

Теория перекачивания жидкостей



Введение

Транспортировка жидкостей всегда занимала существенное место в человеческой деятельности. Вода нужна, например, для приготовления пищи и орошения. Даже сегодня наше общество не может существовать без многих способов подачи воды, с которыми мы сталкиваемся на каждом шагу.

Первым средством, применявшимся для доставки воды по назначению, была лохань или ведро. Чтобы поднять воду со дна колодца, применялись веревка и примитивный ворот.

Сегодня наиболее распространенным средством доставки жидкостей являются насосы с электрическим приводом.

Для различных целей применяется множество различных типов подобных насосов. В частности, стали очень распространены центробежные насосы благодаря таким своим преимуществам как:

- высокая надежность
- простота конструкции
- низкая стоимость
- универсальное применение

В этом пособии мы хотим дать читателю рекомендации по правильному выбору насоса для решения конкретной задачи и объяснить ему физические законы, действующие при работе центробежного насоса.

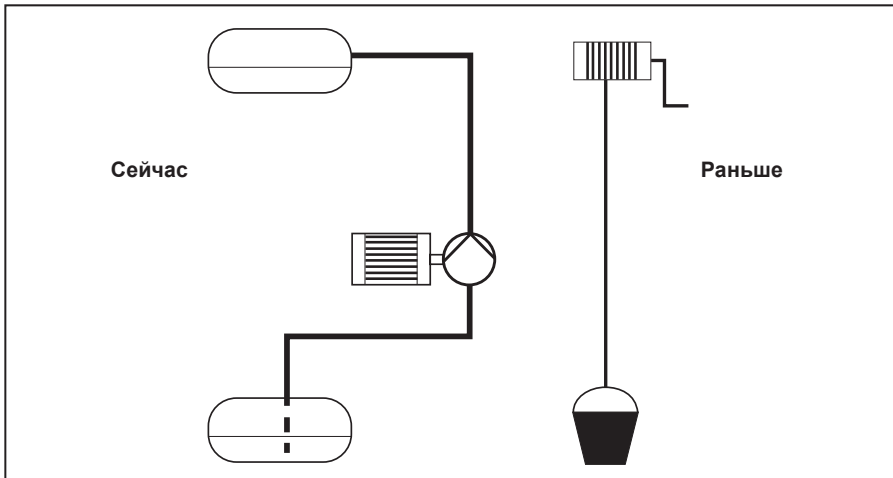


Рис. 1 Подача воды – сейчас и раньше

Физические условия

Чтобы выбрать оптимальный насос для решения конкретных задач, необходимо учитывать следующие физические условия.

1. Характеристики жидкости

- плотность («тяжесть» жидкости)
- давление насыщенных паров (температура кипения)
- температура
- вязкость («густоту» жидкости)

2. Объем, который необходимо подать (расход)

3. Высота всасывания:

разница между насосом и уровнем жидкости (уровнем воды в баке)

4. Высота нагнетания:

разница в уровне между насосом и наивысшей точкой, в которую подается жидкость

5. Потери давления на всасывании (потери на трение)

6. Потери давления в напорном трубопроводе (потери на трение)

7. Конечное избыточное давление

8. Начальное избыточное давление

Когда все эти данные известны, можно определить режим работы насоса и выбрать его оптимальную модель.

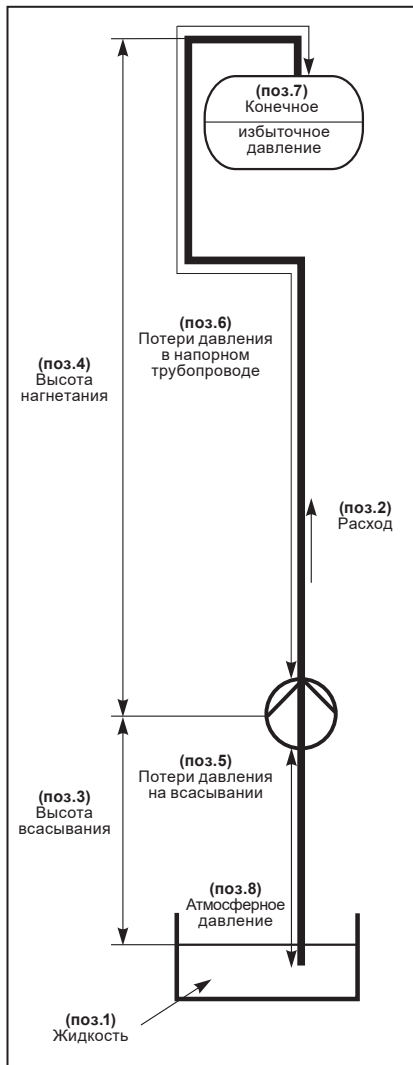


Рис. 2 Схема установки насоса

Характеристики жидкости

Для выбора оптимального насоса необходимо иметь полную информацию о характеристиках той жидкости, которая должна подаваться потребителю.

Естественно, что «более тяжелая» жидкость потребует больше затрат энергии при перекачивании данного объема. Чтобы описать, насколько одна жидкость «тяжелее» другой, используется такое понятие, как «плотность» или «удельный вес»; этот параметр определяется как масса (вес) единицы объема жидкости и обычно обозначается как « ρ » (греческая буква «ро»). Измеряется в килограммах на кубометр (кг/м^3).

Любая жидкость при определенных температуре и давлении стремится испариться (температура или точка начала кипения); повышение давления вызывает повышение температуры и наоборот. Таким образом, при более низком давлении (даже возможно при

вакууме), которое может иметь место со стороны всасывания насоса, жидкость будет иметь более низкую температуру кипения.

Если она близка или в особенности ниже текущей температуры жидкости, возможно образование пара и возникновение **кавитации** в насосе, что в свою очередь может иметь отрицательные последствия для его характеристик и способно вызвать серьезные повреждения (смотрите главу о кавитации).

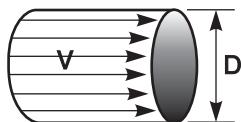
Вязкость жидкости вызывает потери на трение в трубах. Численное значение этих потерь можно получить у изготовителя конкретного насоса.

Необходимо учитывать, что вязкость «густых» жидкостей, таких как масло, с ростом температуры падает.

Расход воды

Он определяется как объем, который должен быть подан за указанное время, и обозначается как «Q».

Применяемые единицы измерения: как правило, это литры в минуту (л/мин) для насосов небольшой мощности/производительности, кубометры в час (м³/ч) для насосов средней производительности и, наконец, кубометры в секунду (м³/с) для самых мощных насосов.



Размеры поперечного сечения трубопровода определяются объемом, который должен быть подан потребителю при данной скорости потока жидкости «v»:

$$A = \frac{Q}{v} \quad \left[\frac{\text{m}^3/\text{s}}{\text{m}/\text{s}} = \text{m}^2 \right]$$

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 \quad [\text{m}^2]$$

$$D = \sqrt{4 \times \frac{A}{\pi}} \quad [\text{m}]$$

$$\text{m} = \text{m} \quad \text{m/s} = \text{m}/\text{с}$$

$$\text{m}^2 = \text{m}^2 \quad \text{m}^3 = \text{m}^3$$

Геодезическая (статическая) высота всасывания

Она определяется как разница в геодезическом уровне между впускным патрубком насоса и свободной поверхностью жидкости в наиболее низко расположенном резервуаре, измеряется в метрах (м) (рис. 3, поз. 1).

Статическая высота подачи (статический напор)

Она определяется как разница в геодезическом уровне между выпускным патрубком и наивысшей точкой гидросистемы, в которую необходимо подать жидкость (рис. 3, поз. 2).

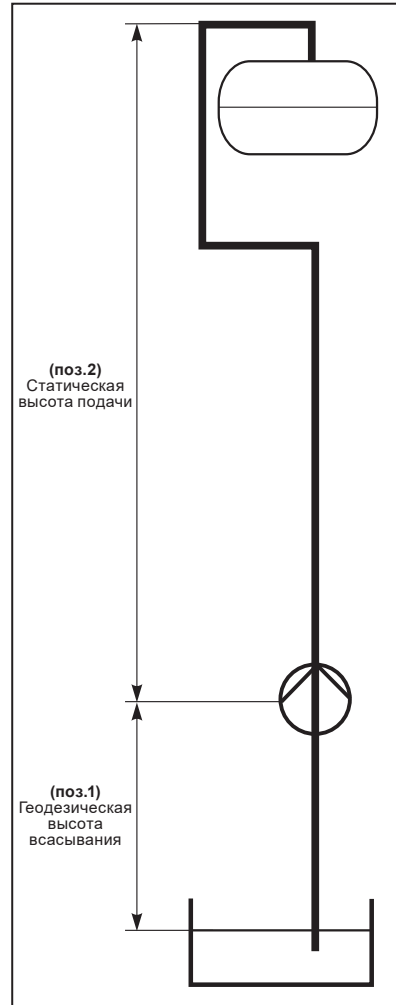


Рис. 3 Геодезическая высота всасывания и статическая высота подачи

Потери давления на всасывании

Это потери на трение между жидкостью и стенками трубопровода и зависят от вязкости жидкости, качества шероховатости поверхности стенок трубопровода и скорости потока жидкости. При увеличении скорости потока в 2 раза потери давления возрастают во второй степени (рис. 4, поз. 1).

Информацию о потерях давления в трубопроводе, коленах, фитингах и т.п. при различных скоростях потока можно получить у поставщика.

Потери давления в напорном трубопроводе

Смотрите описание, приведенное выше (рис. 4, поз. 2).

