

НАСОСНЫЕ И ВОЗДУХОДУВНЫЕ СТАНЦИИ

1. НАСОСЫ

1.1. Основные понятия и определения

Насосы – гидравлические машины, предназначенные для перемещения жидкостей под напором. Преобразуя механическую энергию приводного двигателя в энергию движущейся жидкости, насосы поднимают жидкость на определенную высоту, подают ее на необходимое расстояние в горизонтальной плоскости или заставляют циркулировать в какой-либо замкнутой системе. Насос в любом случае гидравлическая машина, преобразующая энергию приводного двигателя в потенциальную энергию давления и кинетическую энергию движущейся жидкости.

Насосный агрегат – насос и двигатель, соединенные при помощи передаточного механизма.

Насосная установка – полностью смонтированный комплект двигателя, передачи насоса с всасывающими и напорными трубопроводами, служащими для подвода перекачиваемой жидкости из приемного резервуара к насосу и ее отвода.

Насосная станция – сложный комплекс насосных установок, устройств и сооружений, обеспечивающих в совокупности бесперебойную подачу воды (отведения сточной жидкости) в соответствии с запросом потребителей.

1.2. Основные параметры насосов

Насосы с точки зрения потребителя характеризуются тремя величинами: **производительностью, напором и мощностью**.

Соотношение между полезной гидравлической энергией и подведенной механической энергией определяется **коэффициентом полезного действия (КПД)**, который характеризует совершенство насоса.

Производительность насоса – количество (объем или вес) жидкости, подаваемой в единицу времени.

Размерность объемной производительности (Q) выражается в $м^3/ч$, $м^3/с$, $л/с$.

Весовая производительность (G) связана с объемной (Q) соотношением:

$$G = \rho Q$$

где ρ – объемный вес жидкости (для чистой воды $\rho \approx 1000 \text{ кг/м}^3$).

$1 \text{ м}^3/ч = 1000 \text{ л/ч}; 3,6 \text{ м}^3/ч = 1 \text{ л/с}$

Для измерения расхода служат расходомеры различных конструкций и принципа действия (механические, вихревые, ультразвуковые, электромагнитные и др.).

Напор (Н) – приращение удельной энергии перекачиваемой жидкости на участке от входа в насос до выхода из него или разность между удельными энергиями жидкости на выходе и входе в насос.

Напор (давление) выражается в метрах водяного столба (*м*), атмосферах (*атм*), барах (*бар*), килограмм-сила на квадратный сантиметр (*кгс/см²*) или мегапаскалях (*МПа*).

$$10 \text{ м} = 1 \text{ кгс/см}^2 \text{ (1 техническая атм)} \approx 1 \text{ атм} \approx 1 \text{ бар} \approx 0,1 \text{ МПа}$$

$$1 \text{ бар} = 100000 \text{ Па (0,1 МПа)} \approx 10,2 \text{ м}$$

$$1 \text{ атм} = 101325 \text{ Па} = 1,01325 \text{ бар}$$

За рубежом распространены единицы psi (фунт-сила на квадратный дюйм):

$$1 \text{ psi} \approx 0,7 \text{ м} \approx 0,07 \text{ атм}; \quad 1 \text{ атм} \approx 14,7 \text{ psi}$$

Измерение напора (давления) выполняется с помощью манометров, дифманометров, вакуумметров, датчиков давления.

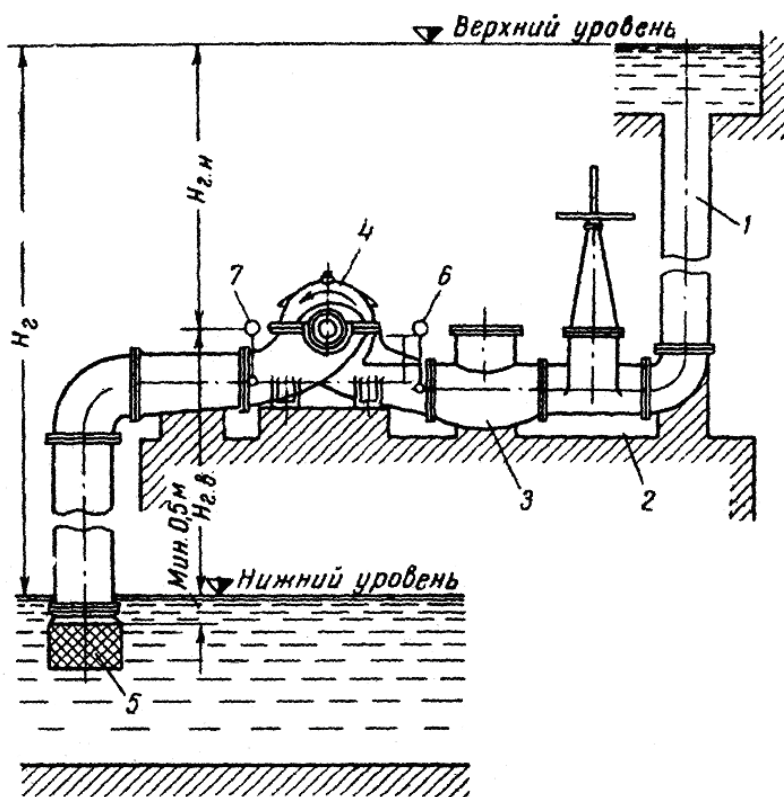


Рис. 1.1. Схема установки центробежного насоса:

1 – напорный трубопровод; 2 – задвижка; 3 – обратный клапан; 4 – насос; 5 – приемный клапан; 6 – манометр; 7 – вакуумметр; $H_{г.н.}$ – геометрическая высота нагнетания; $H_{г.в.}$ – геометрическая высота всасывания; $H_{г}$ – геометрическая высота подъема

На рис. 1.1 приведены схемы установки насоса, которая позволяет определять напор насоса.

Напор насоса представляет собой сумму статической (геометрической) высоты подъема и гидравлических потерь, возникающих при движении перекачиваемой жидкости по системе всасывающего и напорного трубопровода от нижнего уровня воды до верхнего.

Геометрическая высота подъема представляет собой разницу отметок верхнего и нижнего уровней воды.

Уровни воды, а, следовательно, и статический напор входят в число исходных данных для проектирования насосной установки. Суммарные гидравлические потери для заданной подачи насоса определяются расчетом с учетом конструктивных особенностей: (диаметр, протяженность, материал, оборудование и других) всасывающего и напорного трубопроводов.

Полный напор насоса определяется по формуле:

$$H_{нас} = H_{Г} + h_{вс} + h_{нап}$$

где

$H_{нас}$ – напор насоса, м;

$H_{Г}$ – геометрическая высота подъема, м;

$h_{вс}$ – потери напора во всасывающих коммуникациях, м;

$h_{нап}$ – потери напора в напорных коммуникациях, м.

Геометрическая высота подъема насоса складывается из геометрической высоты всасывания ($H_{Г.в.}$) и геометрической высоты нагнетания ($H_{Г.н.}$).

$H_{Г.в.}$ – разность отметок уровня воды в источнике и центра колеса.

$H_{Г.н.}$ – разность отметок верхнего уровня воды (напр., в резервуаре) и центра колеса.

Мощность насоса и его коэффициент полезного действия.

Полезная мощность насоса (N_n) равна

$$N_n = \rho g Q H,$$

где

Q – подача насоса, м³/с;

H – напор насоса, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с².

Потребляемая мощность (N) больше полезной мощности на величину всех потерь мощности в насосе. Эти потери оцениваются полным КПД насоса (η), который равен отношению полезной мощности насоса к потребляемой:

$$\eta = \frac{N_n}{N}$$

Потребляемая насосом мощность будет равна:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}$$

1.3. Классификация насосов

Конструктивное разнообразие насосов чрезвычайно велико, поэтому классификация насосов по их назначению весьма затруднительна. Более логична классификация, основанная на различиях в принципе действия. С этой точки зрения все насосы разделяются на два вида: динамические и объемные. Классификация насосов приведена на рис. 1.2.



