/dQ$ — касательные к характеристикам насоса $H-Q$ и трубопровода $H_{тр}-Q$.

Неустойчивая работа насосов может привести к такому неблагоприятному для напорных систем водоподачи явлению, как помпаж, представляющему собой одну из форм автоколебаний. Рассмотрим вначале это явление для осевого насоса (см. рис. 4.15). Поскольку помпаж связан с изменениями уровня воды в резервуаре, будем считать, что значения $H_{Г}$ каждой характеристики трубопровода 1, 2, 3, 4 соответствуют определенному уровню воды в резервуаре, в который подается вода и из которого отбирается ее расход Q_c . Примем за рабочую вначале точку В. Тогда случайное увеличение расхода воды в трубопроводе вызовет соответствующее увеличение напоров в нем и в насосе и расхода воды $Q_{тр}$. При $Q_{тр} > Q_c$ уровень воды в резервуаре начнет повышаться. Так будет продолжаться до тех пор, пока характеристика трубопровода не превысит положение 4. Поскольку уровень воды в резервуаре продолжает расти, характеристика трубопровода поднимается, и режимная точка отры-

вается от характеристики насоса в точке D и перескакивает в точку D_2 , которой соответствует подача $Q < Q_C$. Уровень воды в резервуаре начинает понижаться и будет понижаться до тех пор, пока режимная точка не достигнет положения C . В точке C режим насоса вновь изменится, и режимная точка из положения C переместится в положение C_1 , соответствующее $Q > Q_C$, что снова вызовет повышение уровня воды в резервуаре и перемещение режимной точки из положения C_1 в положение D . После этого описанный процесс будет автоматически повторяться, то есть режимная точка будет непрерывно перемещаться по замкнутой кривой $D-D_2-C-C_1-D$, уровень воды в резервуаре — изменяться от $H_{Г2}$ до $H_{Г4}$, а подача — от Q_{D_2} до Q_{C_1} .

Несколько по-иному будет происходить помпаж при подаче воды центробежным насосом. Рассмотрим часть характеристики $H-Q$ (см. рис. 4.14) для $Q < 0$ (2-й квадрант полных характеристик насоса, см. § 9 настоящей главы), которая соответствует движению воды через насос в обратном направлении при вращении ротора в прямом. Будем считать, что значения H_T каждой характеристики трубопровода соответствуют определённому уровню воды в резервуаре, в который подается и из которого отбирается вода. Пусть рабочая точка находится вначале в положении B . При случайном увеличении расхода воды в трубопроводе и соответствующем ему увеличении напора насоса возрастает еще на большее значение, что приводит к дальнейшему увеличению расхода и повышению уровня воды в резервуаре. Режимная точка смещается вправо. Когда характеристика трубопровода достигнет точки D , режим работы насоса изменится, и режимная точка переместится в положение D_2 . Вода начнет двигаться через насос в обратном направлении, уровень воды в резервуаре будет понижаться, а режимная точка из положения D_2 переместится в положение C_1 . После этого подача воды снова станет положительной, уровень воды в резервуаре вновь начнет повышаться, режимная точка из положения C_1 переместится в положение B , а описанный процесс будет автоматически повторяться, то есть режимная точка будет перемещаться по замкнутой кривой $B-D-D_2-C_1-B$, подача насоса — изменяться от Q_{D_2} до Q_{B_1} , а уровень воды в резервуаре — от $H_{Г2}$ до $H_{Г4}$.

3. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Параллельной работой насосов называют подачу воды несколькими насосами в один или несколько параллельно соединенных трубопроводов. Необходимость параллельной работы насосов вызывается тем, что по графикам водопотребления требуется подавать в разные периоды года и суток расходы воды, значительно отличающиеся друг от друга. В этих случаях пода-

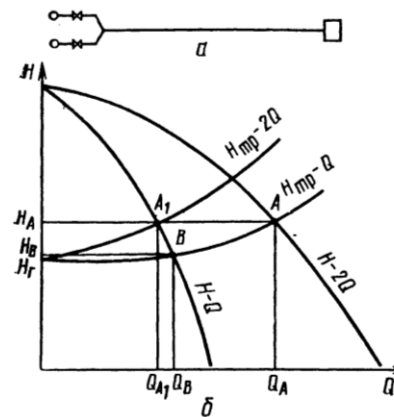


Рис. 4.16. Схема соединения (а) и суммарная характеристика (б) двух параллельно работающих насосов с идентичными характеристиками

чу воды насосной станцией регулируют ступенчато (или дискретно) изменением числа параллельно работающих насосов.

Рассмотрим вначале наиболее простой случай параллельной работы двух насосов, имеющих идентичные характеристики, на один трубопровод (рис. 4.16, а). Поскольку длина соединительных линий невелика и их гидравлическими сопротивлениями можно пренебречь, потери напора в этих линиях учитывать не будем. Тогда можно принять напоры, развиваемые обоими насосами, равными между собой и равными напору в точке соединения напорных линий, то есть $H_1 = H_2 = H$, а расход воды в трубопроводе — равным сумме равных подач насосов, то есть $Q_{тр} = Q_1 + Q_2 = 2Q$. Для получения суммарной характеристики работающих насосов (рис. 4.16, б) подачу одного из них надо увеличивать в 2 раза.

Таким же образом графически можно получить суммарную характеристику и большего числа параллельно работающих насосов, имеющих идентичные характеристики. Расход воды в трубопроводе будет равен подаче одного из насосов, умноженной на их число.

В действительности суммарная подача двух параллельно работающих на один трубопровод насосов Q_{II} будет меньше, чем удвоенная подача одного из них Q_I , поскольку с увеличением расхода воды возрастают потери напора в трубопроводе. Практически суммарная подача двух параллельно работающих на трубопровод насосов $Q_{II} = (1,7 \dots 1,8) Q_I$.

Параллельное соединение более трех насосов предусматривать нежелательно, поскольку это приводит к ощутимому снижению подачи каждого насоса.

Поскольку при описанном выше способе построения суммарной характеристики график получается вытянутым в направлении оси Q (см. рис. 4.16, б), на практике часто применяют другой способ построения суммарной характеристики параллельно работающих на один трубопровод насосов.