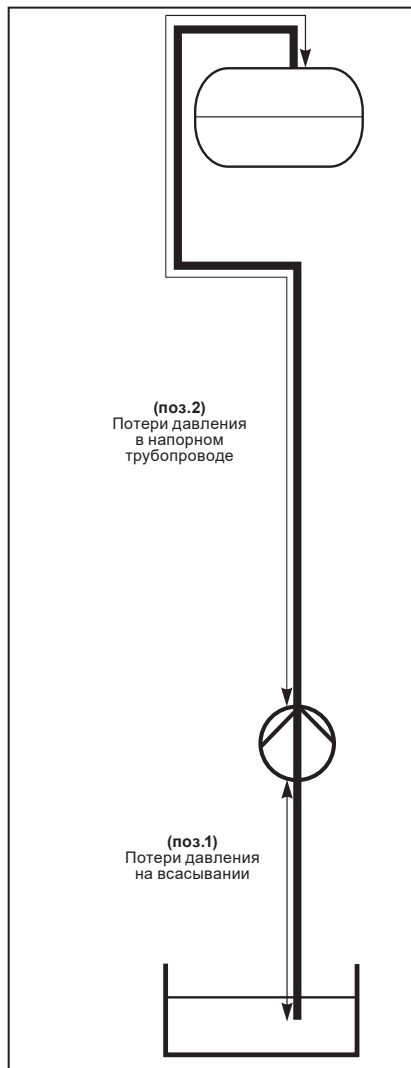


Рис. 4 Потери давления на всасывании и в напорном трубопроводе

Конечное избыточное давление

Это давление, которое необходимо иметь в той точке, куда должна подаваться жидкость (рис. 5, поз. 1) .

Начальное избыточное давление

Это давление на свободной поверхности жидкости в месте водозабора.

Для открытого резервуара или бака это просто атмосферное (барометрическое) давление (рис. 5, поз. 2) .

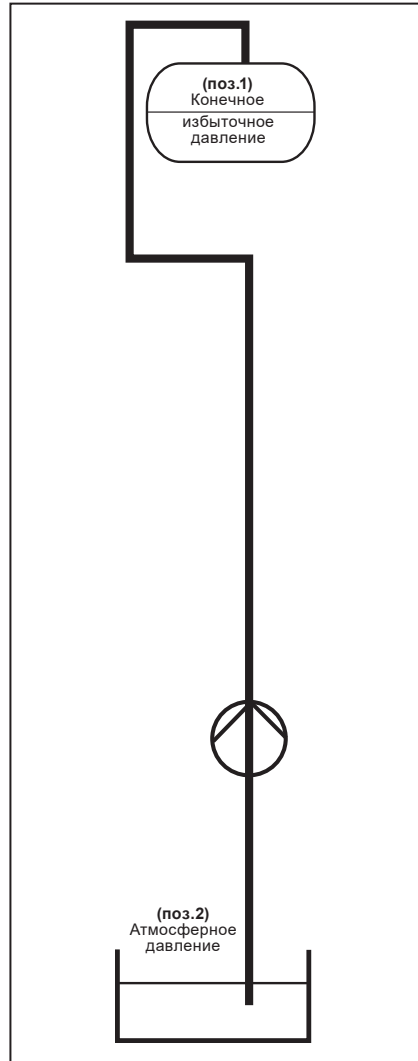


Рис. 5 Начальное и конечное избыточное давление

Связь между напором и давлением

Как можно видеть из рис. 6, столб воды высотой 10 м оказывает такое же давление, что и столб ртути (Hg) высотой 0,7335 м. Умножив высоту столба (напор) на плотность жидкости и ускорение свободного падения (g), получим давление в ньютонах на квадратный метр (Н/м^2) или в **паскалях** (Па). Поскольку это очень незначительная величина, в практику эксплуатации насосов ввели единицу измерения, равную 100000 Па, названную **баром**.

Уравнение на рис. 6 можно решить в метрах высоты столба жидкости:

$$\rho_v \cdot \frac{1}{2} g \cdot \frac{1}{2} h_v = \rho_{\text{Hg}} \cdot \frac{1}{2} g \cdot \frac{1}{2} h_{\text{Hg}}$$

$$\rho_v \cdot \frac{1}{2} h_v = \rho_{\text{Hg}} \cdot \frac{1}{2} h_{\text{Hg}}$$

$$h_v = h_{\text{Hg}} \cdot \frac{\rho_{\text{Hg}}}{\rho_v}$$

Таким образом, высоту столба жидкостей с различной вязкостью можно привести к эквивалентной высоте водяного столба. На рис. 7 приводятся коэффициенты преобразования для множества различных единиц измерения давления.

На стр. 9 показан пример расчета **общего гидравлического напора** со схемой установки насоса.

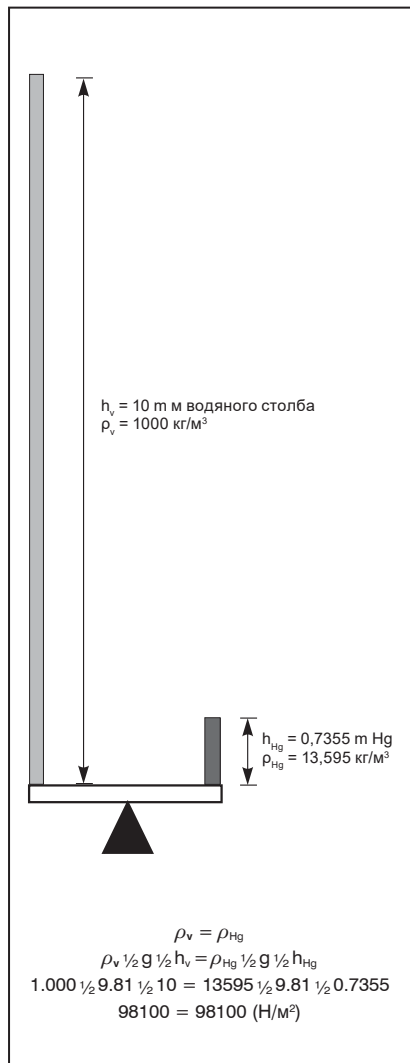


Рис. 6 Преобразование единиц измерения давления

	Паскаль (Н/м ²) Па	Бар бар	Метры водяного столба м Н ₂ O	Техническая атмосфера (кгс/см ²) ат	Стандартная атмосфера атм	Тор (0 °С) мм ртутного столба	Фунтсила на квадратный дюйм (фунт/дюйм ²)
1 Па	1	10 ⁻⁵	1,020 10 ⁻⁴	1,020 10 ⁻⁵	9,869 10 ⁻⁴	7,500 10 ⁻³	1,450 10 ⁻⁴
1 бар	105	1	10,2	1,020	0,9869	750	14,5
1 м Н ₂ O	9806,7	0,09807	1	0,1	0,09678	73,55	1,422
1 ат	98,066	0,9807	10	1	0,9678	735,5	14,22
1 атм	101,325	1,013	10,33	1,033	1	760	14,70
1 мм Нг	133,32	1,333 10 ⁻³	0,01360	1,360 10 ⁻³	1,316 10 ⁻³	1	1,934 10 ⁻³
1 фунт/кв. дюйм	6895	0,06895	0,7031	0,07031	0,06804	51,71	1

Рис. 7 Таблица перевода единиц измерения давления

Мощность насоса

Гидравлическая мощность (P_{hyd}) насоса определяет объем жидкости, подаваемой при данном напоре за данное время, и может быть рассчитана с помощью следующей формулы:

$$P_{\text{hyd}} = Q \times H \times \rho \times g \text{ [Вт]}$$

где

- Q – расход в [м³/с]
- H – напор насоса в [м]
- ρ – плотность жидкости в [кг/м³]
- g – ускорение свободного падения в [м/с²]

Пример (рис. 8)

Объем в 35 м³ воды за час должен быть перекачан из колодца глубиной 4 м в бак, размещенный на высоте 16 м относительно уровня установки насоса; конечное давление в баке должно быть 2 бара. Потери напора на трение во всасывающем трубопроводе принимаются равными 0,4 м, а в напорном трубопроводе составляют 1,3 м включая потери в коленах.

Плотность воды предположительно составляет 1000 кг/м³ и значение ускорения свободного падения 9,81 м/с².

Решение:

Общий напор (Н):

Высота всасывания	4,00 м
Потери напора на всасывании	0,40 м
Высота нагнетания	16,00 м
Потери давления в напорном трубопроводе	1,30 м
Конечное давление:	
2 бара*~	20,40м
Минус 1 атм**~	-9,87 м
Общий напор	32,23 м

Гидравлическая мощность определяется по формуле:

$$P_{\text{hyd}} = Q [\text{м}^3/\text{с}] \times H [\text{м}] \times \rho [\text{кг}/\text{м}^3] \times g [\text{м}/\text{с}^2]$$

$$= 35/3600 \times 32,23 \times 1000 \times 9,81 =$$

$$= 3074 [\text{Вт}] = 3,07 [\text{кВт}]$$

* В данном примере конечное избыточное давление дано как абсолютное давление, т.е. как давление, измеренное относительно абсолютного вакуума.

** Если конечное избыточное давление дано как абсолютное, то начальное избыточное давление необходимо вычесть, поскольку это давление «помогает» насосу всасывать жидкость.