В динамических насосах жидкость движется под силовым воздействием в камере постоянного объема, сообщающейся с подводными и отводящими устройствами. В зависимости от вида силового воздействия на жидкость, динамические насосы, в свою очередь, делятся на лопастные и трения.

Объемные насосы работают по принципу вытеснения жидкости из камеры за счет уменьшения ее объема. Периодическое изменение объема камеры про-

исходит за счет возвратно-поступательного или вращательного движения рабочего органа насоса.

Особое внимание нами будет уделено рассмотрению центробежным насосам, так как они составляют абсолютное большинство эксплуатируемых насосов в системах водоснабжения и водоотведения.

1.4. Схема устройства и принцип действия центробежных насосов

Основным рабочим органом центробежного насоса, один из возможных вариантов которого схематично изображен на рис. 1.3, является свободно вращающееся внутри корпуса колесо, насаженное на вал. Рабочее колесо (рис. 1.4) состоит из двух дисков, переднего и заднего, отстоящих на некотором расстоянии друг от друга. Между дисками, соединяя их в единую конструкцию, находятся лопасти, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренняя поверхность дисков и поверхности лопастей образуют так называемые межлопастные каналы колеса, которые при работе насоса заполнены перекачиваемой жидкостью.

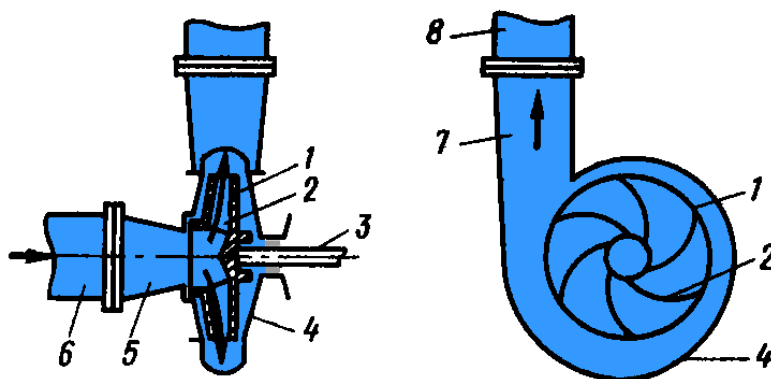


Рис.1.3. Центробежный насос:

а – продольный разрез; *б* – поперечный;

1 – рабочее колесо; *2* – лопасти рабочего колеса; *3* – вал; *4* – корпус; *5* – всасывающий патрубок; *6* – всасывающий трубопровод; *7* – напорный патрубок; *8* – напорный трубопровод

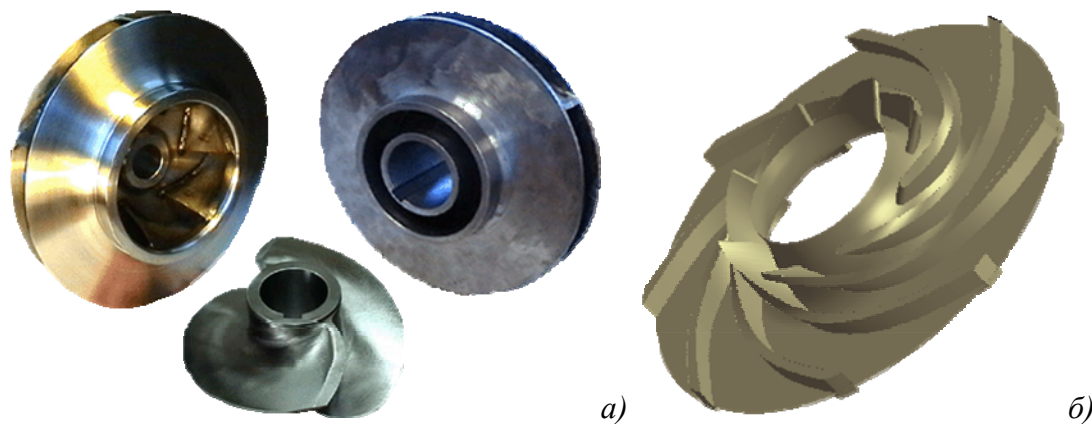


Рис. 1.4. Различные типы рабочих колес центробежных насосов (*а*); рабочее колесо со снятым передним диском (*б*)

При вращении колеса на каждую часть жидкости (массой m), находящейся в межлопастном канале на расстоянии r от оси вала, будет действовать центробежная сила, определяемая выражением:

$$F_{ц} = m\omega^2 r,$$

где ω – угловая скорость вала, рад/с.

Под действием этой силы жидкость выбрасывается из рабочего колеса, в результате чего в центре колеса создается разрежение, а в периферийной его части повышенное давление. Для обеспечения непрерывного движения жидкости через насос необходимо обеспечить подвод перекачиваемой жидкости к рабочему колесу и отвод ее от него. Для отвода жидкости в корпусе насоса имеется расширяющаяся спиральная камера (в форме улитки), куда и поступает жидкость, выбрасываемая из рабочего колеса. Спиральная камера (отвод) переходит в короткий диффузор, образующий напорный патрубок, соединяемый обычно с напорным трубопроводом. С торцевой стороны к центру корпуса присоединен всасывающий патрубок, через который с помощью всасывающей трубы подводится перекачиваемая жидкость.

В зависимости от требуемых параметров, назначения и условий работы в настоящее время разработано большое число разнообразных конструкций центробежных насосов, которые можно классифицировать по нескольким признакам:

- **по числу рабочих колес** – одноступенчатые и многоступенчатые
- **по способу подвода жидкости к рабочему колесу** – с односторонним подводом воды и двусторонним подводом воды (т. н. центробежные насосы двухстороннего входа)
- **по компоновке насосного агрегата** (расположению вала) – горизонтальные и вертикальные
- **по способу соединения с двигателем** – приводные (со шкивом или редуктором); соединяемые непосредственно с двигателями с помощью муфты, и моноблочные, рабочее колесо которых устанавливается на удлиненном конце вала электродвигателя.
- **по роду перекачиваемой жидкости** – водопроводные, канализационные, теплофикационные (для горячей воды), кислотные, грунтовые и др.

Напор одноступенчатых центробежных насосов, серийно выпускаемых промышленностью, достигает 120 м, подача 30 м³/с.

Серийные многоступенчатые насосы развивают напор до 2000 м, при подаче 0,08 – 0,1 м³/с.

КПД в зависимости от конструктивного исполнения меняется в широких пределах: от 0,88 – 0,9 у крупных одноступенчатых насосов до 0,4 – 0,45 у высоконапорных многоступенчатых.

Основными параметрами, определяющими основные энергетические показатели центробежного насоса (напор, подачу и мощность), являются диаметр рабочего колеса и число оборотов вала (число оборотов двигателя).

1.5. Коэффициент быстроходности

Одни и те же значения подачи и напора могут быть получены в насосах с различной частотой вращения. Естественно, что конструкция рабочих колес и всех элементов проточной части насоса, равно как и их размеры, при этом меняются.

Для сравнения лопастных насосов различных типов используется коэффициент быстроходности, объединяя группы рабочих колес по принципу их геометрического и кинематического подобия.

Коэффициентом быстроходности насоса (n_s) называется частота вращения другого насоса, во всех деталях геометрически подобного рассматриваемому, но таких размеров, при которых, работая в том же режиме с напором в 1 м, он дает подачу 0,075 м³/с.

Численные значения коэффициента определяются по формуле:

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

Для насосов двустороннего входа воды подача Q принимается равной половинной.

