

Содержание	стр.	стр.	
1	Буквенные обозначения, единицы измерения, наименования	8	Разное
2	Расчёт параметров	8.1	Национальные и интернациональные стандарты для центробежных насосов
2.1	Производительность насоса	8.2	Прогиб вала
2.2	Напор насоса	8.3	Улучшение значения NPSH насоса
2.3	Напор установки	8.4	Формы рабочего колеса
2.4	Частота вращения	8.4.1	Лопастное колесо
2.5	Выбор типоразмера насоса	8.4.2	Багерные рабочие колёса
2.6	Определение потребляемой мощности	8.4.3	Специальные лопастные колёса
2.6.1	Потребляемая мощность насоса	8.4.4	Звёздчатые рабочие колёса
2.6.2	Определение мощности мотора	8.4.5	Периферийные рабочие колёса
2.7	Характеристическая кривая насоса	8.5	Конструктивные исполнения насосов
2.8	Характеристическая кривая установки (характеристическая кривая трубопровода)	8.6	Виды установки насосов
2.9	Рабочая точка	8.7	Конфигурация зумпфа насоса
2.10	Параллельная эксплуатация насосов	8.8	Компоновка всасывающего трубопровода
3	Условия всасывания и подачи самотёком	8.9	Муфты вала
3.1	Показатель NPSH насоса (= $NPSH_{eff}$)	9	Технические данные
3.2	Показатель NPSH установки (= $NPSH_{vorth}$)	9.1	Давление пара p_D и плотность воды ρ
4	Потери напора	9.2	Давление пара p_D различных жидкостей
4.1	Потери напора H_v в прямых трубопроводах	9.3	Плотность ρ различных жидкостей при атмосферном давлении
4.2	Потери напора в пластмассовых трубах	9.4	Системные единицы измерения, выборка для центробежных насосов
4.3	Потери напора в прямолинейных трубопроводах для вязких жидкостей	9.5	Преобразование единиц измерения Великобритании и США
4.4	Потери напора H_v в арматуре и фитингах	9.6	Диаграмма для определения скорости течения v в зависимости от производительности Q и внутреннего диаметра трубы D
5	Изменение производительности	9.7	Диаграмма для определения величины скорости течения $v^2/2g$ в зависимости от производительности Q и внутреннего диаметра трубы D
5.1	Изменение частоты вращения	9.8	Диаграмма для определения разницы величин скорости течения $\Delta v^2/2g$ в зависимости от производительности Q и внутреннего диаметра трубы D
5.2	Обточка рабочих колёс	9.9	Диаграмма для определения потерь напора H_v в зависимости от внутреннего диаметра трубы D , скорости течения v и производительности Q
6	Перекачка вязких жидкостей	9.10	Диаграмма для определения переводных коэффициентов $f_{Q,w}$, $f_{H,w}$ и $f_{\eta,w}$ для вязких сред
7	Примеры расчёта параметров	9.11	Диаграмма для определения переводных коэффициентов $f_{Q,z}$ и $f_{H,z}$ для вязких сред
7.1	Выбор типоразмера насоса	9.12	Диаграмма для определения удельной частоты вращения n_q
7.2	Определение потребляемой мощности	—	Расчётная таблица для определения рабочей точки, соответственно, типоразмера насоса при перекачке вязких жидкостей
7.2.1	Потребляемая мощность насоса		
7.2.2	Определение мощности мотора		
7.3	Определение значения NPSH установки		
7.3.1	Всасывание из открытой/закрытой ёмкости		
7.3.2	Подвод самотёком из открытой/закрытой ёмкости		
7.3.3	Подвод самотёком из закрытой ёмкости с давлением пара		
7.4	Изменение частоты вращения		
7.5	Обточка рабочего колеса		
7.6	Перекачка вязких жидкостей		
7.6.1	Определение рабочей точки		
7.6.2	Определение типоразмера насоса		