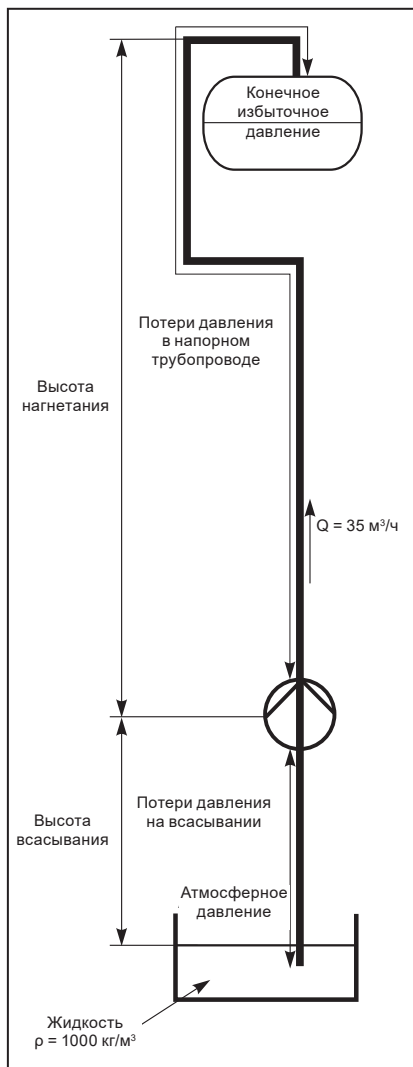


Рис. 8 Мощность насоса

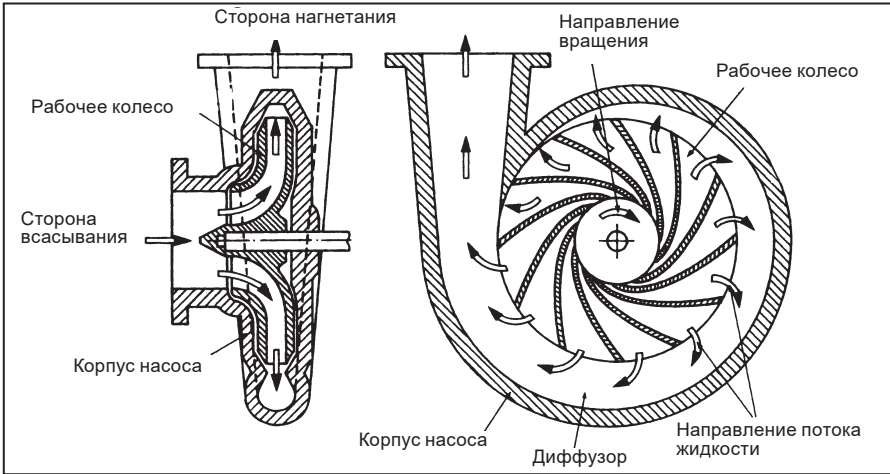


Рис. 9 Конструкция центробежного насоса

Вода через всасывающий патрубок насоса попадает на вход рабочего колеса и под действием вращающихся лопаток испытывает положительное ускорение. В диффузоре кинетическая энергия потока преобразуется в потенциальную энергию давления. В многоступенчатых насосах поперечное сечение диффузора со встроенными неподвижными лопатками называют «направляющим аппаратом».

Из схемы на рис. 10 видно, что потенциальная энергия в виде давления в насосе растет в направлении от всасывающего к напорному патрубку, поскольку гидродинамическое давление, создаваемое рабочим колесом (кинетическая энергия скорости потока), преобразуется в потенциальную энергию давления в диффузоре.

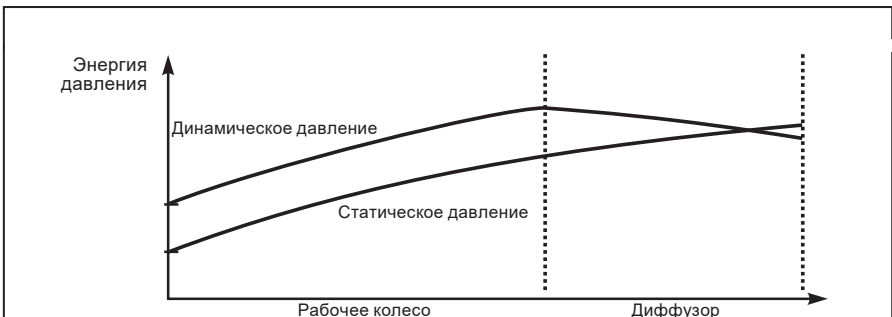


Рис. 10 Преобразования давления в рабочем колесе и диффузоре

Рабочие характеристики насоса

На рис. 11 представлена типичная эксплуатационная характеристика центробежного насоса « Q/H ».

Из нее видно, что максимальное давление нагнетания достигается, когда подача насоса равна нулю, т.е. когда напорный патрубок насоса закрыт. Как только поток в насосе возрастает (увеличивается объем перекачиваемой жидкости), высота нагнетания падает.

Точная характеристика зависимости подачи Q от напора H определяется изготовителем опытным путем на испытательном стенде. Например (рис. 11), при напоре H_1 насос будет подавать объем Q_1 и аналогично при $H_2 - Q_2$.

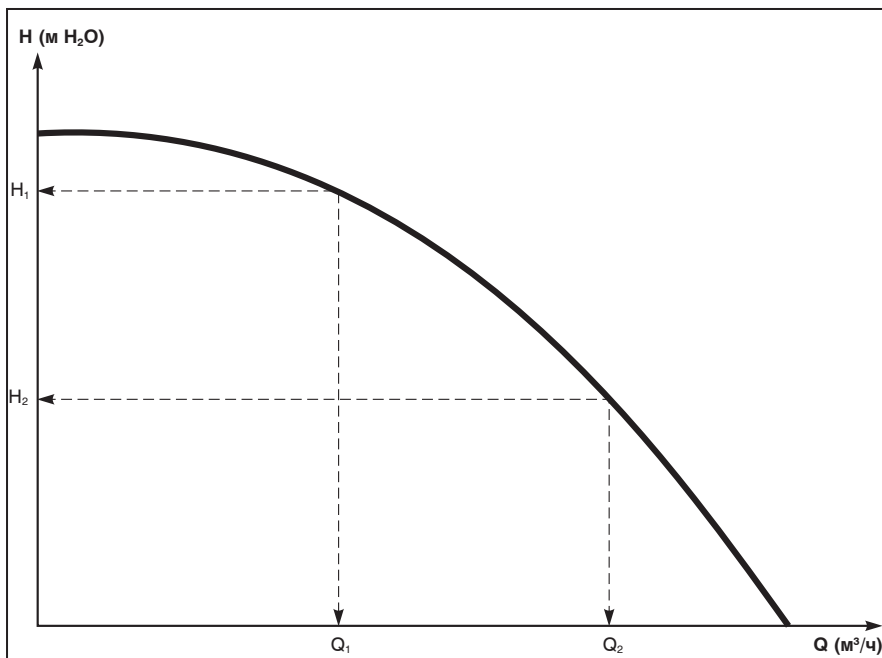


Рис. 11 Эксплуатационная характеристика насоса

Эксплуатационная характеристика насоса

Как уже было показано выше, потери напора на трение в трубопроводе зависят от качества шероховатости поверхности стенок трубопровода, и квадрата скорости потока жидкости и, конечно же, от протяженности трубопровода.

Потери давления на трение можно представить на графике «Н/Q» как кривую характеристики гидросистемы.

В случае замкнутых систем, таких как системы центрального отопления, текущая высота нагнетания может не учитываться, поскольку она уравнивается положительным напором со стороны всасывающего патрубка.

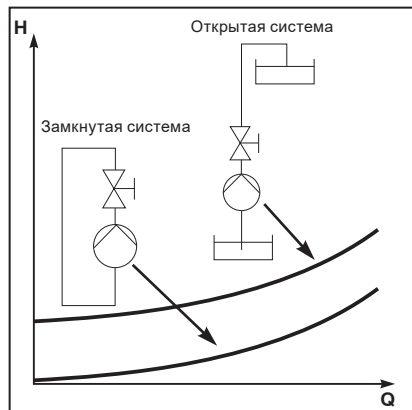


Рис. 12 Характеристики трубопровода

	Размер трубы	Содер. воды [л/м]	Внутренний Ø [мм]	Поток [м³/час]									
				0,1	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	
Медные трубы	3/8"	0,12	12,5	79	1459	–	–	–	–	–	–	–	–
	1/2"	0,20	16,0	24	445	1563	–	–	–	–	–	–	–
	3/4"	0,37	21,6	6	105	369	769	1269	–	–	–	–	–
	1"	0,58	27,2	2	35	122	254	427	892	1502	–	–	–
	1 1/4"	1,01	35,9	0	9	32	67	112	234	395	592	824	–
	1 1/2"	1,37	41,8	0	4	15	32	54	113	190	285	369	–
Стальные трубы	CU 10 x 1	0,05	8,0	602	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	CU 12 x 1	0,08	10,0	209	3499	–	–	–	–	–	–	–	–
	CU 15 x 1	0,13	13,0	60	1006	–	–	–	–	–	–	–	–
	CU 18 x 1	0,20	16,0	22	375	1263	–	–	–	–	–	–	–
	CU 22 x 1	0,31	20,0	8	130	437	890	1473	–	–	–	–	–
	CU 28 x 1,5	0,49	25,0	3	45	151	308	510	1038	–	–	–	–

Потери давления [Па/м] при температуре $t = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рекомендуемые потери в трубах – не более 150 Па/м

Рабочая точка

Рабочая точка – это точка пересечения графика характеристики насоса с графиком характеристики гидросистемы.

Понятно, что любые изменения в гидросистеме, например изменение проходного сечения клапана при его открытии или образование отложений в трубопроводе, сказываются на характеристике гидросистемы, в результате чего положение рабочей точки изменяется. Аналогичным образом изменения в насосе, например износ рабочего колеса или изменении частоты вращения, вызовут возникновение новой рабочей точки.