Коэффициент быстроходности является важным удельным показателем, который широко используется в качестве характеристики типа насоса. Универсальность этого показателя состоит в том, что он одновременно учитывает три наиболее существенных параметра любого насоса – частоту вращения, мощность (или подачу) и напор. Благодаря этому n_s довольно полно характеризует тип насоса.

В зависимости от величины коэффициента быстроходности насосы бывают:

- тихоходные ($50 < n_s < 80$), $D_2/D_1 = 2,5 - 3,0$);
- нормальные ($80 < n_s < 150$), $D_2/D_1 = 2,0$);
- быстроходные ($150 < n_s < 350$), $D_2/D_1 = 1,4 - 1,8$).

Тихоходные насосы (малый коэффициент быстроходности) имеют большой напор и сравнительно небольшую подачу. Большой напор этих насосов создается за счет увеличения рабочего колеса на выходе D_2 . Небольшая подача, в свою очередь, обуславливается малой высотой рабочего колеса у выхода (l_2) и его диаметром на входе D_1 .

С увеличением быстроходности разница между выходным и входным диаметром сокращается, а высота возрастает.

1.6. Высота всасывания

Высота всасывания относится к числу параметров, имеющих чрезвычайно важное значение при проектировании насосных станций. Высота всасывания, определяя положение насоса по отношению к уровню свободной поверхности в водоисточнике, определяет тем самым и глубину заложения фундамента машинного зала, а следовательно и капитальные затраты на строительство.

Различают геометрическую ($H_{г.в.}$) и вакуумметрическую ($H_{вак}$) высоты всасывания.

Геометрическая высота всасывания $H_{г.в.}$ – разность отметок оси насоса и свободного уровня поверхности воды в резервуаре или в источнике (рис. 1.5).

Вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак}$ равна, (м):

$$H_{вак} = \frac{p_{атм} - p_1}{\rho g},$$

где $p_{атм}$ – атмосферное давление, м;

p_1 – давление на входе в насос, м.

Геометрическая и вакуумметрическая высоты всасывания связаны следующими соотношениями:

$$H_{г.в.} = H_{вак} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс},$$

$$H_{вак} = H_{г.в.} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс}$$

где v_1 – скорость при входе в насос, м/с;

$h_{вс}$ – потери напора во всасывающих коммуникациях насоса, м.

Эта зависимость справедлива для случая, когда уровень воды в источнике ниже оси насоса, т.е. когда насос работает с положительной высотой всасывания (рис. 1.5а).

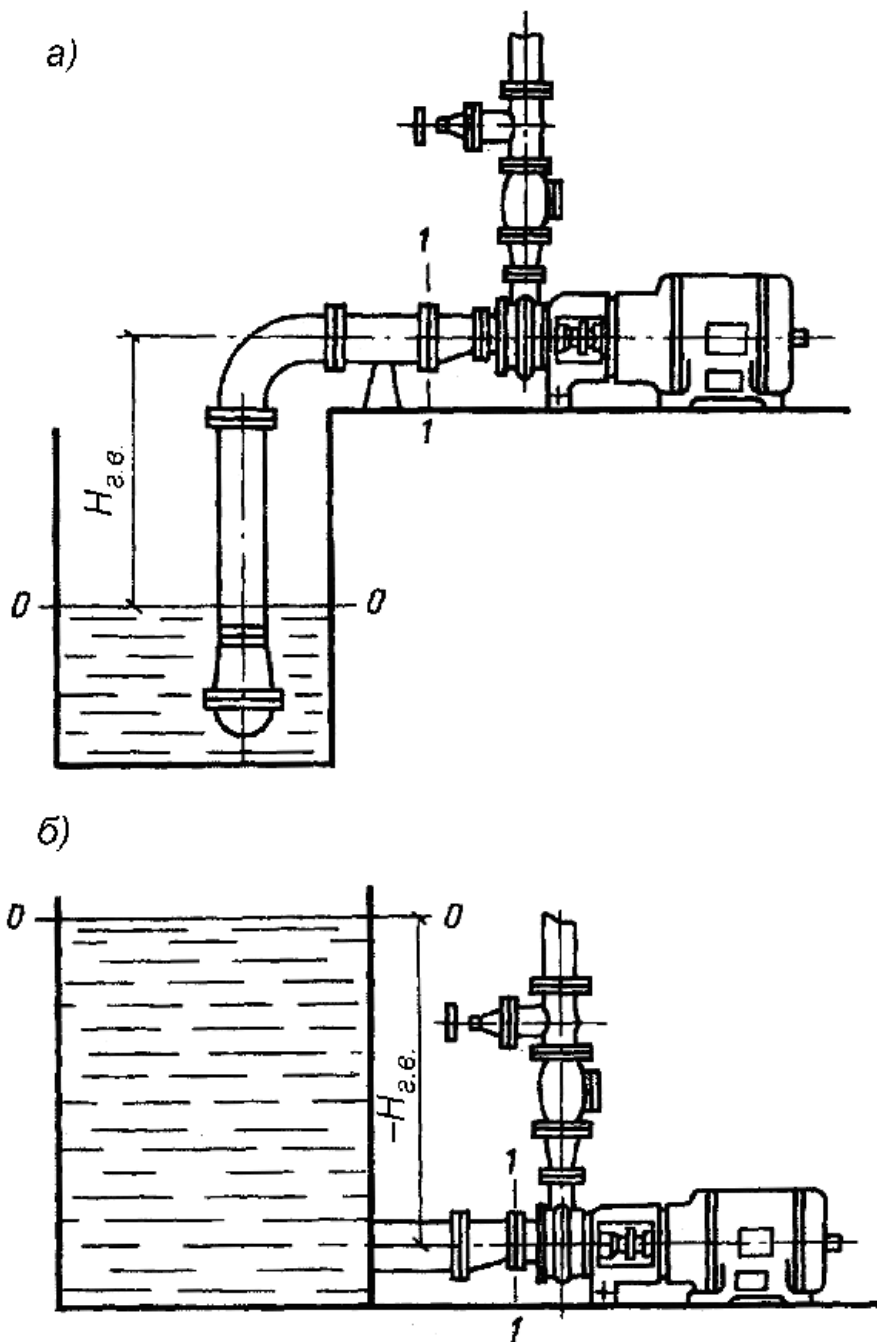


Рис. 1.5. Схемы установки центробежного насоса (к определению высоты всасывания)

Когда уровень свободной поверхности расположен выше оси насоса, т.е. насос работает с отрицательной геометрической высотой всасывания (рис. 1.5б), соотношения между геометрической и вакуумметрической высотой всасывания примут вид:

$$H_{г.в.} = -H_{вак} + \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс}$$

$$H_{вак} = \frac{v_1^2}{2g} + h_{вс} - H_{г.в.}$$

1.7. Кавитация в насосах. Допустимое значение высоты всасывания

При падении абсолютного давления у входа в рабочее колесо насоса, равного давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости, возникает явление кавитации, которое приводит к разрушению материала рабочего колеса и корпуса насоса, уменьшает величины H и η насоса, приводит к срыву работы насоса и даже его разрушению.

Кавитация (пустота) – физическое явление – нарушение сплошности внутри жидкости, т.е. образование в капельной жидкости полостей заполненной газом, парами или их смесью (так называемых кавитационных пузырьков или каверн).

Отсутствие кавитации в насосе определяется условием, при котором давление жидкости на входе в насос не должно опускаться ниже допустимого $p_{\text{пар}}$ (давления насыщенных паров жидкости):

$$H_{\text{з.в.}} \leq \frac{p_{\text{атм}} - p_{\text{пар}}}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{\text{вс}} = H_{\text{вак}}^{\text{доп}} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{\text{вс}},$$

где $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ – допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м.

Обычно $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ определяется в результате кавитационных испытаний насосов и приводится в паспорте насоса.