1 Буквенные обозначения, единицы измерения, именованья

A	м ²	Площадь
a	мм	Ширина
b ₂	м	Ширина выхода из рабочего колеса
D	мм (м)	Диаметр рабочего колеса, диаметр трубы
DN	(мм)	Условный проход трубопровода
d	мм	Наименьший внутренний диаметр
F	H	Сила
f _H	–	Переводной множитель для напора
f _Q	–	Переводной множитель для производительности
f _η	–	Переводной множитель для КПД
g	м/с ²	Ускорение свободного падения
H	м	Напор
H _A	м	Напор установки
H _{geo}	м	Геодезическая высота подачи
H ₀	м	Нулевая высота подачи
H _{s geo}	м	Геодезическая высота всасывания
H _{z geo}	м	Геодезическая высота при подводе самотёком
H _v	м	Потери напора
H _{v,s}	м	Потери напора со стороны всасывания
ΔH	м	Разница напоров
K	1	Кэффициент
k	мм	Абсолютная шероховатость
L	м	Длина трубы
n	1/мин	Частота вращения
NPSH _{eff}	м	Кавитационный запас насоса
NPSH _{vorh}	м	Кавитационный запас установки
n _q	1/мин	Удельная частота вращения
P	кВт	Потребляемая мощность
p	бар (Н/м ²)	Давление
p _b	бар (Н/м ²)	Давление воздуха
p _D	бар (Н/м ²)	Давление пара перекачиваемой жидкости
p _v	бар (Н/м ²)	Потери давления
ΔQ	л/с (м ³ /ч)	Разница в производительности
Q	л/с (м ³ /ч)	Производительность
Q _{min}	л/с (м ³ /ч)	Минимальная производительность
R	мм	Радиус
Re	1	Число Рейнольдса
U	м	Периметр
v	м/с	Скорость течения
y	мм	Ход
Z	1/ч	Частота включения
Z _{s,d}	м	Разница в высоте между всасывающим и напорным патрубками насоса
ζ	–	Кэффициент потерь
η	–	КПД насоса
λ	–	Кэффициент трения трубы
μ	1	Кэффициент поправки
ν	м ² /с	Кинематическая вязкость
ρ	кг/м ³ (кг/дм ³)	Плотность
φ	1	Температурный коэффициент
φ	°	Угол открытия

Индексы

a	В выходном сечении установки/ответвляющийся
B	В рабочей точке
d	В напорном патрубке / протекающий
e	Во входном сечении установки/ответвляющийся
G	Для чугуна
geo	Геодезический
K	Для пластмассы
s	Со стороны всасывания, на всасывающем патрубке
opt	В точке с наилучшим КПД
R	Радиальный
sch	Для серной кислоты
W	Для воды
Z	Для вязких жидкостей
1, 2, 3	Перечисления, позиции

на-2 Расчёт параметров

2.1 Производительность насоса

Производительностью насоса Q является подаваемый в единицу времени полезный объёмный расход, измеряемый в м³/с (встречаются так же л/с и м³/ч). Водосброс и утечки не относятся к производительности.

2.2 Напор насоса

Напор насоса H есть ни что иное как сообщённая перекачиваемой жидкости полезная механическая работа, отнесённая к силе тяжести подаваемой жидкости и выраженная в метрах. Величина напора не зависит от плотности перекачиваемой жидкости ρ, а это значит, что центробежный насос перекачивает жидкости независимо от плотности ρ с одним и тем же по величине напором H. Плотность ρ определяет лишь давление в насосе $p = \rho \cdot g \cdot H$

и оказывает влияние на его потребляемую мощность P.

2.3 Напор установки

Напор установки складывается из следующих составных частей (см. рис. 1 и 2):

- H_{geo}, геодезической высоты подачи = разница высот между уровнями жидкости со всасывающей и с напорной стороны. В случае, если нагнетательный трубопровод установлен выше уровня воды, отсчёт производится от оси трубопровода.
- $\frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g}$, разницы давлений между уровнями жидкости со всасывающей и с напорной стороны при закрытых ёмкостях.
- ΣH_v, суммы всех потерь напора (сопротивления в трубопроводах, сопротивления арматуры и фасонных деталей и т.д. во всасывающем и нагнетательном трубопроводах).
- $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$, разницы скоростей течения в ёмкостях.

Исходя из этого, напор установки H_A рассчитывается следующим образом

$$H_A = H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} + \sum H_v$$

На практике можно пренебречь разницей скоростей течения. Таким образом получается для закрытых ёмкостей

$$H_A \approx H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + \sum H_v$$

а для открытых ёмкостей

$$H_A \approx H_{geo} + \sum H_v$$

2.4 Частота вращения

При приводах с электромоторами трёхфазного переменного тока (асинхронные электродвигатели с короткозамкнутыми роторами) установлены следующие частоты вращения насосов:

Частота	Число полюсных пар						
	2	4	6	8	10	12	14
при 50 Гц	Базисные частоты вращения характеристических кривых в 1/мин						
	2900	1450	960	725	580	480	415
при 60 Гц	3500	1750	1160	875	700	580	500

На практике моторы работают всё же с незначительно отклонёнными, в большинстве случаев с увеличенными, частотами вращения, которые учитываются изготовителем насосов при согласовании с заказчиком во время расчёта параметров (см. Раздел 7.4). При регулируемой частоте вращения, при применении редукторов или ремённой передачи, возможны так же и другие частоты вращения.