Масштаб графика по оси Q уменьшают в число раз, равное числу параллельно работающих на один трубопровод насосов, и, не изменяя кривую $H-Q$, перестраивают характе-

рис. 4.17. Схема соединения (а) и суммарная характеристика (б) двух параллельно работающих насосов с различными характеристиками

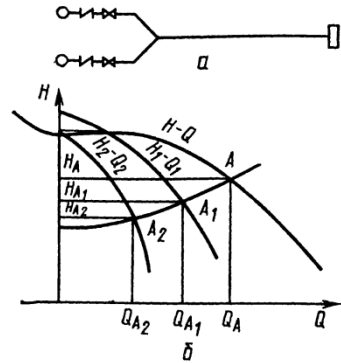
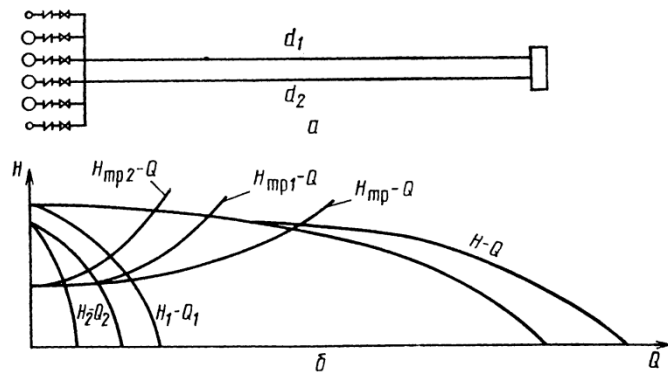


рис. 4.18. Схема соединения (а) и суммарная характеристика (б) параллельно работающих насосов, подающих воду в два трубопровода диаметрами d_1 и d_2



ристку трубопровода следующим образом. Оставляя без изменений значение H_T , увеличивают потери напора в трубопроводе. Так как скорость движения воды в нем обычно относительно большая, зависимость между потерями напора и расходом можно принять квадратичной. Поэтому новые потери напора в трубопроводе можно получить умножением прежних потерь на число параллельно работающих насосов в квадрате. Значения напора и подачи при этом способе построения суммарной характеристики получают такие же, что и при описанном выше (см. точки А и A_1 на рис. 4.16, б).

Рассмотрим теперь случай параллельной работы двух насосов с различными характеристиками $H-Q$ (рис. 4.17, а). Примем, как и в предыдущем случае, $H_1 = H_2 = H$. Так как напоры, развиваемые насосами, будут равны, то общая подача их $Q = Q_1 + Q_2$. Суммарную характеристику насосов (рис. 4.17, б) получают, складывая подачи каждого насоса для одинаковых значений напоров. Поскольку напор второго насоса при $Q =$ меньше напора первого, то при малых подачах суммарная ха-

рактеристика является характеристикой первого насоса. На напорной линии второго насоса в этом случае следует предусмотреть обратный клапан, тарель которого при $H_1 > H_2$ будет закрываться и препятствовать обратному движению воды через второй насос. При отсутствии обратного клапана на напорной линии второго насоса и $H_1 > H_2$ часть воды от первого насоса поступала бы не в напорный трубопровод, а двигалась бы в обратном направлении через второй насос, что недопустимо.

В действительности суммарная подача воды двумя параллельно работающими насосами с различными характеристиками меньше, чем сумма подач насосов при их индивидуальной работе на трубопровод: $Q_A < Q_{A_1} + Q_{A_2}$.

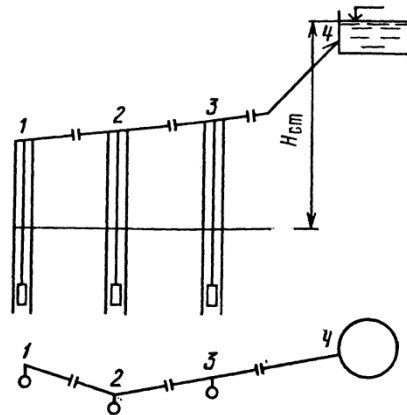
На практике параллельную работу насосов с различными характеристиками используют для лучшего покрытия графика водопотребления. Насосы с меньшей подачей, составляющей, как правило, 1/3... 1/5 подачи большого насоса, называют при этом *разменными*.

Воду параллельно работающими насосами можно подавать и в несколько параллельно соединенных напорных трубопроводов различных диаметров (рис. 4.18, а). Суммарная характеристика параллельно работающих насосов и трубопроводов приведена на рисунке 4.18, б. В этом случае наиболее удобно вначале построить две суммарные характеристики параллельно работающих насосов с одинаковыми характеристиками. Затем строят суммарную характеристику насосов.

Для того, чтобы построить суммарную характеристику двух параллельно работающих трубопроводов, вначале строят отдельно характеристики каждого трубопровода, причем значение H_T принимают общим для обеих характеристик. Поскольку потери напора и соответственно напоры в двух параллельно работающих трубопроводах равны, суммарную характеристику их получают, складывая расходы воды для одинаковых значений H . Можно, не выполняя графических построений, вначале определить эквивалентное гидравлическое сопротивление $S_{экр}$ двух параллельно работающих трубопроводов. Потери напора в обоих трубопроводах $h = S_{экр} Q^2_{сум} = S_1 Q_1^2 = S_2 Q_2^2$ (S_1 и S_2 — гидравлические сопротивления первого и второго параллельно работающих трубопроводов). С учетом $Q_{сум} = Q_1 + Q_2$, $S_{экр} = S_1 S_2 / (\sqrt{S_1} + \sqrt{S_2})^2$. Тогда $H_{тр} = H_T + S_{экр} Q^2$. По этому выражению и строят суммарную характеристику трубопроводов.

Рассмотрим случай, когда длины напорных линий параллельно работающих насосов относительно велики и различны. Пример подачи воды тремя погружными насосами из скважин дан на рисунке 4.19. В этом случае, кроме потерь напора в напорных трубопроводах, необходимо также учитывать

Рис. 4.19. Схема подачи воды в резервуар тремя погружными насосами:
1, 2, 3 — номер насоса; 4 — резервуар



снижение уровня воды в скважине от статического до динамического, которое можно считать зависящим от расхода. Характеристика $H-Q$ погружного насоса с учетом снижения уровня воды в скважине и потерь напора приведена на рисунке 4.20, а суммарная характеристика трех параллельно работающих насосов — на рисунке 4.21. Кривая 1 представляет собой характеристику $H-Q$ насоса с учетом снижения уровня в скважине, кривая 1' — характеристику насоса 1 с учетом потерь напора на участке 1—2, кривая 2 — суммарную характеристику насоса 1 и 2 относительно точки 2, кривая 2' — суммарную характеристику насосов 1 и 2 с учетом потерь напора на участке 2—3, кривая 3 — суммарную характеристику трех насосов относительно точки 3, кривая 3' — суммарную характеристику трех насосов с учетом потерь напора на участке 3—4. По построенным характеристикам можно определить подачу воды каждым насосом и развиваемые напоры. Линия, проведенная на высоте $H_{ст}$, соответствующей разности уровней воды в резервуаре и статического в скважине, параллельно оси Q , пересекает характеристику 3' в точке A' , определяющей суммарную по-