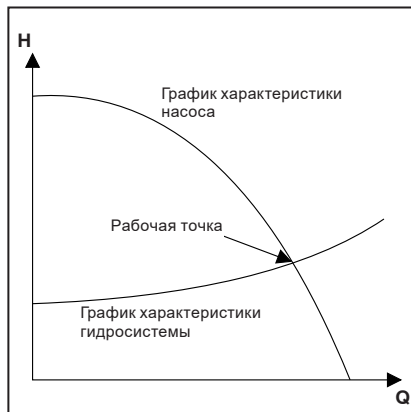


Рис. 13 Рабочая точка

Последовательно включенные насосы

Многоступенчатые насосы можно рассматривать как пример последовательно включенных одноступенчатых насосов. Конечно, в этом случае невозможно разобщить отдельные ступени, что иногда бывает желательно при проверке состояния насоса.

Поскольку неработающий насос создает существенное сопротивление, необходимо предусмотреть байпасную линию и обратный клапан (рис. 14).

Для работающих последовательно насосов общий напор (рис. 15) при любой заданной подаче определяется суммой значений высоты нагнетания каждого отдельного насоса.

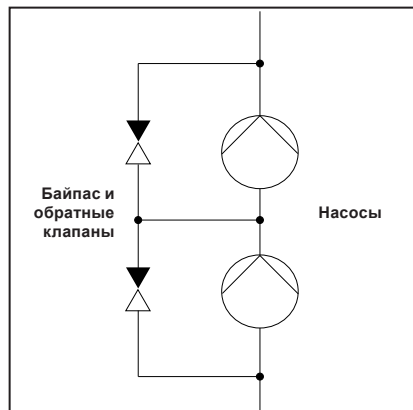


Рис. 14 Последовательно включенные насосы

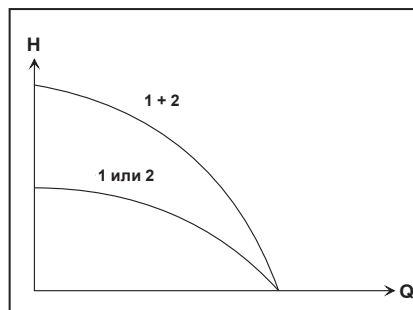


Рис. 15 Два однотипных насоса, включенных последовательно

Параллельно включенные насосы

Такая схема монтажа используется с целью обеспечения контроля состояния насосов или для обеспечения эксплуатационной безопасности, когда требуется наличие вспомогательного или резервного оборудования (например, сдвоенные насосы в отопительной системе). В этом случае также необходимо устанавливать обратные клапаны для каждого из насосов, чтобы предотвратить образование противотока через один из неработающих насосов. Этим требованиям в сдвоенных насосах удовлетворяет переключающий клапан типа заслонки.

Для параллельно работающих насосов общая подача (рис. 17) определяется как сумма значений подачи отдельных насосов при постоянном напоре.

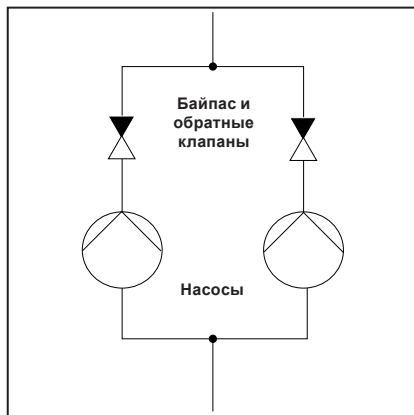


Рис. 16 Параллельно включенные насосы

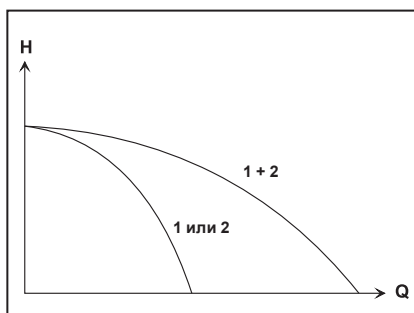


Рис. 17 Два однотипных насоса, включенных параллельно

КПД насоса

КПД насоса показывает, какая часть механической энергии, переданной насосу через его вал, преобразовалась в полезную гидравлическую энергию.

$$\frac{\text{Гидравлическая мощность}}{\text{Гидравлическая мощность}} = \eta$$

На КПД влияют:

- форма корпуса насоса;
- форма рабочего колеса и диффузора;
- качество шероховатости поверхности;
- уплотнительные зазоры между всасывающей и напорной полостями насоса.

Чтобы потребитель имел возможность определить КПД насоса в конкретной рабочей точке, большинство изготовителей насосного оборудования прилагают к диаграммам рабочих характеристик насоса диаграммы с графиками характеристик КПД (рис. 18) .

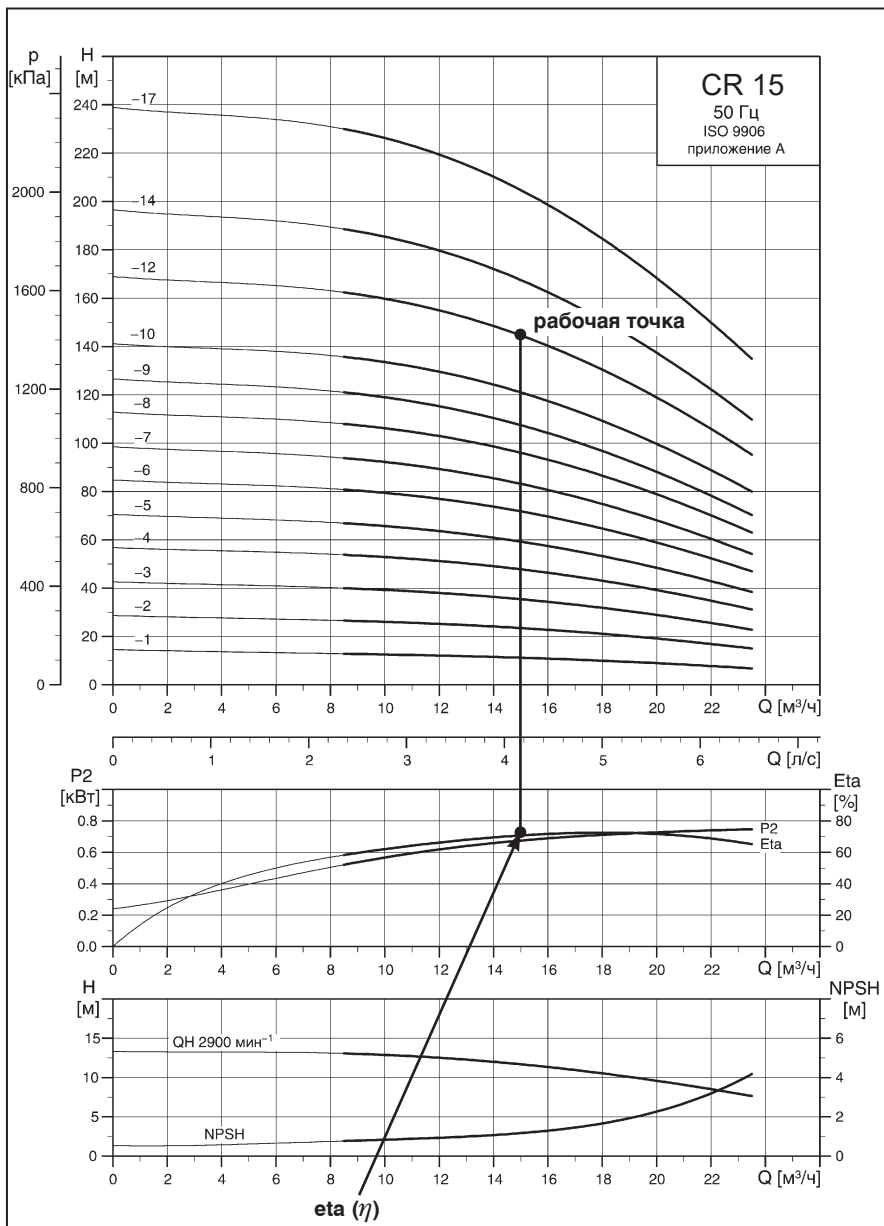


Рис. 18 Пример графика характеристики КПД насоса

Типовые закономерности

Приведенные далее типовые закономерности демонстрируют чистотеоретическое влияние **диаметра (d) рабочего колеса** на напор, подачу и потребляемую мощность.

Напор пропорционален диаметру во второй степени:

$$H_b = H_a \cdot \left(\frac{d_b}{d_a} \right)^2$$

Согласно этой закономерности, удвоение диаметра повысит напор в 4 раза.

Подача пропорциональна диаметру в третьей степени:

$$Q_b = Q_a \cdot \left(\frac{d_b}{d_a} \right)^3$$

Согласно этой закономерности, удвоение диаметра повысит подачу в 8 раз.

Потребляемая мощность пропорциональна диаметру в пятой степени:

$$P_b = P_a \cdot \left(\frac{d_b}{d_a} \right)^5$$

Согласно этой закономерности, удвоение диаметра повысит потребляемую мощность в 32 раза.

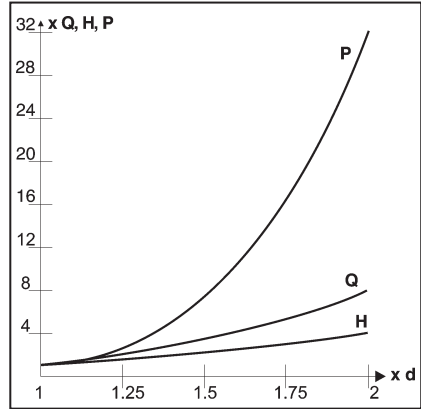


Рис. 19 Типовые закономерности, связанные с диаметром рабочего колеса

Типовые закономерности

Приведенные далее типовые закономерности демонстрируют теоретическое влияние частоты вращения (n) рабочего колеса на напор, подачу и потребляемую мощность.