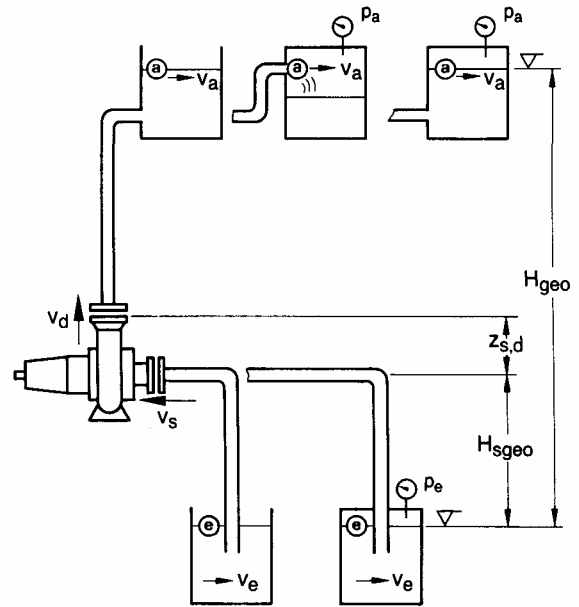
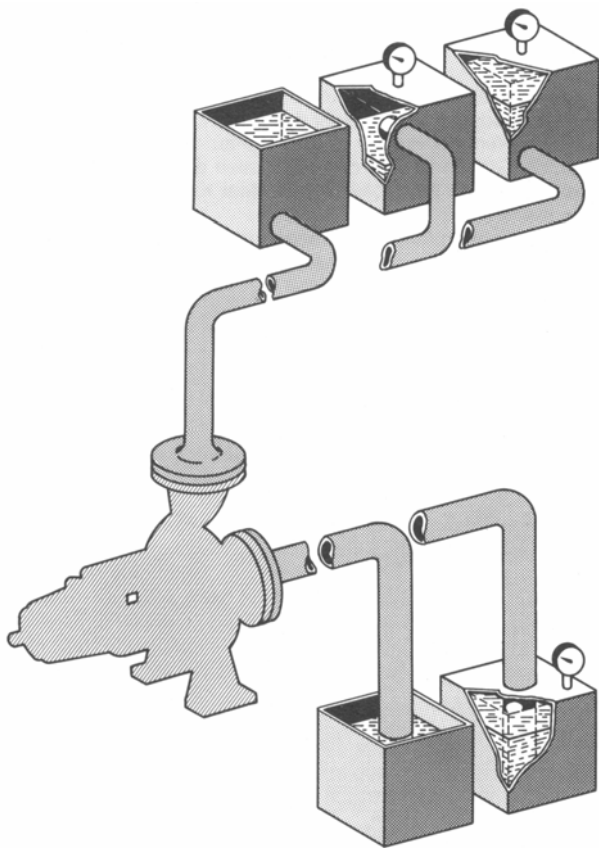


Рис. 1. Насосная установка при эксплуатации в режиме всасывания

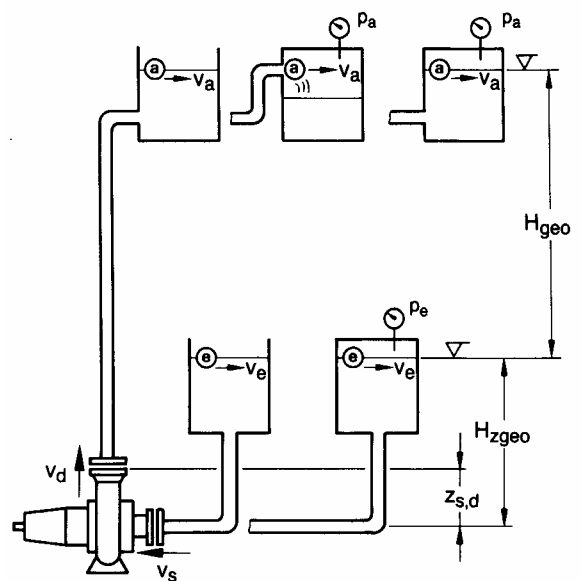
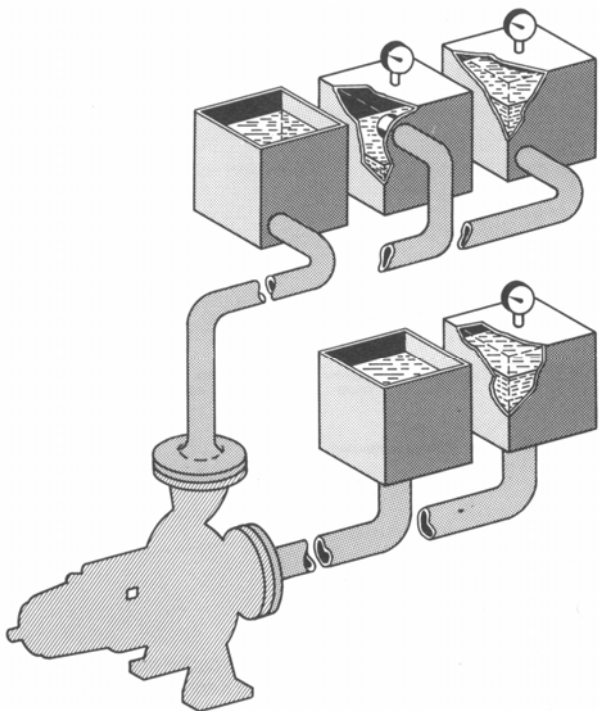


Рис. 2. Насосная установка при подводе самотёком

2.5 Выбор типоразмера насоса

(см. пример в 7.1)

Необходимые для выбора типоразмера насоса данные производительность Q и напор H желаемой рабочей точки известны, точно так же известна частота сети. Таким образом можно определить типоразмер насоса и частоту вращения при помощи семейства характеристик (может называться так же сборным семейством характеристик) (см. 8.0, рис. 26).