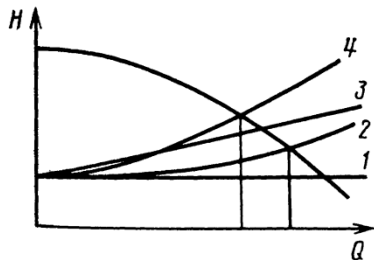


Рис. 4.20. Характеристика $H-Q$ погружного насоса с учетом снижения уровня воды в скважине и потерь напора:

1, 3 — линии статического и динамического уровней; 2, 4 — характеристики трубопровода без учета снижения и с учетом снижения уровня в скважине

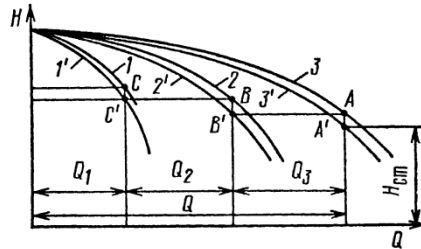


Рис. 4.21. Суммарная характеристика трех параллельно работающих погружных насосов

дачу воды тремя насосами Q и напор насоса 3, равный $H_{ст} + A'A$ ($A'A$ — потери напора на участке 3—4). Линия, проведенная на высоте $H_{ст} + A'A$ параллельно оси Q , пересекает характеристику 2' в точке B' . Этой точке соответствует суммарная подача насосов 1 и 2 и напор насоса 2, равный $H_{ст} + A'A + B'B$ ($B'B$ — потери напора в трубопроводе 2—3). Подача насоса 3 $Q_3 = Q - Q_1 - Q_2$. Линия, проведенная на высоте $H_{ст} + A'A + B'B$ параллельно оси Q , пересекает характеристику 1' в точке C' , определяющей подачу насоса 1 Q_1 и напор этого насоса, равный $H_{ст} + A'A + B'B + C'C$ ($C'C$ — потери напора на участке 1—2). Подача насоса 2 $Q_2 = Q - Q_1 - Q_3$.

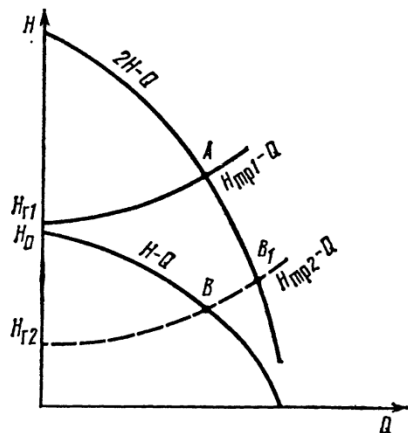
4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Последовательной называют такую работу насосов, при которой вода от первого (по направлению движения) насоса поступает по напорному трубопроводу во всасывающий патрубок второго. Последовательное соединение насосов используют для увеличения напора воды в системе водоподачи.

Обычно в пределах одной насосной станции последовательно соединяют не более двух насосов. Рассмотрим их работу. Условия работы: равенство подач последовательно работающих насосов $Q_1 = Q_2 = Q$ и равенство общего напора, развиваемого двумя насосами, сумме их напоров за вычетом потерь напора в соединительной линии между ними $H = H_1 + H_2 - h_{т}$. В пределах одной насосной станции соединительную линию (напорная линия первого насоса) обычно выполняют короткой, поэтому потерями напора в ней можно пренебречь. Тогда $H_{сум} = H_1 + H_2$. Суммарную характеристику двух последовательно работающих насосов с одинаковыми характеристиками строят, удваивая для одинаковых значений подач напор одного из насосов.

Построение суммарной характеристики двух последовательно работающих насосов с одинаковыми характеристиками и построение двух характеристик трубопроводов с одинаковым гидравлическим сопротивлением, но разными значениями $H_{т}$ приведены на рисунке 4.22. Характеристике $H_{тп1}-Q$ соответствует геодезическая высота подъема воды $H_{г1}$. При подаче $Q=0$ $H_{г1}$ будет больше напора одного насоса, то есть воду в трубопровод с такой характеристикой одним насосом подать невозможно. Вода поступит в этот трубопровод при последовательном соединении двух насосов с одинаковыми характеристиками. Характеристике $H_{тп2}-Q$ соответствует геодезическая высота подъема воды $H_{г2}$. При $Q=0$ $H_{г1}$ будет меньше напора одного насоса, то есть в трубопровод с такой характеристикой можно подать воду и одним насосом. Подсоединять к нему другой насос нет необходимости.

Рис. 4.22. Суммарная характеристика двух последовательно работающих насосов с идентичными характеристиками



Рассмотрим случай последовательного соединения двух насосов с различными характеристиками. Такое соединение обычно бывает необходимо тогда, когда второй насос, создающий основную часть напора, работает с большой частотой вращения и требуется создание подпора на входе в него. Как правило, на насосных станциях устанавливают несколько пар последовательно работающих насосов (рис. 4.23, а). Пары соединяют между собой параллельно. Таким образом, фактически имеет место последовательно-параллельное соединение насосов. Суммарную характеристику всех работающих насосов (рис. 4.23, б) получают, складывая суммарные характеристики всех пар последовательно работающих насосов. Точки A_1 , A_2 и A_3 пересечения характеристики трубопровода с характеристиками насосов определяют подачи воды одной, двумя и тремя парами насосов. Ха-

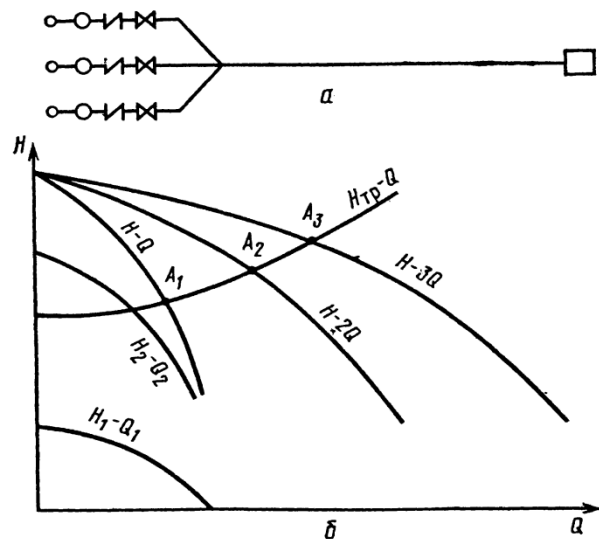


Рис. 4.23. Схема соединения (а) и суммарные характеристики (б) трех параллельно соединенных последовательно работающих насосов

рактеристика $H-Q_{Тр}$ также пересекает H_2-Q_2 , но это пересечение считать рабочей точкой нельзя, поскольку, как указывалось, второй насос нуждается в подпоре на входе и при отсутствии первого насоса в нем возникнет кавитация, которая приведет к значительному снижению характеристики H_2-Q_2 или к полному срыву работы второго насоса (прекращению подачи).