Подача пропорциональна частоте вращения:

$$Q_b = Q_a \cdot \frac{n_b}{n_a}$$

Согласно этой закономерности, удвоение частоты вращения в два раза повысит подачу.

Напор пропорционален квадрату частоты вращения:

$$H_b = H_a \cdot \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2$$

Согласно этой закономерности, удвоение частоты вращения в 4 раза повысит напор.

Потребляемая мощность пропорциональна частоте вращения в третьей степени:

$$P_b = P_a \cdot \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^3$$

Согласно этой закономерности, удвоение частоты вращения в 8 раз повысит потребляемую мощность.

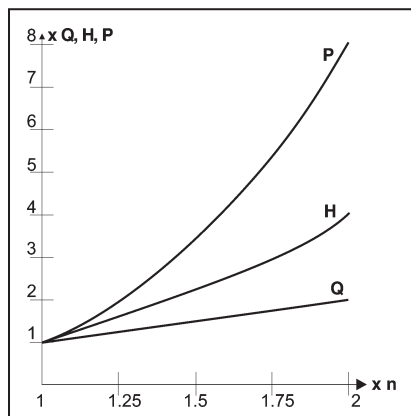


Рис. 20 Типовые закономерности, связанные частотой вращения рабочего колеса

Потребляемая мощность

P_1 : Мощность, потребляемая электродвигателем из электросети.

У электродвигателей, непосредственно присоединенных к валу насосов, как это имеет место в приводе циркуляционных насосов, максимальное значение потребляемой мощности указывается на фирменной табличке с техническими данными.

P_1 также можно определить по следующей формуле:

$$P_1 = V \times I \times \cos \varphi \times \sqrt{3} \quad [\text{Вт}]$$

(3-фазные электродвигатели)

$$P_1 = V \times I \times \cos \varphi \quad [\text{Вт}]$$

(1-фазные электродвигатели)

где:

V = напряжение (В)

I = сила тока (А)

$\cos \varphi$ = коэффициент мощности (-)

P_2 : мощность на валу электродвигателя.

В случае, когда электродвигатель и насос являются отдельными узлами (включая стандартные и погружные электродвигатели), на фирменной табличке указывается максимальная мощность на валу электродвигателя.

P_3 : Мощность, потребляемая насосом.

Текущая нагрузка электродвигателя может быть определена по кривой мощности насоса. В случае непосредственного присоединения электродвигателя к валу насосов:

$$P_3 = P_2.$$

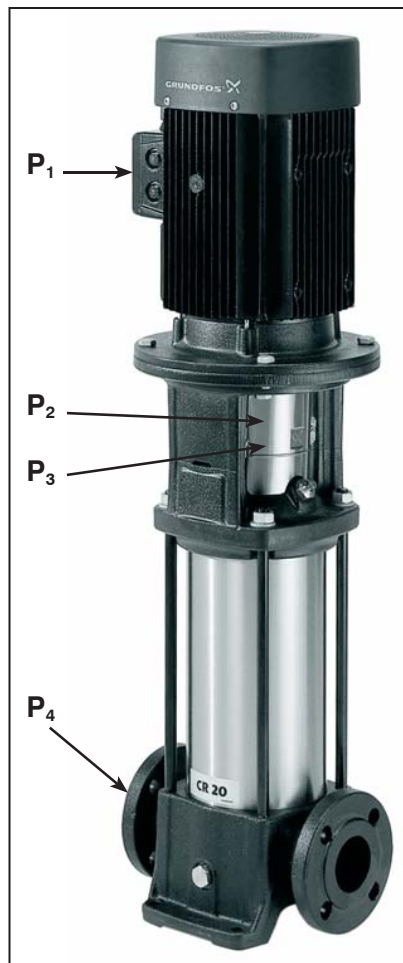


Рис. 21 Потребляемая мощность

P_4 : Мощность насоса ($P_{\text{hydraulic}}$).

Значение мощности насоса определяется по формуле:

$$P_4 = \rho \times g \times H \times Q \quad [\text{кВт}]$$

Адаптация насосов к переменным режимам эксплуатации

Потери давления в гидросистеме рассчитываются для определенных специфических условий эксплуатации. На практике характеристика гидросистемы почти никогда не совпадает с теоретической из-за коэффициентов запаса прочности, закладываемых в гидросистему.

Рабочая точка гидросистемы с насосом – это всегда точка пересечения графика характеристики насоса с графиком характеристики гидросистемы, следовательно, подача обычно бывает больше, чем требуется для новой гидросистемы.

Такое несоответствие может создать проблемы в гидросистеме. В отопительных контурах может возникать шум, вызванный потоком, в конденсатных системах – кавитация, а в некоторых случаях неоправданно большая подача приводит к потерям энергии.

Вследствие этого возникает необходимость смещения рабочей точки (точки пересечения графиков обеих характеристик) путем регулировки насоса и подстройки гидросистемы.

На практике применяют один из указанных ниже способов:

- a) Изменение характеристики гидросистемы путем прикрытия дроссельного клапана (дросселирование) (рис. 22) .
- b) Изменение характеристики насоса за счет уменьшения наружного диаметра (путем механической обработки) его рабочего колеса (рис. 23) .
- c) Изменение характеристики насоса путем регулировки частоты вращения (рис. 24) .

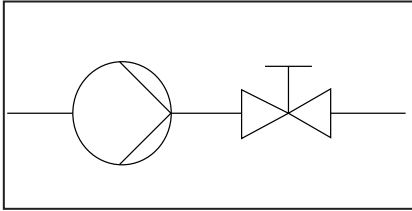


Рис. 22 Изменение характеристики гидросистемы путем дросселирования

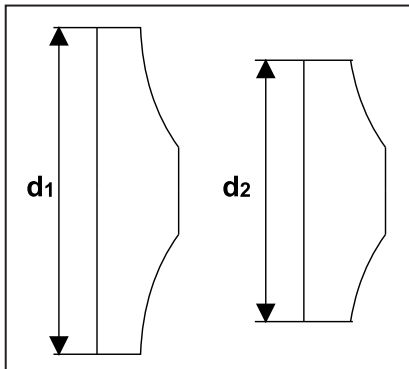


Рис. 23 Обтачивание рабочего колеса по наружному диаметру

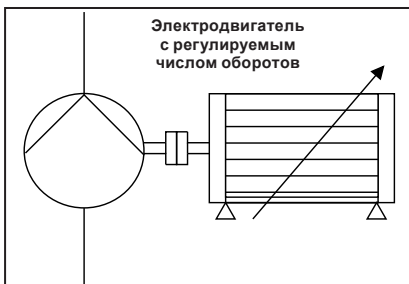


Рис. 24 Регулировка частоты вращения

а) Регулирование подачи с помощью дроссельного клапана

Уменьшение проходного сечения дроссельного клапана в гидросистеме вызывает повышение потерь давления (гидродинамического напора H_{dyn}), делая кривую характеристики гидросистемы более крутой, в результате чего рабочая точка смещается в направлении более низкой подачи (смотрите рис. 25) .

В результате снижается потребляемая мощность, поскольку центробежные насосы имеют характеристику мощности, которая уменьшается при уменьшении подачи. Однако потери мощности при дроссельном регулировании в гидросистеме с высоким значением потребляемой мощности будут значительны, поэтому в таких случаях необходимо проводить специальные расчеты для оценки рентабельности метода регулирования подачи с помощью дроссельного клапана.

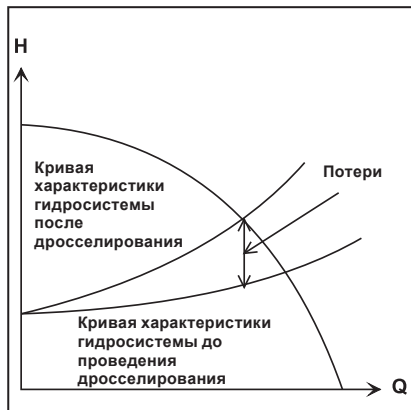


Рис. 25 Потери при регулировании подачи с помощью дроссельного клапана

б) Модификация рабочего колеса

В тех случаях, когда снижение производительности насоса и напора требуется постоянно, наиболее оптимальным решением может стать уменьшение наружного диаметра рабочего колеса.

При этом протачивают по наружному диаметру либо все рабочее колесо, либо только торцы лопаток. Чем больше будет занижение наружного диаметра, тем ниже станет КПД насоса.

Снижение КПД обычно бывает более значительно в тех насосах, которые работают на высоких оборотах. У низкооборотных насосов оно не столь заметно, в особенности, если уменьшение наружного диаметра незначительно.

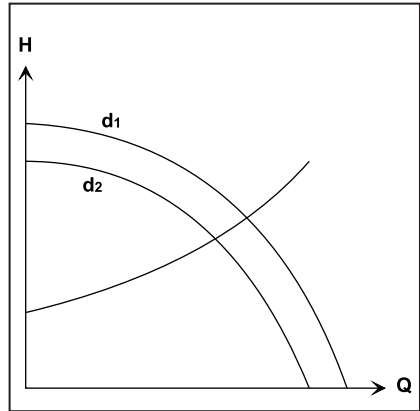


Рис. 26 Модификация рабочего колеса

Когда уменьшение наружного диаметра незначительно, то с достаточно высокой степенью точности можно воспользоваться следующими соотношениями:

$$\frac{Q_x}{Q} \approx \left(\frac{D_x}{D}\right)^2 \quad \text{и} \quad \frac{H_x}{H} = \left(\frac{D_x}{D}\right)^2$$

На рис. 27 представлен способ определения заниженного диаметра D_x с помощью диаграммы характеристики «H/Q» в линейных координатах.