Обычно $H_{\text{вак}}^{\text{доп}}$ дается для нормального атмосферного давления на уровне моря и температуре $t = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

С повышением отметки местности атмосферное давление снижается на $\Delta p_{\text{атм}}$. Приблизительно можно считать

$$\frac{\Delta p_{\text{атм}}}{\rho g} = \frac{\nabla}{900},$$

где ∇ – абсолютная отметка местности в месте расположения насоса.

Если перекачивается нагретая жидкость, то дополнительно следует учитывать и давление ее насыщенных паров $p_{\text{пар}}$. Для воды величина $p_{\text{пар}}/\rho g$ колеблется от 0,12 м при $10 \text{ }^\circ\text{C}$ до 4,83 м при $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Из этого можно сделать вывод, что при перекачке горячей воды допустимая высота всасывания значительно уменьшается.

Таким образом, в общем случае с учетом отметки установки насоса и температуры перекачиваемой жидкости высота всасывания может определяться по формуле:

$$H_{з.в.} \leq H_{вак}^{доп} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{вс} - \frac{\Delta p P_{атм}}{\rho g} - \frac{P_{нар}}{\rho g}$$

При отсутствии данных о допустимой вакуумметрической высоте всасывания ее величина определяется по формуле:

$$H_{вак}^{доп} = \frac{P_{атм}}{\rho g} - \frac{P_{нар}}{\rho g} - \Delta h_{д} - h_{вс},$$

где $\Delta h_{д}$ – допустимый кавитационный запас, м.

Допустимый кавитационный запас можно рассчитать следующим образом:

$$\Delta h_{д} = \varphi \Delta h_{мин}$$

где φ – коэффициент запаса ($\varphi = 1,2 - 1,5$);

$\Delta h_{мин}$ – минимальный кавитационный запас, м:

$$\Delta h_{мин} = 10 \left(\frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}$$

где n – частота вращения рабочего колеса;

C – кавитационный коэффициент быстроходности. Зависит от коэффициента быстроходности насоса и приводится в справочной и специальной литературе.

В каталогах и паспортах насосов обычно приводится или характеристика $Q - H_{вак}^{доп}$ или $Q - \Delta h_{д}$. Для определения допустимой вакуумметрической высоты всасывания через величину допустимого кавитационного запаса используют выражение:

$$H_{вак}^{доп} = 10 - \Delta h_{д}$$

Основные причины кавитации:

- низкое барометрическое давление на входе во всасывающий трубопровод;
- большая высота расположения насоса над уровнем жидкости;
- высокая температура перекачиваемой жидкости;
- большие потери напора во всасывающих коммуникациях насоса.

1.8. Характеристики насоса

Характеристикой насоса называется графически выраженная зависимость основных энергетических показателей от подачи при постоянной частоте вращения вала рабочего колеса, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Значения напора (H), мощности (N), коэффициента полезного действия (η), допустимого кавитационного запаса ($\Delta h_{\text{д}}$) или допустимой вакуумметрической высоты всасывания ($H_{\text{вас}}^{\text{дон}}$) для ряда значений подачи (Q) представляются в виде системы точек в координатах $Q - H$, $Q - N$, $Q - \eta$, $Q - \Delta h_{\text{д}}$, $Q - H_{\text{вас}}^{\text{дон}}$. Основной характеристической кривой насоса является график, выражающий зависимость развиваемого насосом от подачи $H = f(Q)$.

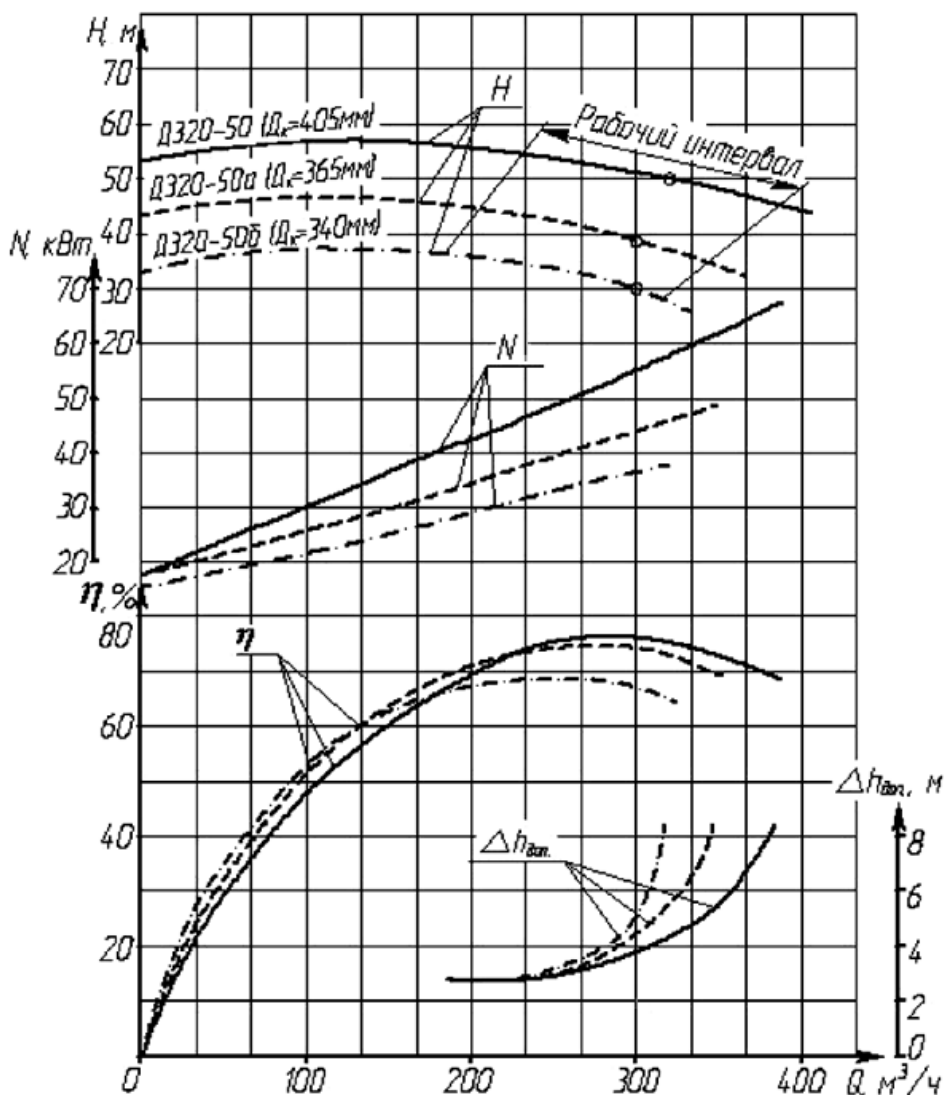


Рис. 1.6. Характеристики центробежного насоса Д320-50.

На рис. 1.6 показаны характеристики насоса Д 320-50. Сплошные линии соответствуют максимальному диаметру рабочего колеса, пунктирные – обточенному до промежуточного и минимального размера.

Области максимальных значений КПД соответствуют номинальная подача $Q_{\text{ном}} = 320 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напор $H_{\text{ном}} = 50 \text{ м}$, значения которых входят в обозначение типоразмера насоса. Область кривой $Q - H$, соответствующая высоким значениям КПД, отмеченная линиями, называется рабочей частью характеристики. При подборе насоса необходимо выполнить условия, при котором во всех режимах насос работал в области рабочей части характеристики.

Графические характеристики насоса дают наглядное представление об изменении основных его параметров.

Из теоретической зависимости H от Q следует, что с уменьшением подачи напор возрастает и при подаче равной нулю, т.е. при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, достигает максимального значения.