В случаях, когда геодезическая высота подъема воды значительна или протяженность напорных трубопроводов очень велика, соединительные линии между последовательно соединенными насосами имеют большую протяженность. Поэтому говорить здесь уже нужно не о последовательной работе насосов, а о последовательной работе насосных станций. Соединять последовательно можно любое число насосных станций.

Рассмотрим вначале работу двух последовательно соединенных насосных станций при значительной геодезической высоте подъема воды (рис. 4.24, а). Характеристики насосов на обеих станциях идентичны, поэтому $H_1=H_2=H$ и $2H=H_Г+h_{Т1}+h_{Т2}$, где $h_{Т1}$, $h_{Т2}$ — потери напора в соединительном трубопроводе и водоводе второй насосной станции.

При непредусмотренных увеличениях расхода воды в трубопроводах, приводящих к возрастанию в них потерь напора, может недопустимо снизиться давление на входе в насосы второй станции. Чтобы предотвратить это, непосредственно перед ней устанавливают водонапорную колонну. При случайных кратковременных увеличениях расхода часть воды из колонны будет поступать в трубопровод и давление на входе в насосы повысится, и, наоборот, при уменьшении расхода часть воды из трубопровода будет идти в колонну, понижая давление в нем.

Суммарная характеристика двух последовательно работающих насосных станций приведена на рисунке 4.24, б. Используя

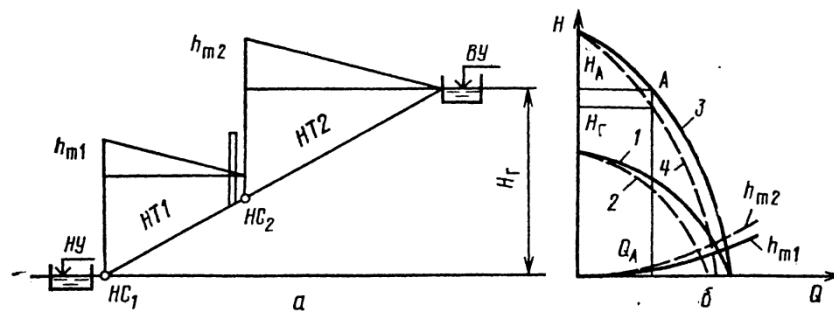


Рис. 4.24. Схема соединения (а) и суммарные характеристики (б) двух последовательно работающих насосных станций при значительной геодезической высоте подъема воды $H_Г$:

1, 2 — характеристики насоса $H-Q$ и $H-Q$ минус потери напора $h_{Т1}$; 3 — суммарная характеристика; 4 — суммарная характеристика минус потери напора

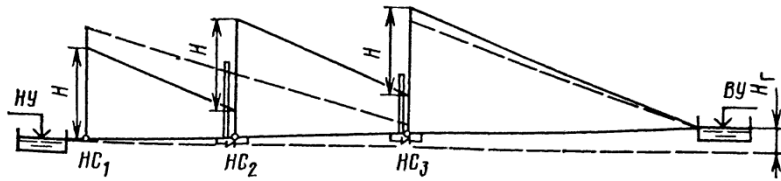


Рис. 4.25. Схема последовательного соединения трех насосных станций при значительной протяженности напорных трубопроводов

характеристику 4, можно легко определять подачу и напор для любой геодезической высоты подъема. Например, значению H_r соответствует рабочая точка А, подача насосов D_A и общий напор H_A .

Рассмотрим теперь работу трех последовательно соединенных насосных станций (рис. 4.25). Их геодезическая высота подъема незначительна, и напоры, развиваемые ими, в основном затрачиваются на преодоление гидравлических сопротивлений, на трение по длине трубопроводов. В конце напорных трубопроводов первой и второй насосных станций установлены водонапорные колонны. Частичную подачу воды по трубопроводам в случае аварийного отключения второй или третьей насосной станции обеспечивают обводные линии, оборудованные обратными клапанами, тарелки которых при нормальном режиме работы закрыты. Их диаметр равен диаметру напорного трубопровода. Когда напор во всасывающем трубопроводе отключившейся станции становится больше напора в напорном, обратный клапан открывается, и вода начинает поступать в обводную линию. Расход воды в трубопроводе несколько снижается, а напоры насосов неотключенных станций повышаются.

5. РАБОТА НАСОСОВ НА СЕТЬ ТРУБОПРОВОДОВ

К сетям будем относить системы трубопроводов, имеющие хотя бы одну точку разветвления, включая и место установки насоса.

Схема трубопроводной сети, состоящей из двух трубопроводов различной протяженности, подающих воду в резервуары с различными отметками уровня воды, приведена на рисунке 4.26. Начало характеристики трубопровода 1 (рис. 4.27) соответствует значению H_{r1} , а характеристики трубопровода 2 — H_{r2} . Суммарную характеристику трубопроводов получают сложением расходов Q_1 и Q_2 по каждому трубопроводу для одинаковых значений напора H . Суммарная характеристика трубопроводов пересекает характеристику $H-Q$ в точке А. Эта точка является рабочей для насоса. По трубопроводу 1 будет проходить расход воды

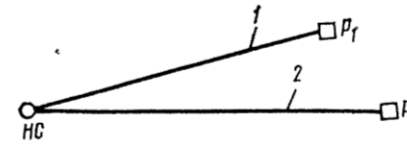


Рис. 4.26. Схема подачи воды насосом в два резервуара с различными отметками уровня воды

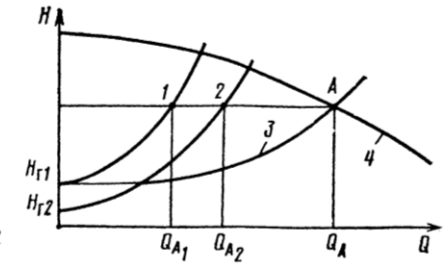


Рис. 4.27. Характеристики для определения рабочей точки насоса: 1 — $H_{r1}-Q$; 2 — $H_{r2}-Q$; 3 — H_c-Q ; 4 — $H-Q$

Q_{A1} , а по трубопроводу 2 — расход Q_{A2} . Сумма этих расходов равна Q_A .

Схема трубопроводной сети, подающей воду к водоразборным устройствам (точки С и D), приведена на рисунке 4.28.