Начало координат ($Q = 0, H = 0$) соединяется с новой рабочей точкой (Q_x, H_x) прямой линией, продолженной до пересечения с характеристикой имеющегося насоса (Q, H) в точке «s». После этого новый диаметр (D_x) рассчитывается по следующей формуле:

$$D_x = D \sqrt{\frac{Q_x}{Q}} \quad \text{и} \quad D_x = D \sqrt{\frac{H_x}{H}}$$

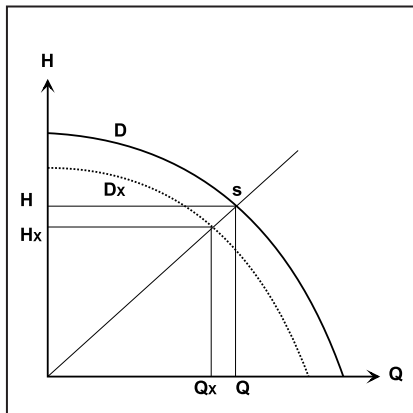


Рис. 27 Коррекция наружного диаметра рабочего колеса

б) Модификация рабочего колеса (продолжение)

Однако эти зависимости недействительны в случае необходимости значительного снижения производительности насоса. В таком случае рекомендуется проводить занижение рабочего колеса в несколько этапов. Сначала занижение диаметра рабочего колеса выполняется до размера, несколько превышающего значение D_x , рассчитываемое как указывалось выше. После этого насос подвергается испытаниям, после которых можно определить окончательный диаметр.

В серийном производстве этого можно избежать. Имеются графики рабочих характеристик для насосов, оборудованных рабочими колесами с различным занижением наружного диаметра (смотрите рис. 28), непосредственно по которым можно рассчитать значение D_x , используя вышеуказанные формулы.

с) Регулирование частоты вращения

Изменение частоты вращения вызовет изменения в рабочих характеристиках центробежного насоса.

Воспользуемся типовыми закономерностями, указанными ранее:

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{n_x}{n} \Rightarrow Q_x = Q \cdot \frac{n_x}{n}$$

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n}\right)^2 \Rightarrow H_x = H \cdot \left(\frac{n_x}{n}\right)^2$$

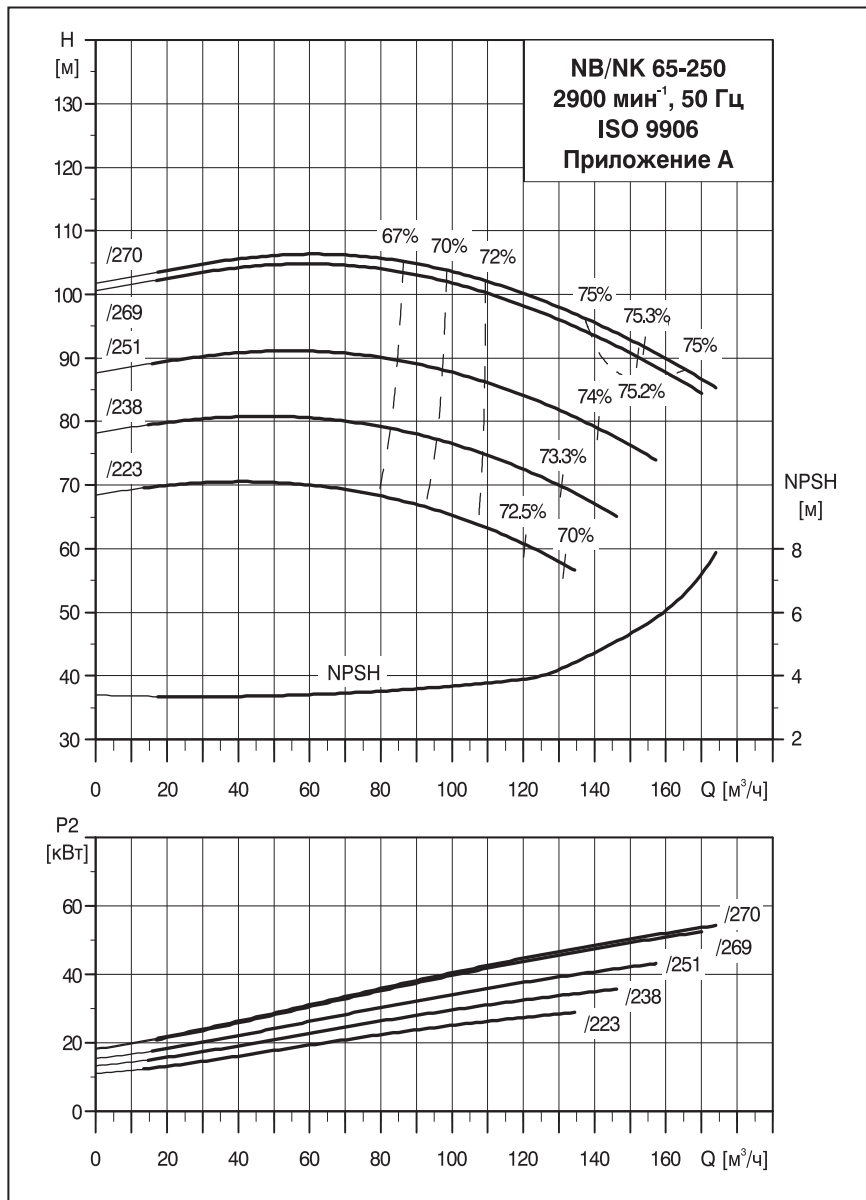


Рис. 28 Коррекция наружного диаметра рабочего колеса

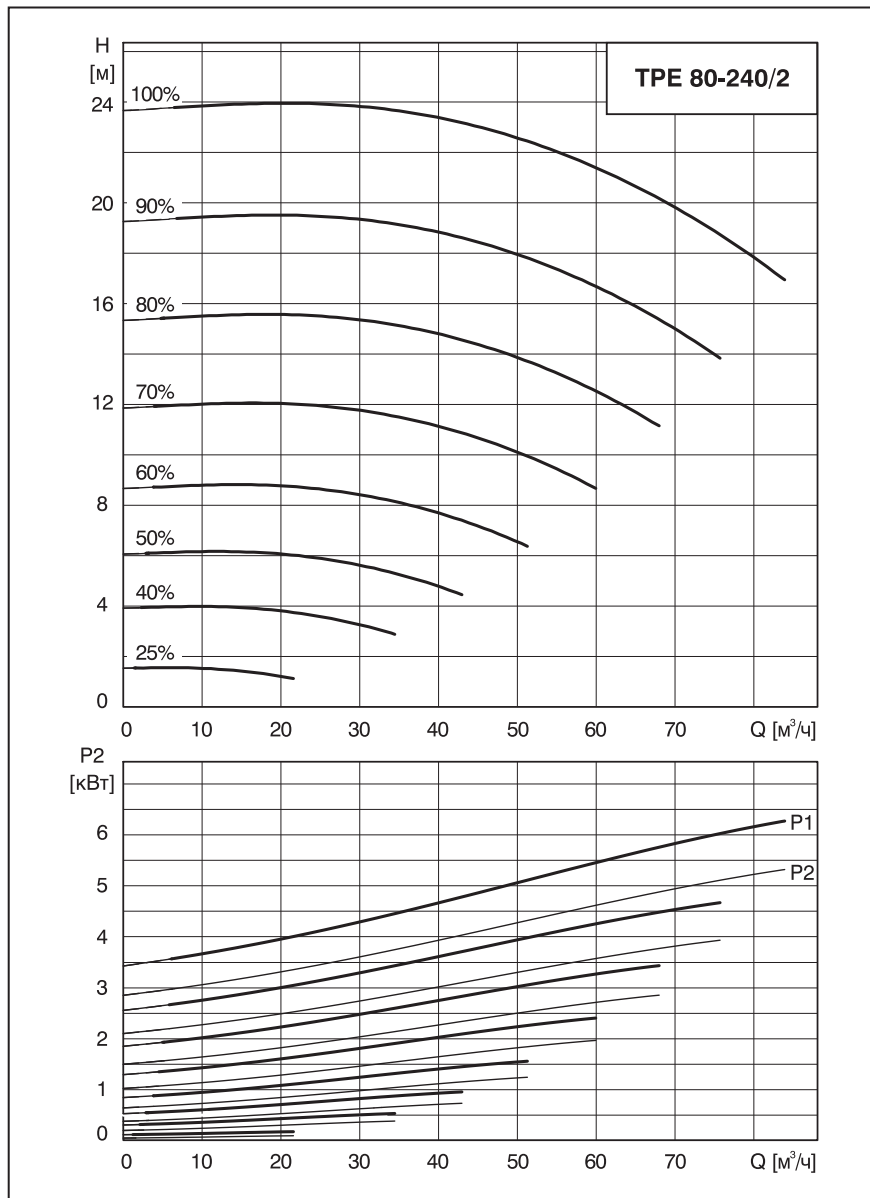


Рис. 29 Регулирование оборотов насоса модели TPE 80–240/2

Кавитация

Наиболее часто встречающиеся при эксплуатации насосов проблемы связаны с условиями всасывания на входе гидросистемы и почти всегда они бывают вызваны слишком низким гидростатическим давлением (подпором) на входе насоса.

Причина этого может корениться либо в выборе насоса с неоптимальными для данных условий эксплуатации параметрами, либо в ошибках, допущенных при проектировании гидросистемы.

Вращение рабочего колеса отбрасывает жидкость к поверхности корпуса насоса, в результате чего со стороны всасывающей полости рабочего колеса возникает разрежение. Это вызывает подсос жидкости через всасывающий клапан и трубопровод, которая поступает к рабочему колесу, где она опять отбрасывается к поверхности корпуса насоса.