Однако некоторые насосы развивают максимальный напор после открытия задвижки, т.е. напор возрастает при начальном увеличении подачи, а затем падает (см. рис. 1.7). Графическая характеристика имеет восходящую ветвь от Q до Q_B . Такие графические характеристики называются восходящими. Из рис. 1.7 видно, что напору H_A соответствуют две подачи Q_A и Q_1 . Изменение подачи насоса наступает внезапно, сопровождается сильным шумом и гидравлическими ударами. Работа насоса в пределах подачи от 0 до Q_2 называется **областью неустойчивой работы**.

Характеристики, не имеющие возрастающей ветви, называются **стабильными**. Режим работы насосов, имеющих стабильную рабочую характеристику $Q - H$, протекает устойчиво всех точках кривой.

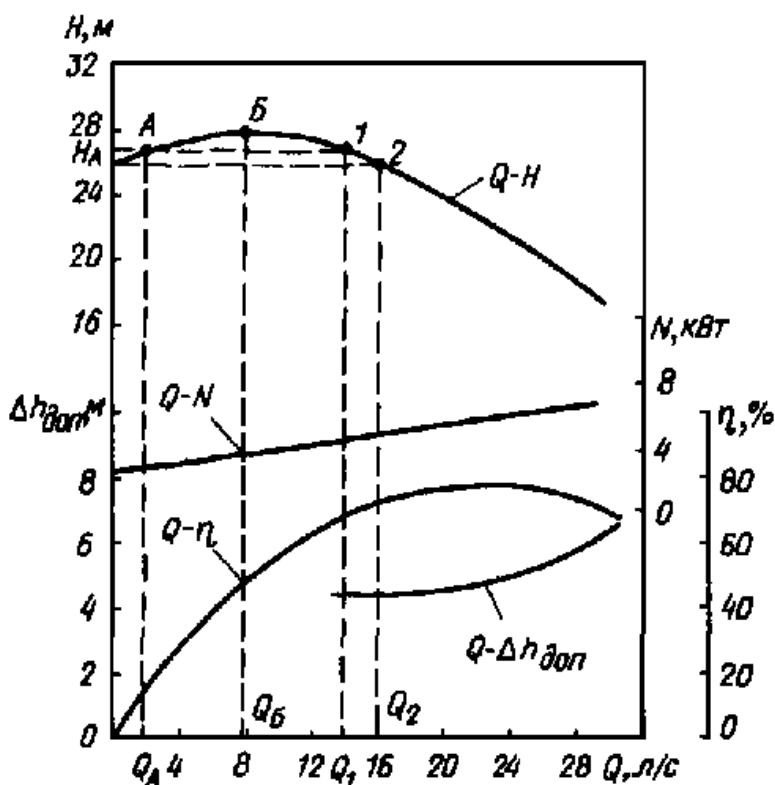


Рис. 1.7. Рабочая характеристика центробежного насоса восходящего типа

Форма характеристики $Q - H$ зависит от коэффициента быстроходности насоса n_s : чем больше коэффициент быстроходности, тем круче кривая $Q - H$. При стабильной пологой характеристике напор насоса даже при значительном изменении подачи изменяется незначительно. Насосы с пологими характеристиками целесообразно применять в системах, где при постоянном напоре требуется регулирование подачи в широких пределах, например в системах подачи и распределения воды без регулируемых емкостей.

Насосы со стабильной крутопадающей характеристикой целесообразно применять в системах со значительными колебаниями напора при необходимости сохранения по возможности постоянной подачи, например на насосных станциях первого подъема из поверхностных источников.

Насосы с восходящими характеристиками рекомендуется применять в системах, где подача не снижается до значения Q_2 (до подачи, соответствующей напору при закрытой задвижке).

1.9. Изменение характеристик насосов при изменении частоты вращения и геометрических размеров рабочего колеса

В производственных условиях часто возникает необходимость пересчета паспортных характеристик, установленных при частоте вращения n , для перехода на другую частоту вращения рабочего колеса n_1 при $D_2 = const$. Из закона динамического подобия при неизменном диаметре рабочего колеса имеем:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \quad \frac{\Delta h}{\Delta h_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2; \quad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^3$$

Полученные выражения называются законом пропорциональности.

Высота всасывания насоса при работе его с частотой вращения n_1 определяется по уравнению:

$$H_{\text{вак}1} = 10 - \left[10 - H_{\text{вак}} \left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \right]$$

где $H_{\text{вак}}$ и $H_{\text{вак}1}$ – допускаемая вакуумметрическая высота всасывания при частотах вращения n и n_1 .

Перемещение режимных точек в координатах $Q - H$ происходит по параболам $H_1 = const \cdot Q_1^2$ (рис. 1.8а).

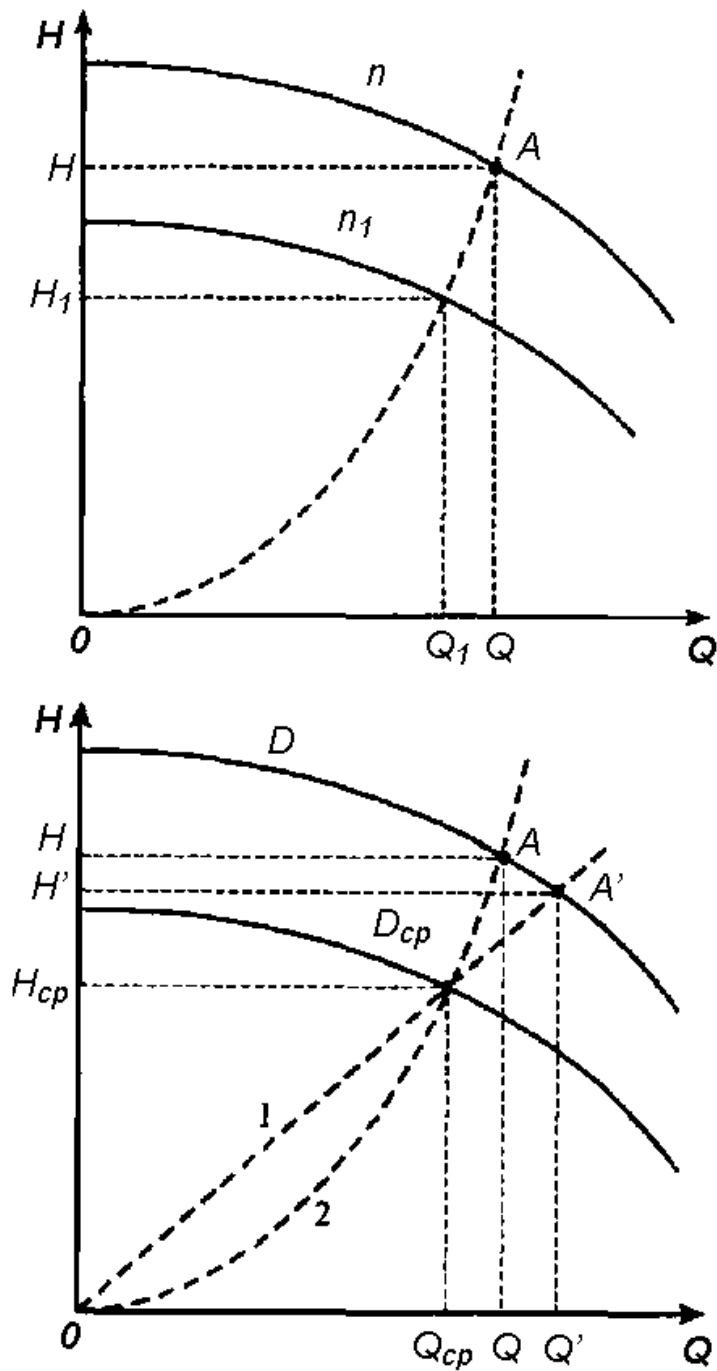


Рис. 1.8. Изменение положения режимных точек на характеристике насоса при изменении частоты вращения (а) и срезке рабочего колеса (б): 1 – при $n_s > 150$, 2 – при $n_s < 150$

Установленный закон пропорциональности позволяет по одной опытной характеристике $Q - H$ построить ряд характеристик насоса в широком диапазоне изменения частоты вращения.