Отметка Z_B точки В, в которой разветвляется сеть, равна отметке уровня воды в приемном резервуаре в точке А. Отметки точек С и D выше отметки точки В, причем $Z_D > Z_C$. Суммарную характеристику трубопроводов ВС и BD получают сложением расходов воды, проходящих через них при одинаковых значениях напоров, а суммарную характеристику всей сети — сложением ординат суммарной характеристики этих трубопроводов и характеристики трубопровода АВ (рис. 4.29). Характеристика 3 пересекает характеристику 6 в точке А. Эта точка

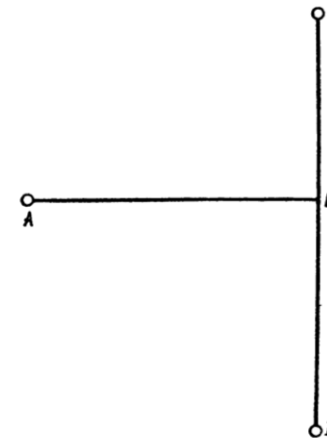


Рис. 4.28. Схема подачи воды к двум водоразборным устройствам

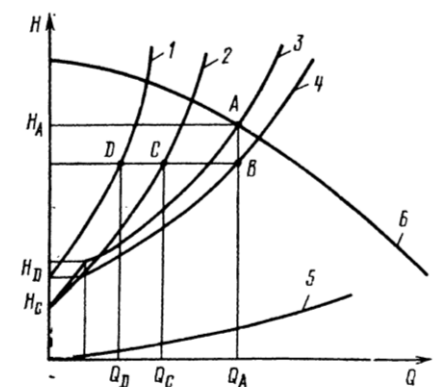
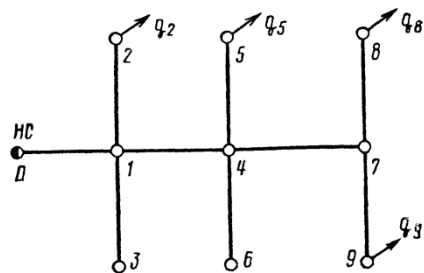


Рис. 4.29. Характеристики для определения рабочей точки насоса: 1, 2, 5 — трубопроводов соответственно ВD, ВС и АВ; 3 — сети; 4 — суммарная трубопроводов ВС и CD; 6 — насоса

Рис. 4.30. Схема разветвленной трубопроводной сети



является рабочей для насоса. Напор в точке B H_B меньше напора в точке A H_A на AB , а расходы воды по линиям $B-C$ и $B-D$ соответственно равны Q_C и Q_D , причем $Q_C + Q_D = Q_A$. Поскольку принято, что напор, развиваемый насосом при подаче воды в точки C и D , затрачивается на подъем воды на высоты H_C и H_D и потери напора в трубопроводах до этих точек, то давление за этими точками будет равно нулю, то есть вода будет изливаться в атмосферу.

Таким образом, расходы воды в точках C и D (см. рис. 4.29) зависят от высотного расположения точек водоразбора и гидравлических сопротивлений трубопроводов, включая сопротивление водоразборных устройств. Поэтому практически регулировать их можно только запорной арматурой водоразборных устройств, то есть изменяя значения гидравлических сопротивлений. Чтобы не усложнять способ построения суммарной характеристики трубопроводов, подающих воду к водоразборным устройствам, обычно принимают расходы воды в узлах трубопроводной сети фиксированными, не зависящими от давления. Тогда подача воды насосами (насосной станцией) будет равна сумме расходов воды во всех узлах. Безусловно, это справедливо лишь в тех случаях, когда во всех узлах сети давление равно или превышает необходимое для нормального водоразбора. Излишки напора будут гаситься регулирующей арматурой водоразборных устройств.

Схема разветвленной трубопроводной сети с заданными фиксированными расходами воды в четырех узлах (2, 5, 8, 9) приведена на рисунке 4.30. Подача насосной станции, расположенной в узле 0, равна $q_2 + q_5 + q_8 + q_9$. Необходимый напор насосов определяют как сумму геодезической высоты подъема воды H_T , потерь напора и свободного напора для диктующей (обычно наиболее удаленной или наиболее высокой) точки сети. Если диктующей является точка 9, то необходимый напор

$$H = H_{r9} + h_{св9} + S_{0-1}(q_2 + q_5 + q_8 + q_9)^2 + S_{1-4}(q_5 + q_8 + q_9)^2 + S_{4-7}(q_8 + q_9)^2 + S_{7-9}q_9^2, \quad (4.7)$$

где H_{r9} — геодезическая высота подъема воды для точки 9, м; $h_{св9}$ — необходимый свободный напор в точке 9, м; S_{0-1} , S_{1-4} , S_{4-7} , S_{7-9} — гидравлические сопротивления трубопроводов 0—1, 1—4, 4—7, 7—9, $c^2/м^5$.

Давление в точке 9 точно равно требуемому только при показанном (см. рис. 4.30) сочетании водоразборов. В других случаях, например при водоразборах в точках 2, 3, 5, 9, давление в точке 9 будет превышать требуемое. Поэтому работу насосов, подающих воду в сеть трубопроводов, нужно регулировать.

6. ОСОБЫЕ УСЛОВИЯ РАБОТЫ НАСОСОВ

Нормальные условия работы насоса соответствуют положению режимных точек в рабочем интервале напорной характеристики $H-Q$. Любые отклонения режимных точек от этого положения можно считать особыми условиями работы насоса.

В особые условия работы насос попадает наиболее часто при отключениях и пусках насосных агрегатов на станциях.

Отключение насоса при предварительном закрытии запорной арматуры на напорной линии. До отключения насосный агрегат работает с постоянной (или очень мало изменяющейся) частотой вращения, то есть момент его сопротивления M_n равен моменту M_d , развиваемому двигателем. При неравенстве этих моментов частота вращения насоса будет изменяться в соответствии со следующей зависимостью:

$$I d\omega / dt = M_d - M_n, \quad (4.8)$$

где I — момент инерции ротора насосного агрегата; ω — угловая скорость вращения.

Точка A пересечения характеристик $H-Q$ и трубопровода $H_{тр}-Q$ (рис. 4.31) является рабочей для насоса. При закрытии запорного устройства на напорной линии режимная точка постепенно переместится в положение A' , соответствующее суммарному гидравлическому сопротивлению трубопровода и запорного устройства, затем в положение A'' . При полностью закрытом запорном устройстве и нормальной частоте вращения ротора режимная точка займет положение A''' . После отключения насоса частота вращения ротора постепенно уменьшается, поскольку момент, развиваемый двигателем, становится равным нулю, и режимная точка перемещается в начало координат ($H=0$ и $n=0$).