Разрежение на входе насоса зависит от разницы между уровнем положения впускного отверстия и поверхности перекачиваемой жидкости, от потерь давления на трение во всасывающем клапане и трубопроводе, а также от плотности самой жидкости.

Это разрежение ограничено давлением насыщенного пара жидкости при данной температуре, т.е. давлением, при котором будут образовываться пузырьки пара. Любая попытка снизить гидростатическое давление до величины, меньшей чем давление насыщенного пара, приведет к тому, что жидкость отреагирует на это образованием пузырьков пара, поскольку она начнет закипать.

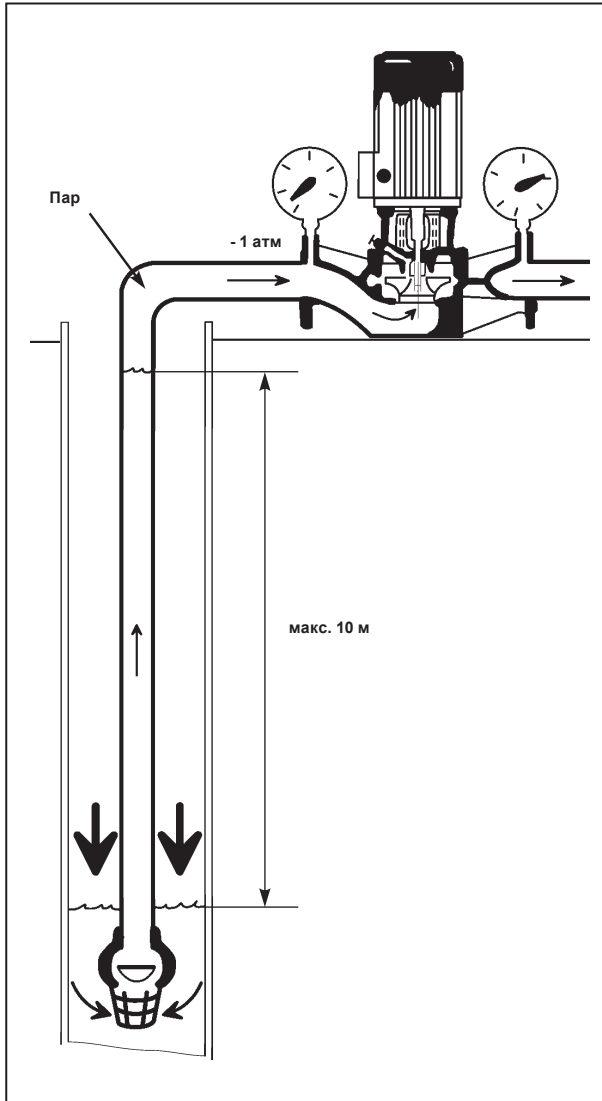


Рис. 30 Теоретическая максимальная высота всасывания равна барометрическому давлению

Кавитация (продолжение)

В насосе кавитация возникает тогда, когда давление с той стороны лопаток рабочего колеса, которая обращена в сторону всасывающей полости (обычно вблизи впускного отверстия насоса), падает ниже давления насыщенного пара жидкости, вызывая образование пузырьков газа. Будучи перенесенными в области высокого давления в рабочем колесе, эти пузырьки разрушаются (взрываются), а возникающая при этом волна давления может вызвать повреждение насоса (рис. 31).

Это повреждение, которое может возникнуть в течение нескольких минут или через несколько лет, настолько серьезно, что может отрицательно подействовать не только на насос, но и на электродвигатель.

Наиболее уязвимыми деталями при этом являются подшипники, сварные швы и даже поверхности рабочего колеса.

Масштабы повреждений рабочего колеса зависят от характеристик материала, из которого оно изготовлено; например, из таблицы видно, что при одних и тех же условиях ущерб для рабочего колеса из нержавеющей стали составляет всего лишь 5% от ущерба, причиненного рабочему колесу из чугуна.

Потеря в массе различных материалов

(при сравнении за основу взят чугун = 1,0):

Нержавеющая сталь:	0,05
Чугун:	1,0
Бронза:	0,5
Бронзовые сплавы:	0,1

С явлением кавитации связаны также повышенный уровень шума, падение напора и нестабильность эксплуатации. Зачастую повреждение остается не выявленным до тех пор, пока насос и электродвигатель не будут подвергнуты разборке.

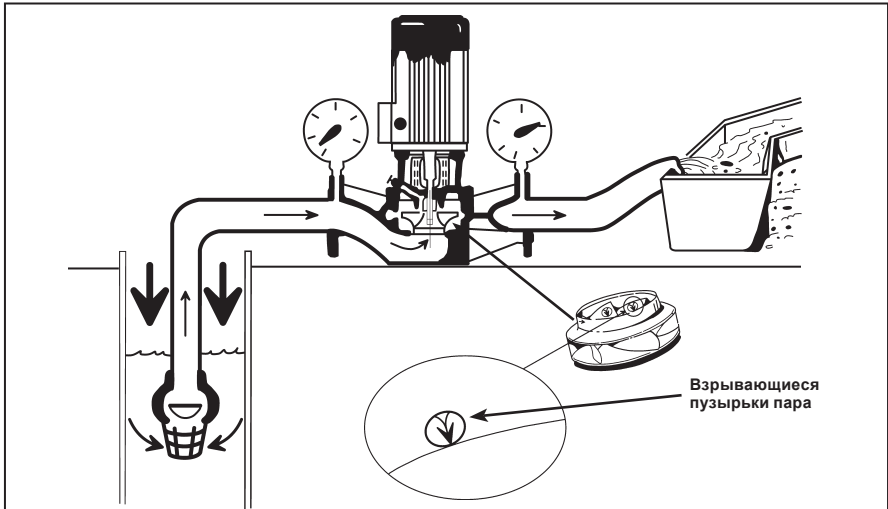


Рис. 31 Кавитация на поверхности рабочего колеса

Расчеты по устранению опасности кавитации

Кавитационный запас H_{\max} насоса, необходимый для устранения опасности кавитации, рассчитывается следующим образом:

$$H_{\max} = H_b - H_{fs} - NPSH - H_v - H_s$$

H_{\max} : Кавитационный запас насоса (смотрите рис. 32).
 Если он *положительный*, насос может работать при данной высоте всасывания.
 Если он *отрицательный*, для работы насоса необходимо создать условия, при которых он станет положительным.

H_b : Атмосферное давление со стороны насоса; это – теоретически максимальная высота всасывания.

$$H_b = \frac{p_b}{\rho \cdot g}$$

Это значение H_b зависит от плотности жидкости и значения «g» со стороны насоса (рис. 33).

H_{fs} : Потери давления на трение во всасывающем клапане и присоединенном трубопроводе также зависят от плотности жидкости.

$$H_{fs} = \frac{p_{fs}}{\rho \cdot g}$$

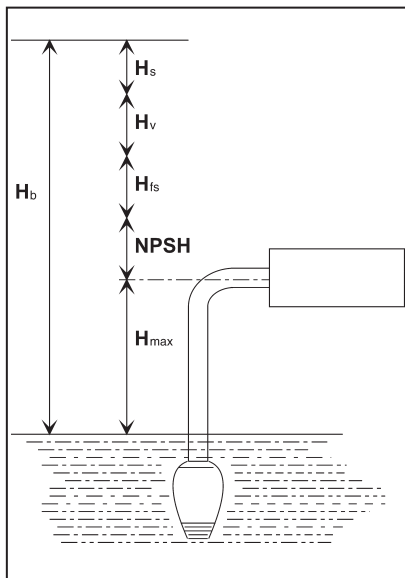


Рис. 32 Максимальная высота всасывания

Высота над уровнем моря (м)	Барометрическое давление P_b (бар)	Высота водяного столба (м)	Температура кипения воды (°C)
0	1,013	10,33	100
500	0,935	9,73	99
1000	0,899	9,16	96
2000	0,795	8,10	93

Рис. 33 Температура кипения воды при различных значениях барометрического давления

NPSH: Net Positive Suction Head

Этот параметр отражает минимальное давление на всасывании, необходимое для безаварийной эксплуатации. Он характеризует потери давления на трение на участке от всасывающего патрубка насоса до той точки первого рабочего колеса, в которой давление минимально, и определяет гидравлические условия, при которых насос не в состоянии всасывать цельный водяной столб высотой 10,33 м. Таким образом, значение NPSH будет расти с ростом подачи, что можно видеть из графика характеристики на рис. 35 конкретного насоса.

Для циркуляционных насосов график NPSH не используется; вместо этого на рис. 34 представлена таблица с указанием минимального давления на всасывании, необходимого при различных значениях температуры рабочей жидкости.