В том случае, когда подобрать центробежный насос непосредственно по каталогу или изменение частоты вращения нецелесообразно, прибегают к обточке его рабочего колеса.

Из закона динамического подобия при неизменной частоте вращения рабочего колеса имеем:

$$\frac{Q_{cp}}{Q} = \left(\frac{D_{cp}}{D}\right)^2; \quad \frac{H_{cp}}{H} = \left(\frac{D_{cp}}{D}\right)^2,$$

где D и D_{cp} – диаметр исходного и обточенного рабочего колеса.

Экспериментальная проверка показала, что для центробежных насосов, имеющих коэффициент быстроходности $n_s < 150$, лучшее соответствие величин Q_{cp} и H_{cp} опытным данным получается при расчете по следующим формулам:

$$\frac{Q_{cp}}{Q} = \frac{D_{cp}}{D}; \quad \frac{H_{cp}}{H} = \left(\frac{D_{cp}}{D}\right)^2; \quad \frac{N}{N_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^3$$

КПД насоса уменьшается на 1 % на каждые 10 % срезки колеса с коэффициентом быстроходности $n_s = 60 - 200$ и на 1 % на каждые 4 % срезки при $n_s = 200 - 300$.

В зависимости от коэффициента быстроходности рекомендуются следующие пределы срезки колес:

Быстроходность n_s	60 – 120	120 – 200	200 – 300
Допустимый процент обточки $P_{доп}$, %	20 – 15	15 – 10	10 – 5

Процент обточки колеса определяется как:

$$P = \frac{D - D_{обт}}{D} \cdot 100\%$$

1.10. Совместная работа насосов и сети

Подача центробежного насоса зависит от напора и, следовательно, в значительной степени от гидравлического сопротивления водоводов и сети. Поэтому система «насос – трубопровод» рассматривается как единая система, а выбор насосного оборудования и трубопроводов решается на основании расчета совместной работы составляющих элементов системы.

Совместная работа насосов и сети (водоводов) характеризуется точкой материального и энергетического равновесия. Для определения этой точки необходимо вычислить энергетические затраты в системе «водоводы – сеть». Совместная работа насосов и трубопроводов связана следующими зависимостями:

$$H = f(Q_p); \quad h = f(Q),$$

где Q – расчетный расход в трубопроводе;
 Q_p – подача воды насосом;
 H – напор насоса;
 h – гидравлическое сопротивление водоводов и сетей.

Насосы в системе работают в соответствии с характерной для них зависимостью между Q и H , т.е. график работы насоса определяется его характеристикой $Q - H$.

Для построения графической характеристики системы подачи и распределения воды (или отдельных трубопроводов) используют известные уравнения гидравлики. Требуемый напор в системе равен сумме геометрической высоты подъема жидкости и гидравлических потерь в трубопроводах.

$$H_{mp} = H_{\Gamma} + h_{вс} + h_{нап},$$

где H_{Γ} – геометрическая (статическая) высота подъема жидкости, м;
 $h_{вс}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе;
 $h_{нап}$ – потери напора в напорных коммуникациях, водоводах и сети.

Потери напора в трубопроводах складываются из потерь напора и длине ($h_{дл}$) и потерь на преодоление местных сопротивлений ($h_{м}$):

$$h = h_{дл} + h_{м}$$

Гидравлические потери напора по длине трубопровода могут быть определены по формуле:

$$h_{дл} = \lambda \frac{\ell}{D_{тр}} \frac{v^2}{2g}$$

где ℓ – длина трубопровода, м;
 $D_{тр}$ – расчетный внутренний диаметр трубопровода, м;
 v – средняя скорость движения воды, м/с;
 Q – подача (расход), м³/с;
 λ – коэффициент сопротивления трению.

Проще всего потери напора определять по таблицам Ф.А. Шевелева для гидравлического расчета водопроводных труб.

Для определения потерь напора в трубопроводе при построении его характеристики $Q - H$ удобно воспользоваться формулой:

$$H_{дл} = SQ^2,$$

где $S = S_0 \ell$ – сопротивление трубопровода;
 S_0 – удельное сопротивление.

Местные сопротивления вычисляются по формуле:

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

где ξ – коэффициент местных сопротивлений (зависит от вида сопротивления).

Совместная характеристика работы насосов и трубопроводов строится следующим образом (см. рис. 1.9).

На график переносятся характеристика насоса $Q - H$. Проводится прямая $C - D$ параллельно оси Q на расстоянии H_T . К ней прибавляются соответствующие определенным значениям величины потерь напора и строится параболическая кривая $C - E$ (характеристика трубопровода). Точка пересечения характеристики насоса $Q - H$ и характеристики трубопровода (A) является рабочей точкой насоса. По ней определяется Q, H, N, η , высота всасывания и КПД.

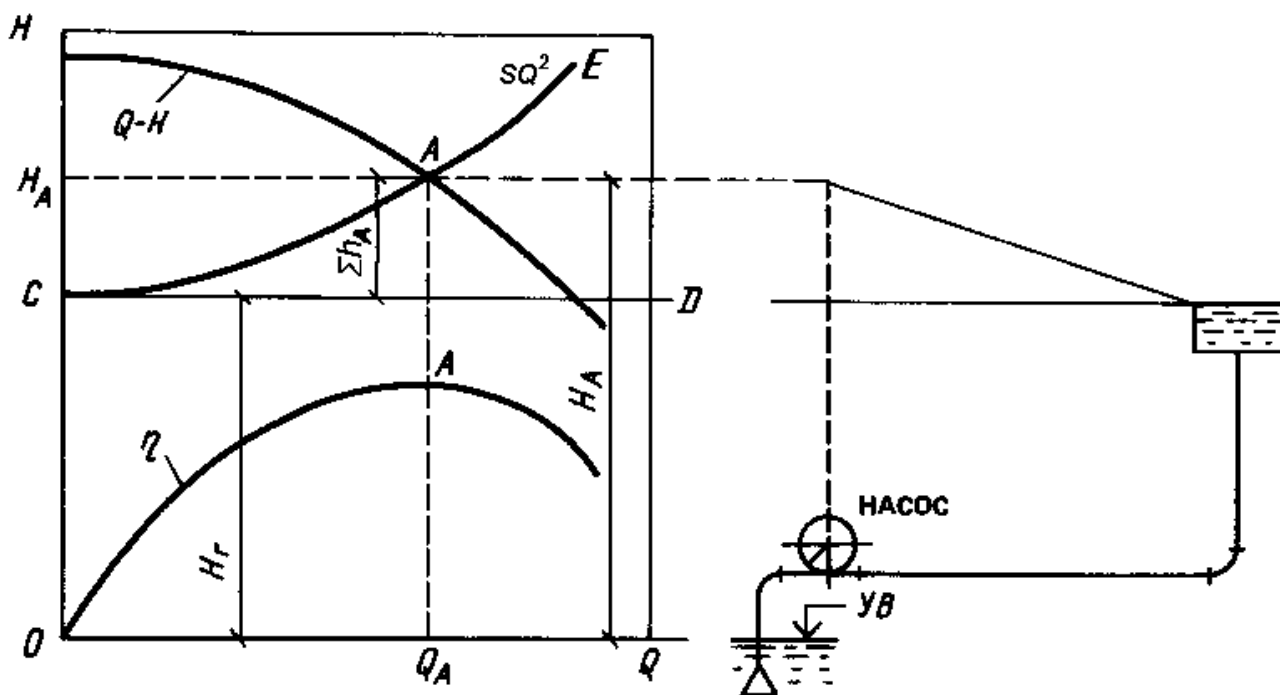


Рис. 1.9. Характеристика совместной работы насоса и трубопровода

1.11. Параллельная работа насосов

Параллельной работой насосов называется одновременная подача перекачиваемой жидкости несколькими насосами в общий напорный коллектор. Необходимость в параллельной работе нескольких одинаковых или разных насосов возникает в тех случаях, когда невозможно обеспечить требуемый расход воды подачей одного насоса или необходимо регулирование подачи насосной станции в широких пределах.