Отключение насоса при открытой запорной арматуре и обратном клапане на напорной линии. Частота вращения насоса, подача и напор уменьшаются и в результате этого изменяются скорости движения воды и напор в трубопроводе. Таким образом, отключение насоса является причиной возникновения переходного процесса во всей напорной системе водоподачи. Если на напорной линии насоса установлен обратный клапан, то после его закрытия переходные процессы в насосном агрегате и

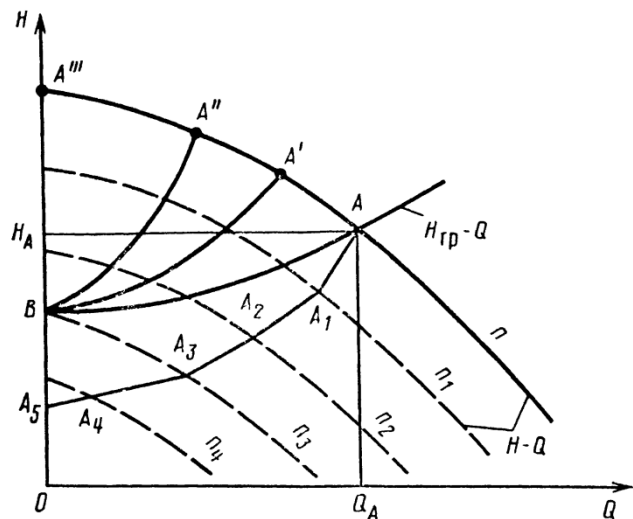


Рис. 4.31. Схема для определения режимных точек при отключении и пуске насоса

напорном трубопроводе можно рассматривать отдельно. Причем после закрытия тарели клапана в трубопроводе может значительно повыситься давление и возникнуть гидравлический удар. Характеристики насоса для каждого момента времени после его отключения соответствуют уменьшающимся частотам вращения ротора (см. рис. 4.31). Режимная точка A насоса постепенно перемещается в положение A_1 , затем в положение A_2 и т. д. При подаче воды, равной нулю (точка A_5), тарель обратного клапана на напорной линии закроется, насос отключится от трубопровода и режимная точка из положения A переместится в начало координат, соответствующее $H=0$, так же как и в случае отключения насоса при предварительном закрытии запорной арматуры. Прекращение движения воды в начале трубопровода может привести к значительному повышению давления в нем и гидравлическому удару.

Отключение насоса, когда обратных клапанов на напорных линиях нет, запорная арматура полностью открыта или не установлена. До момента изменения направления движения воды в начале напорного трубопровода переходный процесс будет протекать так же, как и при установке обратного клапана. Потом вода начинает двигаться через насос в обратном направлении с все увеличивающейся скоростью, что приводит к остановке ротора насосного агрегата, а затем реверсивному (в обратном направлении) вращению его (рис. 4.32). С увеличением реверсивной частоты вращения скорость движения потока воды замедляется, поскольку возрастает гидравлическое

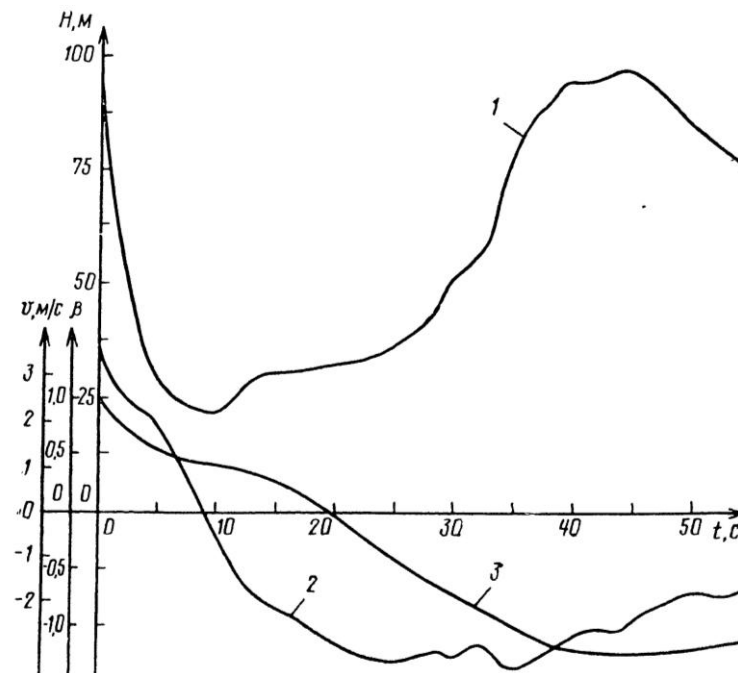


Рис. 4.32. Графики изменений напора насоса (1), скорости движения воды в начале трубопровода (2) и относительной частоты вращения ротора (3) в случае отключения вертикального центробежного насоса при открытой запорной арматуре на напорной линии

сопротивление насоса, и, как следствие этого, давление в напорном трубопроводе повышается. Причем максимальное давление будет приблизительно соответствовать наибольшей реверсивной частоте вращения. Чтобы насос длительное время не работал как турбина с постоянной частотой вращения, обычно предусматривают автоматическое отключение напорных трубопроводов от водовыпускных сооружений при возникновении в них обратного движения воды. Вода через насос сбрасывается одновременно с опорожнением напорного трубопровода при постепенном уменьшающихся частоте вращения ротора и напоре.

Диаграмма работы. Изучим по диаграмме (рис. 4.33) работу лопастного насоса, график изменения параметров которого показан на рисунке 4.32. При нормальном режиме работы насоса $Q > 0$, $n > 0$, $H > 0$, $M > 0$. В таком режиме продолжает работать отключенный насос, поскольку при $M > 0$ частота вращения n уменьшается до тех пор, пока направление движения потока воды не изменится, то есть значение Q станет меньше нуля (остальные параметры остаются положительными). Насос начинает работать во втором тормозном режиме. Частота вра-

щения его ротора продолжает уменьшаться. Этот режим после изменения направления вращения ротора сменяется вторым турбинным, при котором $Q < 0, n < 0, H > 0, M > 0$. Реверсивная частота вращения ротора увеличивается. Затем насос некоторое время работает в третьем тормозном режиме, при котором $n < 0, Q < 0, H > 0, M < 0$, то есть частота вращения ротора увеличивается (реверсивная частота уменьшается).

На диаграмме (см. рис. 4.33) показаны еще четыре режима работы насоса: первый тормозной, первый турбинный, четвертый тормозной, второй насосный. Рассмотрим их.

В первом тормозном режиме ($n > 0, Q > 0, M > 0, H < 0$) могут работать непродолжительное время после отключения малоинерционные насосы, имеющие отрицательные высоты всасывания, при значительных скоростях движения воды в напорных трубопроводах. После отключения частоты их вращения и соответственно напоры уменьшаются быстро, а скорости движения воды в трубопроводах остаются еще относительно большими, поэтому напоры на выходе насосов становятся меньше, чем на входе.