После этого определяются при помощи отдельных характеристических кривых (см. 8.0, рис. 3) остальные параметры выбранного насоса, такие как коэффициент полезного действия η , потребляемая мощность P и кавитационный запас $NPSH$.

Если не имеется особых причин для иного отбора, то рабочая точка выбирается в непосредственной близости от Q_{opt} (производительность в точке с наилучшим КПД).

При выборе насоса для вязких жидкостей смотри раздел 6 и 7.6.2.

2.6 Определение потребляемой мощности

2.6.1 Потребляемая мощность насоса

(см. пример в разделе 7.6.2)

Потребляемая мощность P центробежного насоса есть ни что иное как передаваемая от привода к муфте или валу насоса механическая энергия, она определяется при помощи следующей формулы:

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \text{ в кВт}$$

при ρ в кг/дм^3
 g в м/с^2
 Q в л/с
 H в м
 η между 0 и 1

или же, применяемой на практике формулы:

$$P = \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{367 \cdot \eta} \text{ в кВт}$$

при ρ в кг/дм^3
 Q в $\text{м}^3/\text{ч}$
 H в м
 367 переводной множитель (константа)

Потребляемая мощность P в кВт для плотности $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ может быть также достаточно точно считана непосредственно из характеристических кривых насоса (см. раздел 2.7). При другой плотности ρ необходим пересчёт определённой из диаграммы потребляемой мощности (см. раздел 7.2.1).

2.6.2 Определение мощности мотора

(см. пример в разделе 7.2.2)

Так как на любой установке необходимо учитывать колебания производительности и смещения рабочей точки, которые в свою очередь требуют при определённых обстоятельствах увеличения потребляемой мощности P , а так же если заказчик не указывает особых условий эксплуатации, то на практике, при расчёте типоразмера мотора учитываются следующие коэффициенты запаса мощности:

до 7,5 кВт примерно 20%
 от 7,5 до 40 кВт примерно 15%
 свыше 40 кВт примерно 10%.

При экстремальных колебаниях производительности типоразмер мотора должен выбираться в соответствии с максимальной производительностью, указанной в характеристических кривых, а так же с учётом

- требуемого диаметра рабочего колеса,
- условия $NPSH_{\text{вотр}} NPSH_{\text{эфф}}$ (см. раздел 3.2),
- допустимых значений P / n для подшипников.

При перекачке жидкостей с повышенным содержанием твёрдых веществ, точно так же как и при перекачке густых веществ, необходимо применение специальных насосов или же специальных рабочих колёс.

2.7 Характеристическая кривая насоса

В отличие от объёмного насоса, например поршневого, центробежный насос имеет при постоянной частоте вращения ($n = \text{const.}$) изменяющийся, а именно с уменьшением напора H увеличивающийся расход Q . Таким образом насос обладает способностью саморегулирования. В дальнейшем от расхода Q зависят потребляемая мощность P и тем самым КПД η , а так же кавитационный запас $NPSH$ насоса. Форма и взаимосвязь этих величин изображается при помощи характеристических кривых (см. рис. 3), которые определяют рабочие характеристики центробежного насоса.

При отсутствии иных данных, характеристические кривые базируются на плотности ρ и кинематической вязкости ν воды.

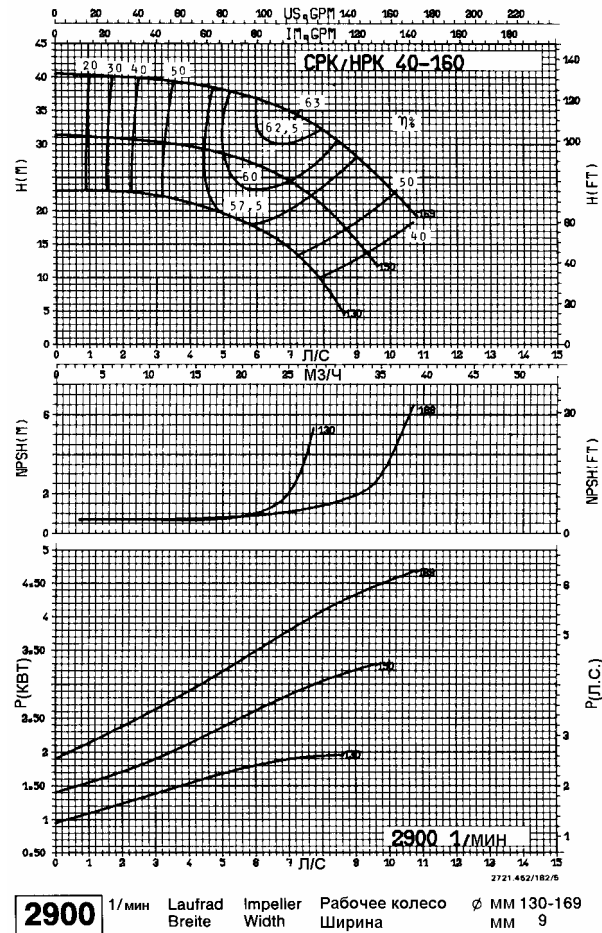


Рис. 3. Характеристические кривые насоса

В зависимости от условий эксплуатации может быть наиболее выгодной либо пологая либо крутая характеристическая кривая. При одинаковой разнице напоров ΔH и крутой характеристической кривой производительность изменяется не так интенсивно как при пологой (см. рис. 4). Таким образом пологая характеристическая кривая обладает лучшими регулировочными характеристиками.