Условием параллельной работы является *равенство напоров*, развиваемым насосами.

При построении характеристики нескольких параллельно работающих насосов на общий напорный трубопровод суммируют подачу насосов при равных напорах (рис. 1.10). Затем строят характеристику трубопровода и находят рабочую точку на их пересечении, которая характеризует общую подачу несколькими насосами (рис. 1.11, точка 1).

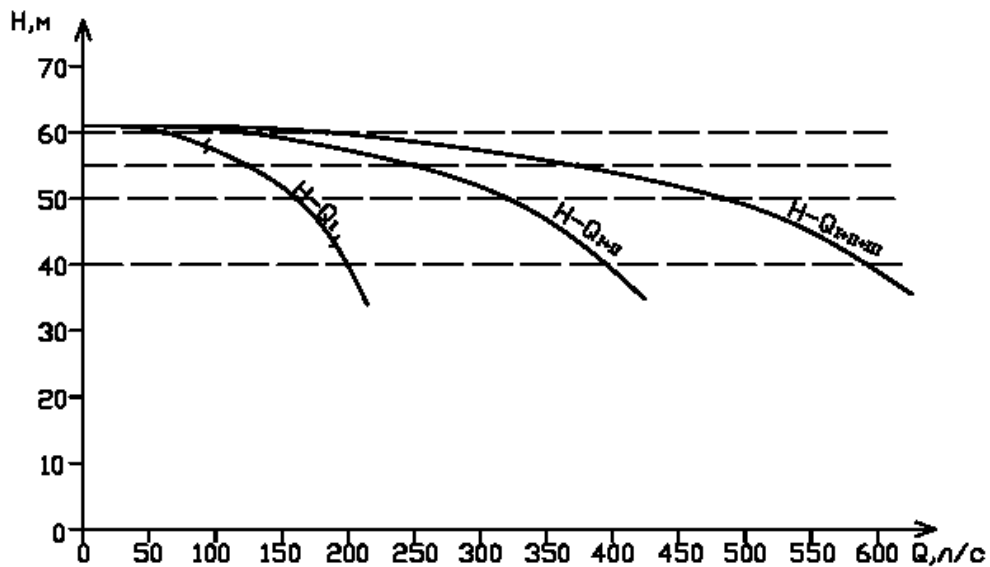


Рис. 1.10. Построение характеристики параллельной работы нескольких насосов

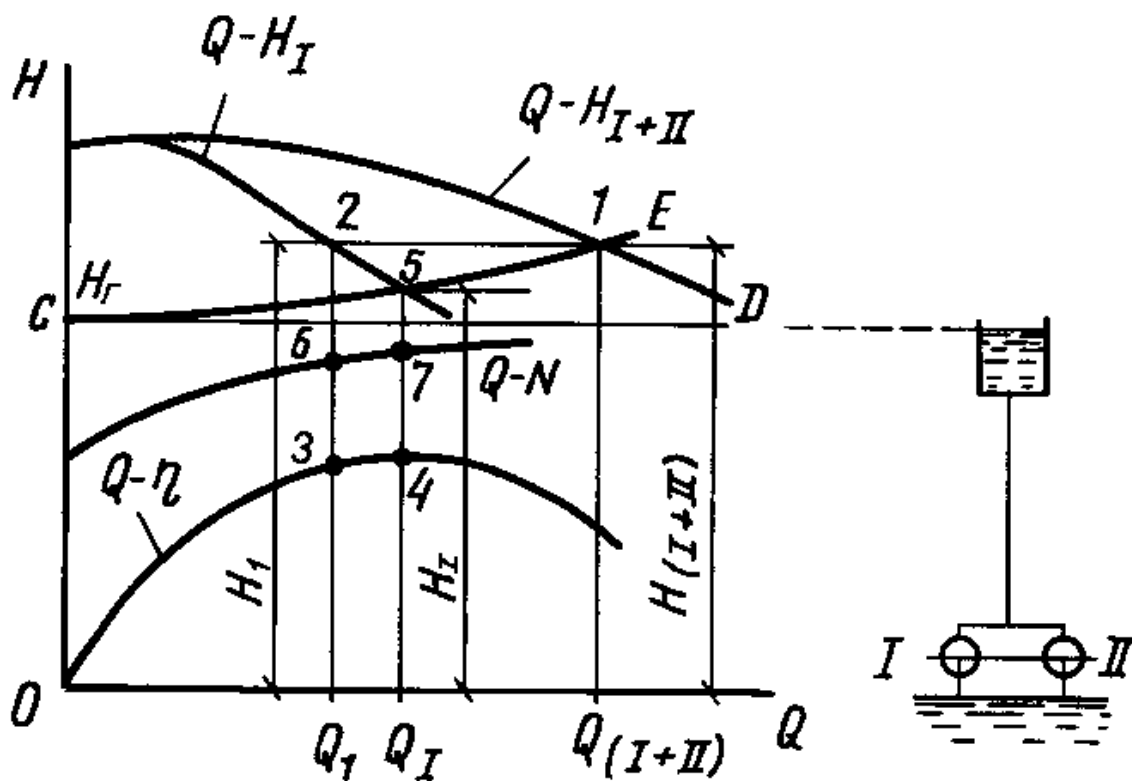


Рис. 1.11. Характеристика параллельной работы двух насосов

Напор каждого насоса (H_I) численно равен напору, развиваемыми всеми насосами (H_{I+II}). Если на станции установлены одинаковые насосы, то подача каждого из них (Q_I) соответствует общей подаче (Q_{I+II}), деленной на число работающих насосов (см. рис. 1.11). Характеристики насосов при совместной работе определяются по подаче Q_I (точки 2, 3 и 6, рис. 1.11).

Параллельная работа насосов с *разными характеристиками* может быть осуществлена только с той точки, где развиваемые насосами напоры равны. На рис. 1.12 приведена характеристика параллельной работы двух насосов с разными характеристиками. Кривая $Q - H_I$ характеризует работу насоса с большим напором, а кривая $Q - H_{II}$ – с меньшим.

Характеристики насосов пересекутся с характеристикой трубопровода в точках 1 и 2, и подача каждым насосом будет соответственно равна Q_I и Q_{II} . Характеристика совместной работы строится от точки А, где напоры для насосов равны. В этом случае кривая А – Б пересекается с характеристикой трубопровода в точке С и суммарная подача равна Q_{I+II} , при подаче одним насосом Q_I' и другим – Q_{II}' .