В первом турбинном режиме ($Q > 0, n > 0, H < 0, M < 0$) может работать после отключения второй (по направлению движения воды) из двух последовательно соединенных насосов. Напор, развиваемый первым насосом, если он не отключился, обуславливает появление разницы в давлениях на входе и выходе и некоторое увеличение частоты вращения второго насоса.

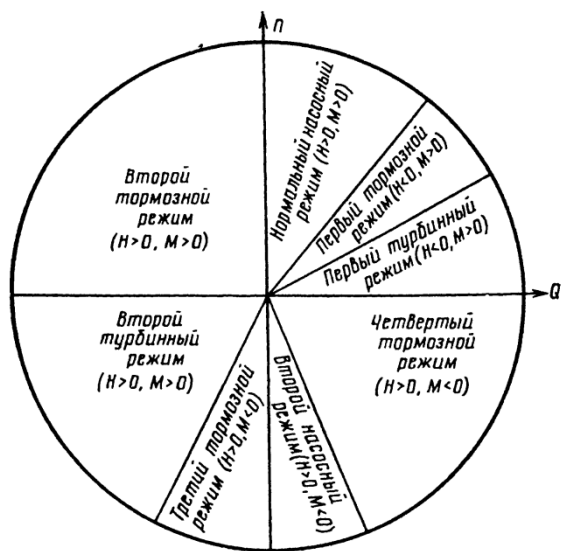


Рис. 4.33. Диаграмма работы лопастного насоса в различных режимах

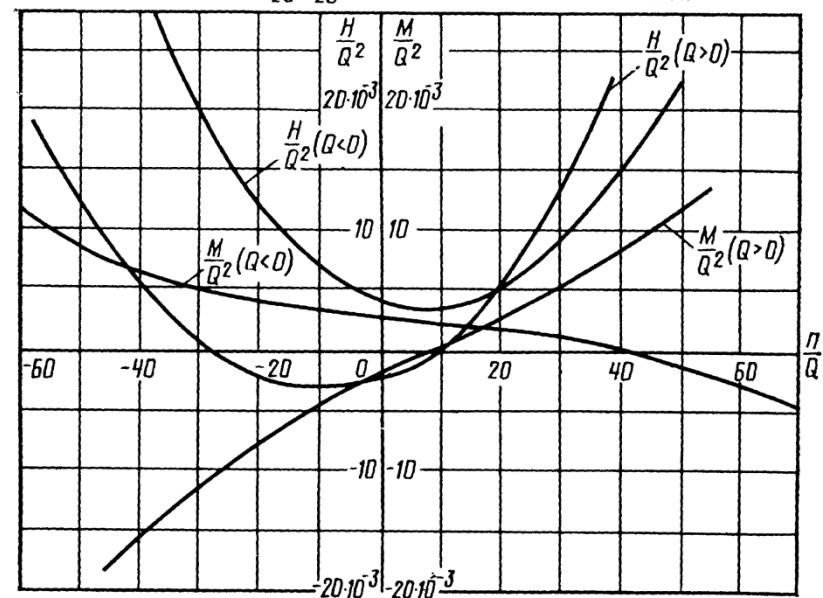
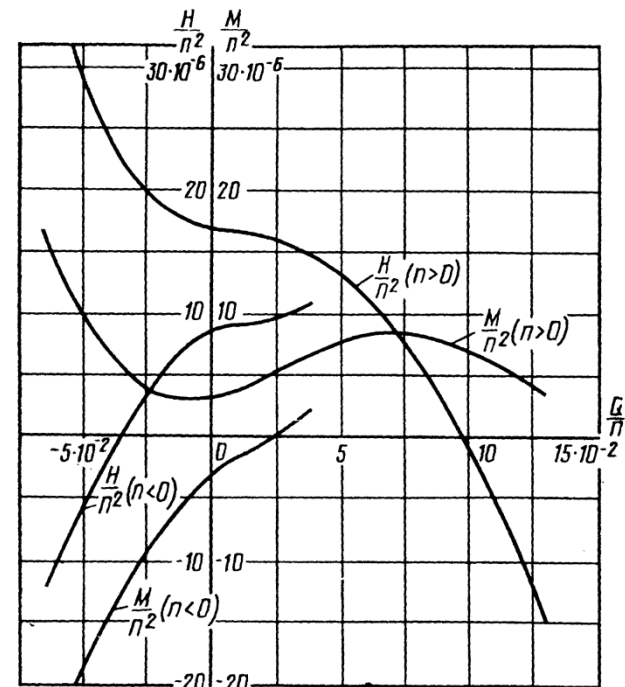


Рис. 4.34. Четырехквadrантные характеристики вертикального центробежного насоса 1200 В-63/63 (52В-17) (данные ВНИИГидромаш)

Практически такой режим насоса маловероятен, так как при отключении одного из последовательно работающих насосов предусматривается автоматическое отключение другого.

Во втором насосном ($Q > 0, n < 0, H > 0, M < 0$) и четвертом тормозном ($Q > 0, n < 0, H < 0, M < 0$) режимах насосы могут работать лишь при принудительном вращении роторов в противоположном направлении, что на практике не встречается.

Четырехквadrантные характеристики. Для определения режимных точек при сбросе воды обычных характеристик насосов, приводимых в каталогах, то есть для $Q > 0$ и $n > 0$, недостаточно, поскольку в этот период $Q < 0$ и $n < 0$. Характеристики насоса, учитывающие все возможные режимы его работы, называют четырехквadrантными. Их можно построить в различных координатах. Но для того, чтобы четырехквadrантные характеристики насосов можно было использовать при любой частоте вращения ротора, их строят в относительных координатах (рис. 4.34). Характеристики, построенные в координатах $H/n^2 - Q/n$ и $M/n^2 - Q/n$, называют основными, а в координатах $H/Q^2 - n/Q$ и $M/Q^2 - n/Q$ — вспомогательными, поскольку их применяют лишь при малых значениях n .