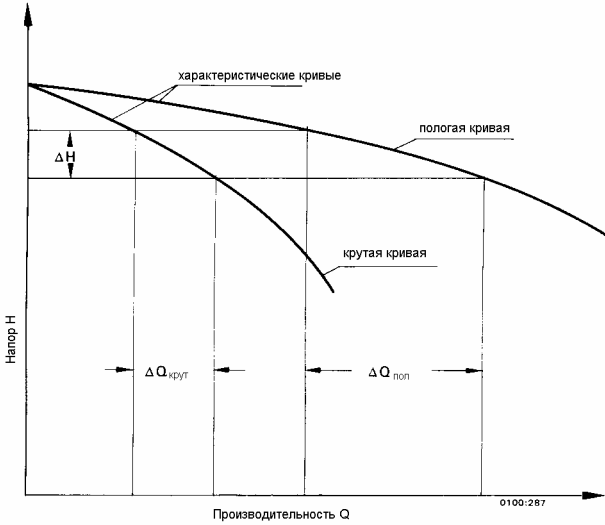


Рис. 4. Пологие/крутые характеристические кривые

2.8 Характеристическая кривая установки (характеристическая кривая трубопровода)

Требуемый для установки напор H_A , который изображается при помощи характеристической кривой установки (характеристической кривой трубопровода), нанесён на рис. 5 в соответствии с производительностью Q . Характеристическая кривая складывается из статических и динамических составляющих установки.

Статические составляющие состоят из геодезической, независимой от производительности части $H_{гео}$ и разницы давлений $\frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g}$ между уровнями жидкости входного и выходного сечения установки. При открытых ёмкостях, см. рис. 1 и 2, эта составная часть отпадает.

Динамические составляющие состоят из вместе с производительностью квадратично возрастающей потерей напора H_V (см. раздел 4.1) и из разницы величин скоростей $\frac{v_a^2 - v_e^2}{2g}$ жидкости входного и выходного сечения установки.

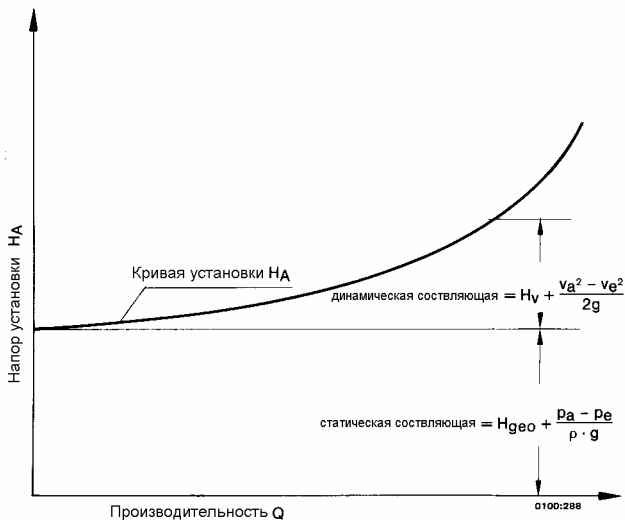


Рис. 5. Характеристическая кривая установки (характеристическая кривая трубопровода)

2.9 Рабочая точка

Каждый центробежный насос настраивается на параметры рабочей точки B , являющейся пересечением характеристической кривой насоса (QH-линия) с характеристической кривой установки H_A , это значит, что изменение рабочей точки B (и тем самым производительности Q и напора H) при наличии радиальных рабочих колёс может осуществляться посредством изменения частоты вращения n (см. раздел 5.1), диаметра рабочего колеса D (см. раздел 5.2) или же в результате изменения характеристической кривой установки H_A , условием тому является свободная от кавитации эксплуатация насоса (см. рис. 6 и 7).

Практически на установке со свободными от твёрдых веществ жидкостями нормальной вязкости изменение характеристической кривой может произойти лишь в результате увеличения или уменьшения сопротивлений (например закрытие или открытие дроссельной задвижки, изменение диаметра трубопровода при реконструкции, инкрустации и т.д.) или же посредством изменения статической составляющей (например при повышении или понижении давления или уровня жидкости в ёмкости).