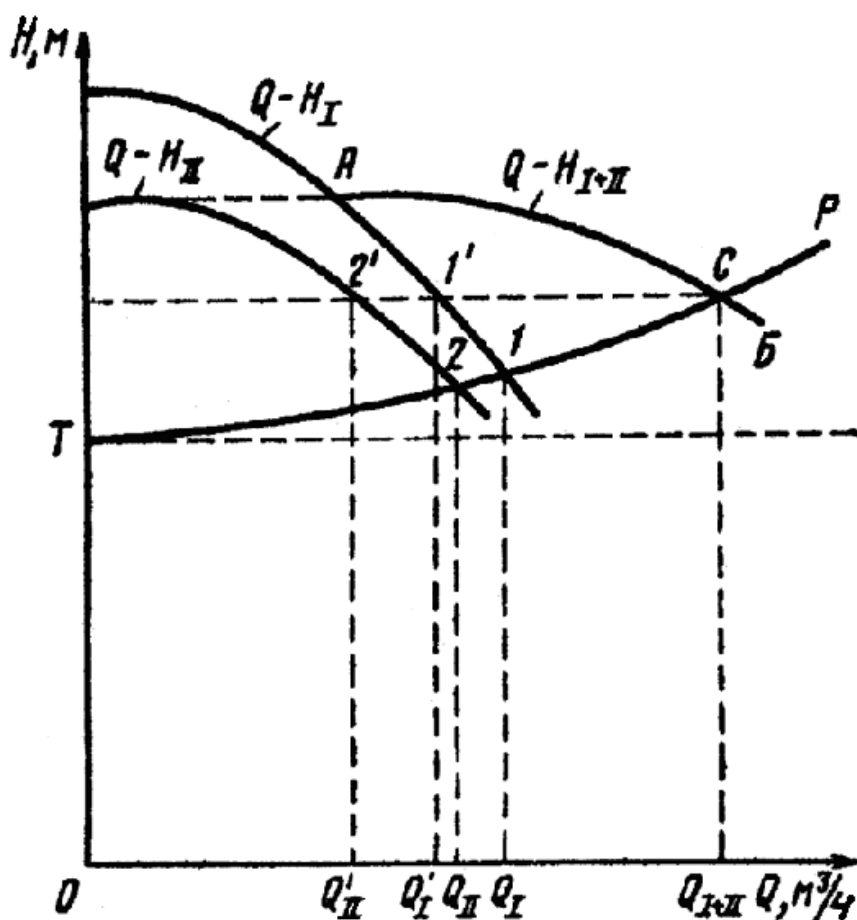


Рис. 1.12. Характеристика параллельной работы двух разных насосов

1.12. Последовательная работа насосов

Последовательной называют работу, при которой один насос подает перекачиваемую жидкость во всасывающий патрубок (трубопровод) другого насоса, а последний подает ее в напорный трубопровод. Применяют ее в тех случаях, когда жидкость подается на очень большие расстояния или на большую высоту, а один насос развить соответствующий напор не может.

Обязательным условие последовательного включения является приближительное равенство подач в рабочих частях характеристики $Q - H$. Кроме того, следует обращать особое внимание на выбор насосов, так как не все они могут быть использованы для последовательной работы по условиям прочности корпуса. Эти условия оговариваются в техническом паспорте насоса.

Суммарную графическую характеристику $Q - H$ последовательно работающих насосов получают путем сложения каждого насоса при произвольно фиксированных подачах.

Фактическая подача насосами определяется так же, как при работе одного насоса, т.е. на пересечении характеристик $Q - H$ с характеристикой трубопровода (см. рис. 1.13).

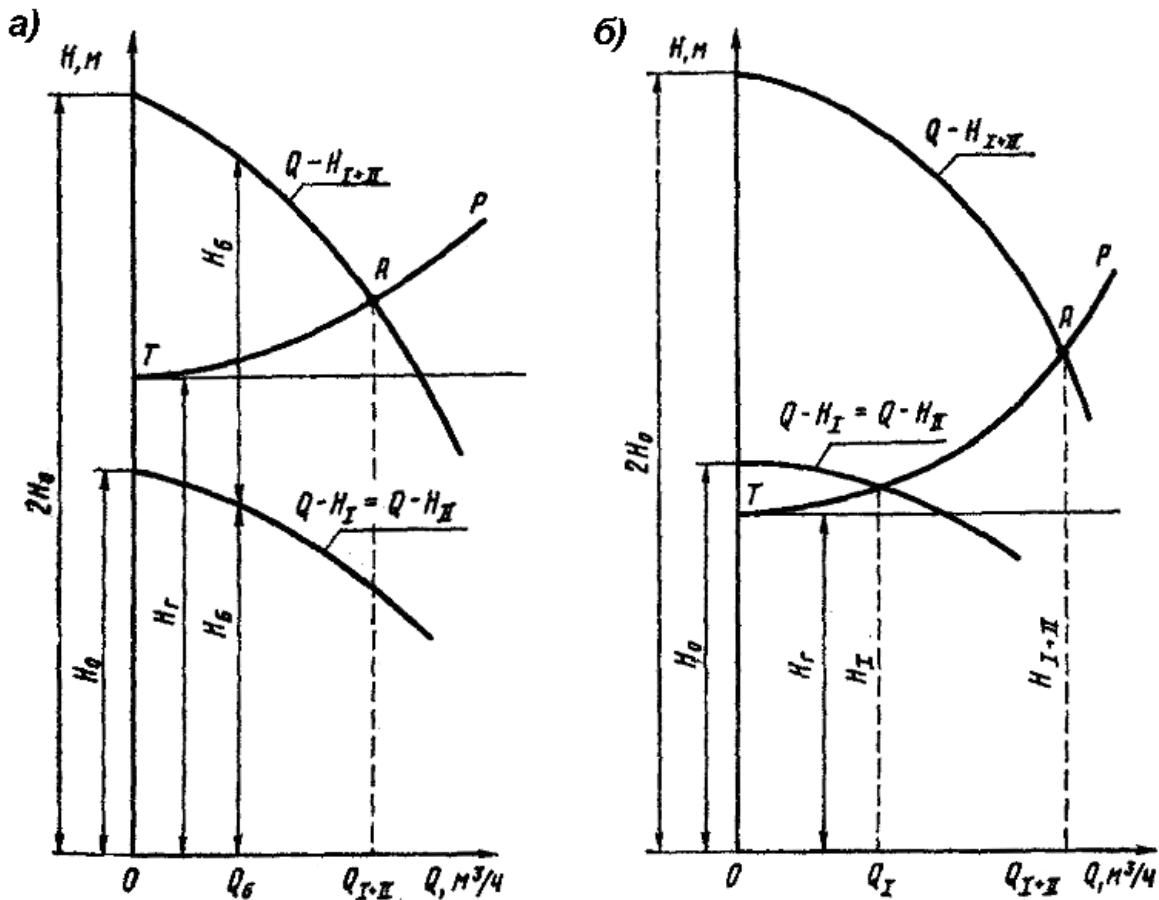


Рис. 1.13. Характеристика последовательной работы двух насосов:
а – при $H_T > H_0$; б – при $H_T < H_0$

1.13. Регулирование работы насосов

Регулированием работы насоса называется процесс искусственного изменения характеристики трубопровода или насоса для обеспечения работы насоса в требуемой точке, т.е. для сохранения материального и энергетического баланса системы.

Одним из наиболее распространенных методов изменения характеристики является способ дросселирования задвижкой на напорной линии насосов (не требует дополнительного оборудования). Дроссельное регулирование представляет собой введение добавочного сопротивления в напорный трубопровод. Существенным недостатком такого способа является неэкономичность и возможность регулирования только в сторону уменьшения подачи.

Регулирование режима работы насоса изменением частоты вращения вала рабочего колеса является наиболее экономичным способом. Изменение частоты вращения ведет к изменению характеристики $Q - H$ насоса таким образом, что точка пересечения характеристики насоса с характеристикой трубопровода соответствует требуемой подаче Q_x с напором H_x .

В современной практике водоснабжения и водоотведения используется различные виды регулируемого привода:

- индукторные муфты скольжения (ИМС);
- асинхронно – вентильный каскад (АВК);
- преобразователь частоты (ПЧ) на основе вентильного двигателя (ВД).

Преобразователи позволяют плавно поднимать производительность насоса от нуля до расчетного значения. Конструктивно преобразователь представляет собой электротехнический шкаф с нижним вводом проводов. Диапазон изменения выходной частоты тока 5-60 Гц.