При нормальном режиме после отключения насоса, график изменения параметров которого показан на рисунке 4.32, режимная точка находится на характеристике $H/n^2 - Q/n$ (см. рис. 4.34, $n > 0$, 1-й квадрант, то есть $Q/n > 0$). При уменьшении частоты вращения и одновременном снижении подачи Q она перемещается по этой характеристике влево и при $Q = 0$ займет положение, соответствующее $Q/n = 0$. При $Q < 0$ режимная точка переместится во 2-й квадрант. С уменьшением частоты вращения абсолютное значение Q/n возрастает, поэтому далее положение режимной точки определяют по характеристике $H/Q^2 - n/Q$ ($Q < 0$, 2-й квадрант, $n/Q < 0$). При $n = 0$, то есть при остановке ротора, режимная точка займет положение, соответствующее $n/Q = 0$. С появлением реверсивного вращения ротора значение n/Q становится положительным, и режимная точка перемещается по характеристике $H/Q^2 - n/Q$ в 1-й квадрант. Реверсивная частота вращения ротора увеличивается до тех пор, пока момент сопротивления насоса M_n положителен. Поэтому наибольшей реверсивной частоте вращения соответствует значение $M_n = 0$. При изменении знака момента M значения M/n^2 и M/Q^2 будут находиться в пределах 4-го квадранта, и реверсивная частота вращения ротора начнет уменьшаться.

Аналогично будет перемещаться по четырехквadrантным характеристикам и режимная точка как при одновременном отключении нескольких насосов, параллельно работающих на трубопровод, так и при отключении одного из них. Только в первом случае вода будет сбрасываться через все насосы, а во втором — через один отключенный.

Иногда, чтобы ограничить расход воды через насосы, ее сбрасывают по обводным линиям к обратным клапанам или через специальные обратные клапаны с регулируемым закрытием. Это приводит к максимальному повышению давления в трубопроводе еще до образования реверсивного вращения роторов насосных агрегатов.

При пуске насоса до момента, когда он начнет работать нормально, его частота вращения, подача и напор изменяются от нуля до значений, соответствующих данному режиму работы. Момент, развиваемый двигателем при пуске насосного агрегата, должен превышать момент сопротивления насоса, иначе в соответствии с уравнением (4.8) частота вращения ротора не будет увеличиваться.

Для привода лопастных насосов в основном используют трехфазные электродвигатели переменного тока — асинхронные (рис. 4.35) и синхронные. Обычно момент, развиваемый асинхронным электродвигателем, задают как функцию скольжения $S = (n_c - n_a) / n_c$ (n_c — соответствующая частота вращения синхронного электродвигателя). При пуске насоса $S = 1$. По мере увеличения частоты вращения и уменьшения значения S момент, развиваемый электродвигателем, увеличивается. Максимальное значение этого момента и соответствующее ему значение S называют критическими. При нормальном режиме работы асинхронного электродвигателя $S = 2 \dots 3\%$, то есть частота его вращения составляет 97...98% соответствующей частоты вращения синхронного электродвигателя.

Пуск центробежного насоса при закрытой запорной арматуре на напорной линии. Вследствие того что момент, развиваемый электродвигателем, больше момента сопротивления насоса,

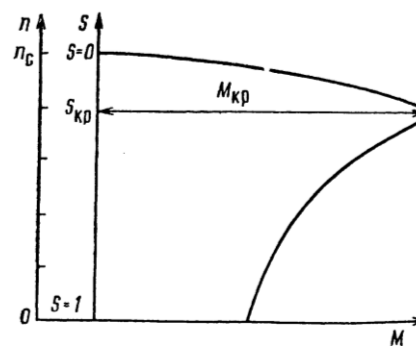


Рис. 4.35. Механическая характеристика асинхронного электродвигателя

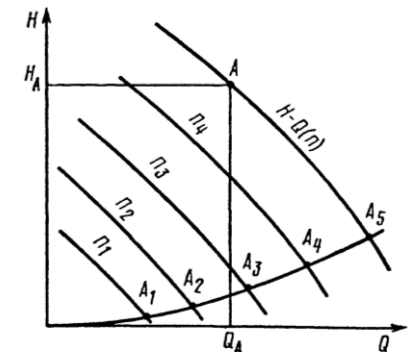


Рис. 4.36. Схема перемещения режимной точки A на характеристиках осевого насоса, соответствующих различным частотам вращения ротора

частота вращения ротора и напор насоса будут увеличиваться, то есть режимная точка переместится из начала координат вверх до положения A_3 (см. рис. 4.31). Потом при открытии запорной арматуры режимная точка займет положение A_2 , затем A_1 и при полностью открытой арматуре A .

Пуск центробежного насоса при открытой запорной арматуре на напорной линии. Рассмотрим случай, когда напорный трубопровод заполнен водой. В этих условиях насос начинает работать так же, как и при закрытой запорной арматуре на напорной линии (см. рис. 4.31). Затем, когда его напор превысит статический, соответствующий ординате OB и частоте вращения n_3 , тарель обратного клапана откроется и в напорной линии начнется движение воды. При расчете режима пуска насоса это необходимо учитывать.

Пуск центробежного насоса при опорожненном напорном трубопроводе. К такому пуску приходится прибегать при первоначальном заполнении этого трубопровода водой. В начале пуска запорная арматура на напорной линии закрыта. После того как насосный агрегат набрал номинальную частоту вращения, ее постепенно открывают таким образом, чтобы подача и мощность насоса не превысили номинальные значения. Режим открытия арматуры устанавливают на основании расчетов переходных режимов, учитывающих неустановившееся движение воды в трубопроводе.

Пуск осевого насоса. Осуществляют только при опорожненном напорном трубопроводе (запорная арматура на напорной линии отсутствует). В противном случае момент, развиваемый электродвигателем, оказался бы меньше момента сопротивления насоса, и ротор насосного агрегата не смог бы набрать необходимую для его нормальной работы частоту вращения. Статический напор насоса вначале равен нулю, поэтому вода в трубопровод начинает поступать почти одновременно с включением двигателя. При частоте вращения ротора насосного агрегата n_1 (рис. 4.36) режимная точка перемещается из начала координат в положение A_1 . Часть напорного трубопровода (весьма незначительная) при этом заполнена водой, поэтому напор насоса равен H_{A_1} , а подача — Q_{A_1} . При частоте вращения ротора режимная точка занимает положение A_2 , соответствующее напору H_{A_2} и подаче Q_{A_2} и т. д. По мере увеличения частоты вращения ротора и заполнения трубопровода водой напор насоса увеличивается, а подача уменьшается. Причем при номинальной частоте вращения n трубопровод не будет полностью заполнен водой. При полностью заполненном водой трубопроводе режимная точка переместится в положение A , то есть в положение рабочей точки при нормальном режиме работы насоса. Таким образом, очевидно, что при пуске осевого насоса

мощность, потребляемая им, будет все время меньше номинальной.

Синхронный электродвигатель в большинстве случаев пускают в асинхронном режиме. Поэтому процесс его пуска вначале протекает так же, как и процесс пуска асинхронного электродвигателя. Когда частота вращения электродвигателя становится подсинхронной ($\approx 0,95$ номинальной — синхронной), включается ток возбуждения и электродвигатель начинает работать с синхронной частотой вращения, то есть его скольжение будет равно нулю.