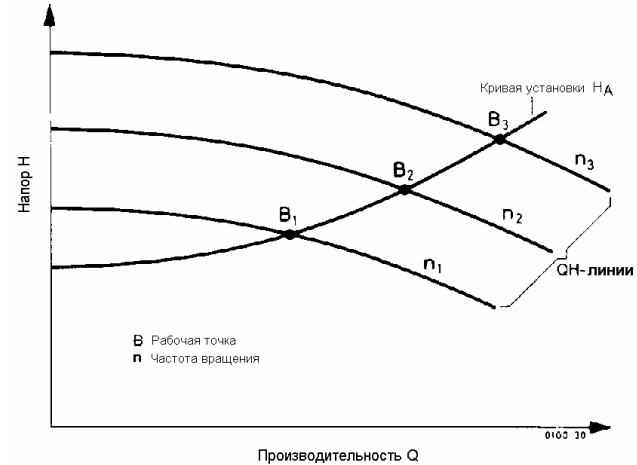


Рис. 6. Смещение рабочей точки $B_1 - B_2$ на характеристической кривой установки H_A в результате изменения частоты вращения насоса $n_1 - n_2$

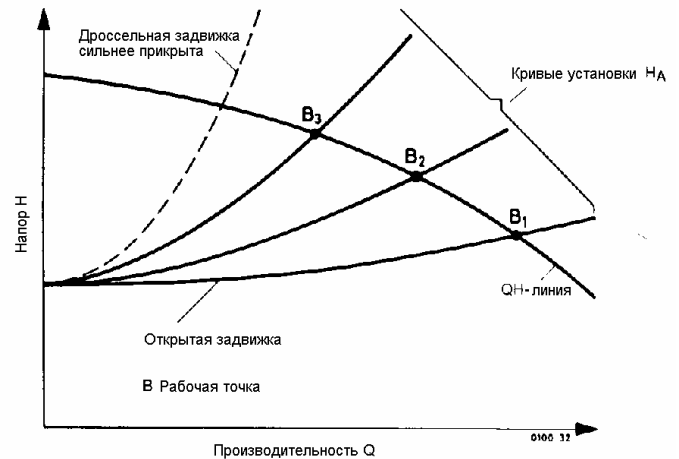


Рис. 7. Смещение рабочей точки $B_1 - B_2$ на QH-линии посредством дросселирования

2.10 Параллельная эксплуатация насосов

В случае, если требуемая производительность Q не может быть достигнута при помощи одного насоса, существует возможность осуществлять подачу силами двух или более насосов в общий трубопровод. Для этого целесообразно (экономично) подбирать одинаковые насосы (тип насоса см. раздел 8.5), с одинаковыми нулевыми напорами.



В данном случае (см. рис. 8) рассчитывается каждый насос, соответственно, с $0,5 \times Q$, при одинаковом напоре.

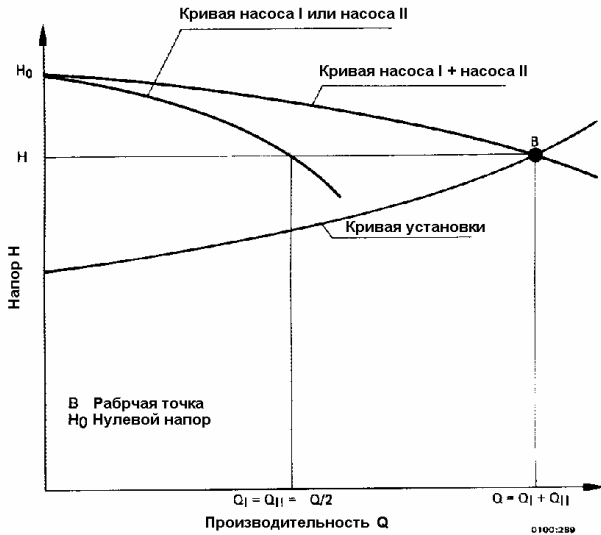


Рис. 8. Параллельная эксплуатация двух одинаковых по величине насосов с одинаковыми нулевыми напорами H_0

На рисунке 9 показана следующая возможность подключения. Два насоса с одинаковыми нулевыми напорами H_0 , всё же с различными производительностями Q_I и Q_{II} , осуществляют подачу в заданной рабочей точке заданного трубопровода. При этом суммируется производительность Q_I насоса I с производительностью Q_{II} насоса II в общую производительность Q_{I+II} при одинаковом напоре H .

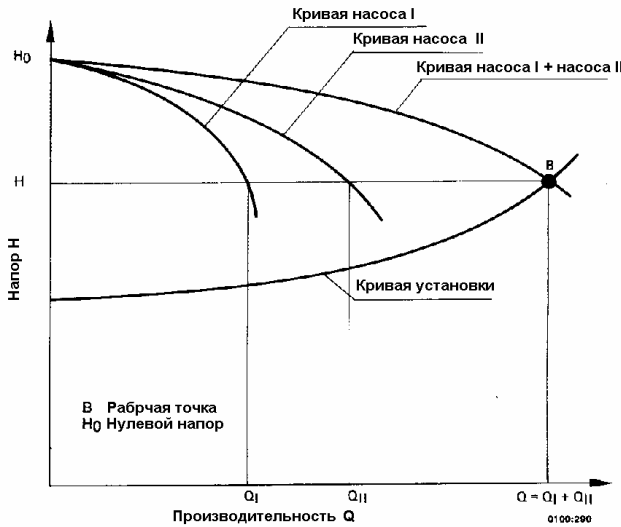


Рис. 9. Параллельная эксплуатация двух насосов с одинаковыми нулевыми напорами H_0