H_v: Этот параметр отражает давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости. Он включен в уравнение, поскольку при более высокой температуре жидкость начинает испаряться быстрее. H_v также зависит от плотности жидкости:

$$H_v = \frac{p_v}{\rho \cdot g}$$

H_s: Этот параметр представляет собой запас прочности, который должен определяться в конкретных условиях в зависимости от степени надежности и достоверности применяемой методики расчета. На практике его берут равным 0,5–1 м. В случае присутствия в воде газа это значение часто выбирают равным 2 м.

t _m (°C)	75	90	120
H _{min} (м)	0,5	4,0	16,5

Рис. 34 Минимальное давление на всасывании насоса модели UMK 50–60 в зависимости от температуры жидкости

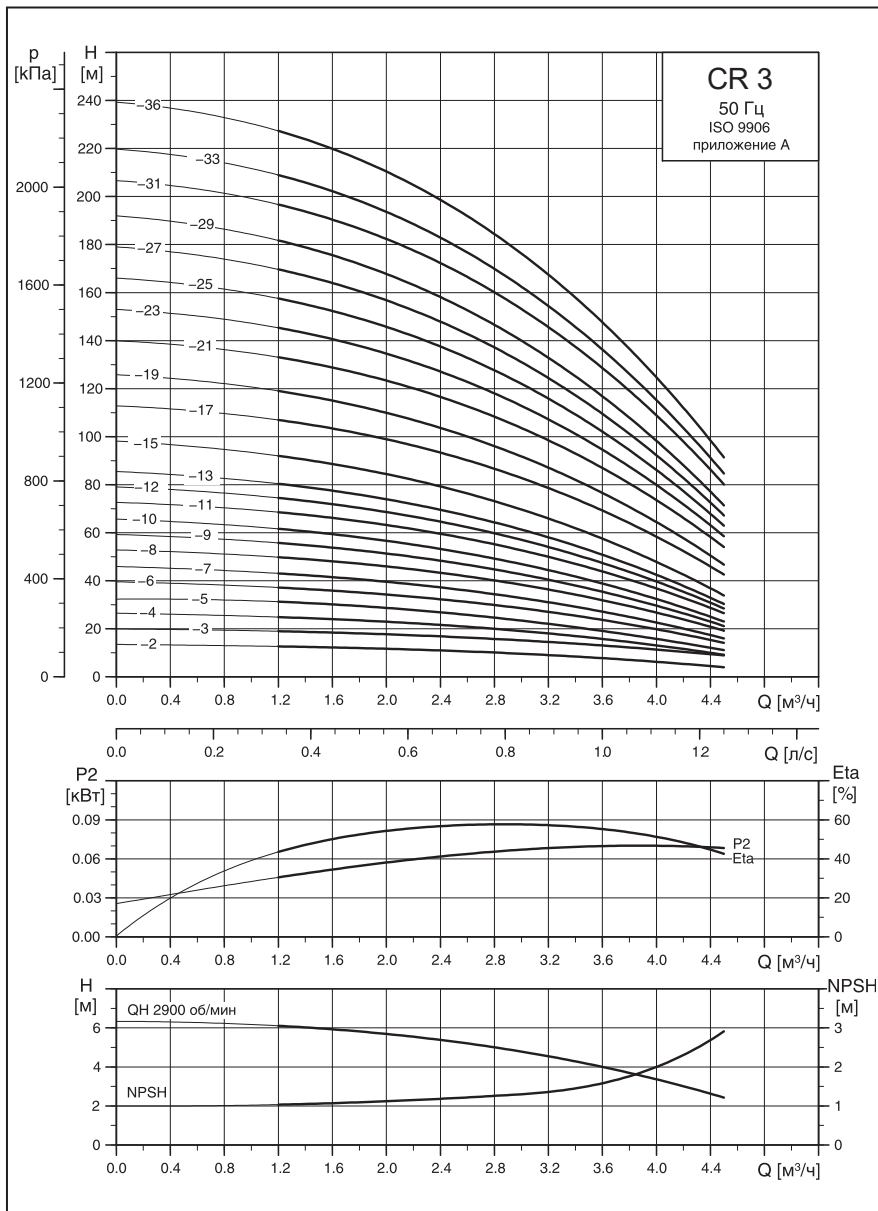


Рис. 35 Кривая характеристики NPSH

Как избежать кавитации

Данная аргументация основана на приведенной выше формуле:

$$H_{\max} = H_b - H_{fs} - NPSH - H_v - H_s$$

и учитывает влияние каждого из членов уравнения.

- H_{\max} :** Насос всегда необходимо устанавливать как можно ниже или потребуются поднять уровень жидкости со стороны всасывания. Последний способ часто бывает наиболее дешевым решением. Положительное давление на всасывании, создаваемое насосом (если таковой имеется) или расширительным бачком, должно поддерживаться как можно более высоким.
- H_b :** Этот показатель является постоянным при перекачивании определенной жидкости в данном месте.

H_{fs} : Всасывающий трубопровод должен быть как можно более коротким и иметь минимальное количество колен, клапанов, вентилей и фитингов.

NPSH: Следует выбирать насос с наименьшим потребным NPSH.

H_v : Этот параметр может снижаться при падении температуры жидкости (температуры окружающей среды) .

H_s : Устанавливается индивидуально.

Наиболее простой способ избежать кавитации – это снизить подачу насоса путем частичного закрытия нагнетательного (или напорного) клапана; в результате этого понизится требуемое значение NPSH и H_{fs} , следовательно возрастет значение H_{\max} .

Альтернативная методика расчета для устранения опасности кавитации

Многие предпочитают преобразовать формулу в функции NPSH следующим образом:

$$H_{\max} = H_b - H_{fs} - \text{NPSH} - H_v - H_s$$



$$\text{NPSH} = H_b - H_{fs} - H_v - H_s - H_{\max}$$

Это дает имеющееся значение $\text{NPSH}_{\text{available}}$ для данной гидросистемы, которое затем можно сравнить с требуемым значением $\text{NPSH}_{\text{required}}$, указанным на графиках рабочих характеристик соответствующего насоса.

Таким образом, если

$$\text{NPSH}_{\text{available}} \geq \text{NPSH}_{\text{required}}$$

кавитации удастся избежать.

Однако если

$$\text{NPSH}_{\text{required}} \geq \text{NPSH}_{\text{available}}$$

то опасность возникновения кавитации сохраняется.

Подключение электродвигателя GRUNDFOS в соответствии с обозначением на его шильдике

Расшифровка обозначений:

« – » означает «от – до»;

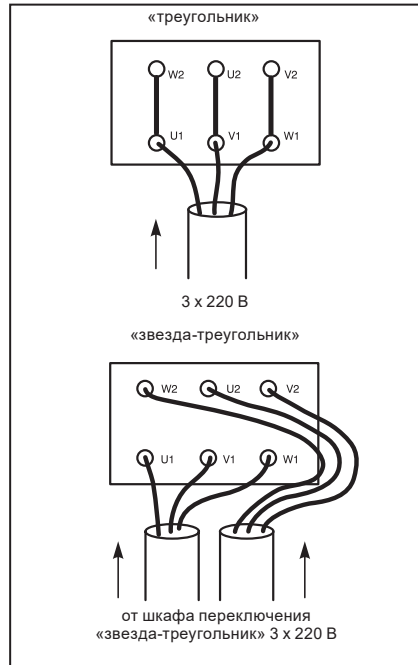
« / » означает, что электродвигатель может подключаться двумя разными вариантами;

« D » обозначение соединения обмоток электродвигателя по схеме «треугольник»;

« Y » обозначение соединения обмоток электродвигателя по схеме «звезда».

1 × 220–230 / 240 В

1. Двигатель может быть подключен в однофазную сеть переменного тока напряжением $U = 1 \times 220\text{--}230 \text{ В}$.
2. Двигатель может быть подключен в однофазную сеть переменного тока напряжением $U = 1 \times 240 \text{ В}$.



3 × 220–240 D / 380–415Y B

1. Двигатель может быть подключен в трехфазную сеть переменного тока напряжением $U = 3 \times 380 - 415 \text{ В}$ по схеме «звезда».

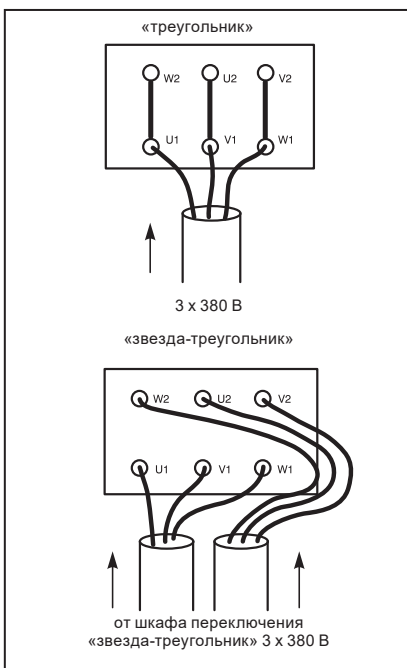
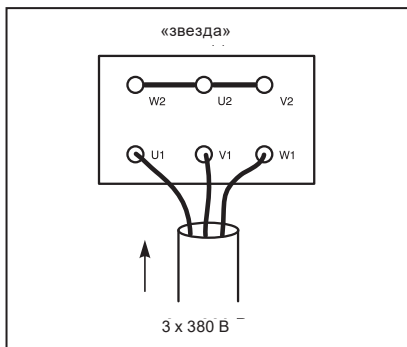
2. Двигатель может быть подключен в трехфазную сеть переменного тока напряжением $U = 3 \times 220 - 240 \text{ В}$ по схеме «треугольник» (например в Бельгии, в Норвегии, в Италии, во Франции).

3. Двигатель может быть подключен в трехфазную сеть переменного тока напряжением $U = 3 \times 220 - 240 \text{ В}$ по схеме «звезда-треугольник».

3 × 380–415D B

1. Двигатель может быть подключен в трехфазную сеть переменного тока напряжением $U = 3 \times 380 - 415 \text{ В}$ по схеме «треугольник».

2. Двигатель может быть подключен в трехфазную сеть переменного тока напряжением $U = 3 \times 380 - 415 \text{ В}$ по схеме «звезда-треугольник».



be think innovate

ООО «ГРУНДФОС»
ул. Школьная, д. 39-41,
г. Москва, 109544
Тел.: +7 495 737-30-00
www.grundfos.ru

GRUNDFOS 

Название Grundfos, логотип Grundfos и be think innovate являются зарегистрированными торговыми марками, принадлежащими Grundfos Management A/S или Grundfos A/S, Дания. Все права защищены. 91830082/0817