3 Условия всасывания и подачи самотёком

3.1 Показатель NPSH насоса (= $NPSH_{\text{eff}}$) ($NPSH = \text{Net Positive Suction Head}$)

Безотказная работа центробежного насоса возможна лишь в том случае, если в нём не происходит образование паров (кавитация). Поэтому величина давления в базисной точке для значения NPSH должна как минимум превышать величину давления пара перекачиваемой жидкости. Базисной точкой для значения NPSH является центр на входе рабочего колеса, т.е. точка пересечения оси насоса с перпендикулярной к ней плоскостью, проходящей через внешние точки входной грани лопасти.

Значение $NPSH_{\text{eff}}$ это необходимая для насоса величина, она определяется по характеристическим кривым насоса и выражается в метрах. На практике часто к этому значению добавляется ещё запас надёжности 0,5 м.

3.2 Показатель NPSH установки (= $NPSH_{\text{vorh}}$)

При определении NPSH установки, $NPSH_{\text{vorh}}$, базисной точкой является центр всасывающего патрубка насоса. У изготовленных по стандарту насосов со спиральным корпусом и при горизонтальной установке, геодезическая высота между центром рабочего колеса и центром всасывающего патрубка равна нулю, см. рисунки 10 и 11. В отличие от вышеупомянутых (напр. при вертикальных насосах) эта составляющая должна быть всё же учтена. $NPSH_{\text{vorh}}$ рассчитывается следующим образом:

Случай а) Режим всасывания, насос установлен над уровнем жидкости (см. рис. 10)

$$NPSH_{\text{vorh}} = \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} - H_{v,s} - H_{s,geo}$$

При холодных перекачиваемых жидкостях, напр. воде и открытой ёмкости, а так же

при $p_b \approx 1 \text{ бар} (= 10^5 \text{ Н/м}^2)$

$p_e = 0 \text{ бар}$

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

$g \approx 10 \text{ м/с}^2$ (с 2%-ой погрешностью к $9,81 \text{ м/с}^2$)

$v_e^2/2g \approx 0$ из-за ничтожно маленькой скорости во всасывающей ёмкости или в баке при подводе самотёком

на практике вышеуказанная формула упрощается до

$$NPSH_{\text{vorh}} \approx 10 - H_{v,s} - H_{s,geo}$$

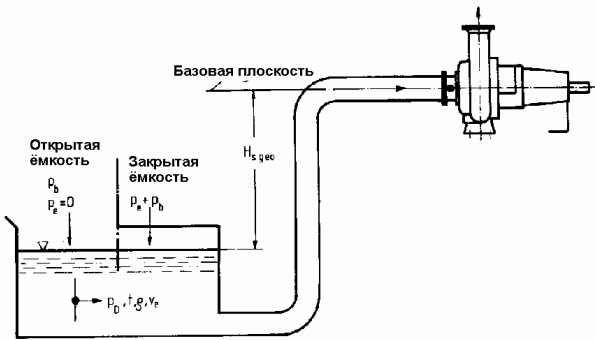


Рис. 10. Определение $NPSH_{\text{vorh}}$ в режиме всасывания

Случай б) Подвод самотёком, насос установлен ниже уровня жидкости (см. рис. 11).

$$NPSH_{\text{vorh}} = \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} - H_{v,s} - H_{z,geo}$$

с упрощением для практики, при условиях, указанных в а) получается:

$$NPSH_{\text{vorh}} \approx 10 - H_{v,s} - H_{z,geo}$$

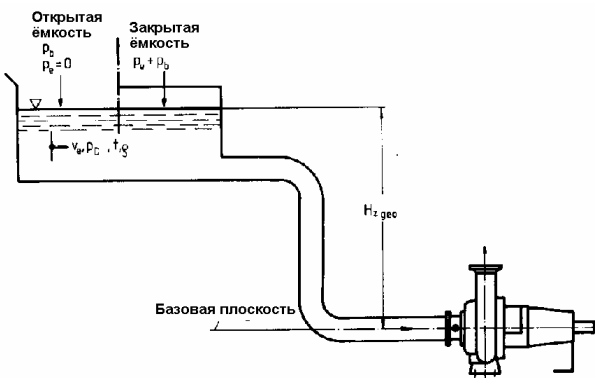


Рис. 11. Определение $NPSH_{\text{vorh}}$ при подводе самотёком

В любом случае условием свободной от кавитации работы является:

$$NPSH_{\text{vorh}} \geq NPSH_{\text{eff}}$$

4 Потери напора

Потеря давления p_v это возникающая в результате трения о стенки и внутреннего трения в трубопроводах, фитингах, арматуре и др. разница давлений. Она рассчитывается из независимой от плотности ρ потери напора H_v при помощи формулы

$$p_v = \rho \cdot g \cdot H_v.$$

4.1 Потери напора H_v в прямых трубопроводах

Для определения потери напора течения в прямолинейном трубопроводе применяется следующая формула:

$$H_v = \frac{\lambda \cdot U \cdot L}{4 A} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

при

- λ коэффициент трения трубопровода,
- U омываемый периметр сечения протекания A ,
- L длина трубы,
- g ускорение свободного падения $9,81 \text{ м/с}^2$,

v скорость протекания через характерную для потери насоса площадь сечения A .

Для прямых трубопроводов с круглым сечением получается:

$$H_v = \frac{\lambda \cdot L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

D внутренний диаметр трубопровода.

Коэффициент трения трубопровода λ зависит от состояния течения среды и от качества омываемого трубопровода. Состояние течения среды определяется числом РЕЙНОЛЬДСА Re (законы моделирования):

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

соответственно при некруглых сечениях

$$Re = \frac{v \cdot 4 A}{\nu \cdot U}$$

ν кинематическая вязкость.

Таблица 1. Средняя шероховатость k (абсолютная шероховатость)

Материал трубы	Состояние внутренней поверхности	1 мкм	5	10	50	100	500	1000	5000	10 ⁴
Сталь	новая, бесшовная, прокатная плёнка протравлена оцинкована									
	с продольным швом прокатная плёнка протравлена оцинкована цементирована									
	клёпаная									
Сталь	старая, немного заржавленная									
	немного инкрустирована									
Чугун	новая, с литевой коркой битумированная									
	гальванизированная цементированная									
Чугун	старая, немного заржавленная									
	немного инкрустирована									
Асбестоцемент	новая									
	Глина (дренаж)									
Бетон	новая, необработанная									
	с гладкой отделкой									
Центрифугированный бетон	новая, необработанная									
	с гладкой отделкой									
Железобетон	новая, с гладкой отделкой									
	Все виды бетона									
Цв., лёгк. металл	тянутая									
	Стекло, пластм.									
Резинов. шланг	новый, непотресканный									
	Древесина									
Кирпичн. кладка	новая									
	после длительного омывания водой									

Для гладких труб (новые катаные стальные трубы) λ может определяться расчётным путём:

В области ламинарного течения в трубе ($Re < 2320$) коэффициент трения рассчитывается следующим образом:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

В области турбулентного потока в трубе ($Re > 2320$) результаты экспериментов могут быть изображены при помощи уравнения ЭКА:

$$\lambda = \frac{0,309}{\left(\lg \frac{Re}{7}\right)^2}$$

В области $2320 < Re < 10^8$ погрешности не превышают 1%.

Как показано на рис. 12 λ , при достаточно больших числах РЕЙНОЛЬДСА, зависит ещё от параметра D/k ; k/D это „относительная шероховатость”, которая вычисляется из „абсолютной шероховатости” k и внутреннего диаметра трубы D . k есть ни что иное как средняя шероховатость (зернистость). По формуле МОДИ получим:

$$\lambda = 0,0055 + \frac{0,15}{\sqrt[3]{\frac{D}{k}}}$$

Приблизительное определение k приводится так же в таблице 1.

На рис. 13 указаны, употребляемые для применения на практике, потери напора H_v на 100 м прямого трубопровода. При этом потеря напора H_v рассчитывается по формуле

$$H_v = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

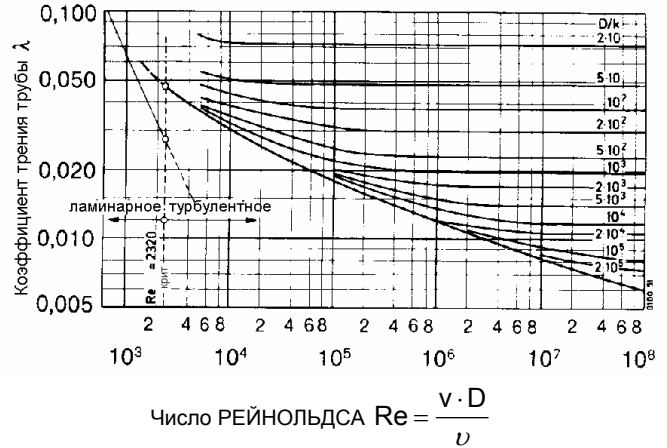


Рис. 12. Коэффициент трения трубопровода λ в зависимости от числа РЕЙНОЛЬДСА и обратного значения D/k относительной шероховатости стенок

где
 ζ коэффициент потерь
 v скорость течения
 g ускорение свободного падения.

Значения на рисунке 13 действительны для чистой воды при температуре 20°C или для жидкостей с такой же по величине кинематической вязкостью, при полностью заполненном трубопроводе и при новых трубах из чугуна, пробитумированных внутри ($k = 0,1$ мм). Потери напора H_v на рис. 13 необходимо умножить на:

- 0,8 для новых катаных стальных труб,
- 1,7 для инкрустированных труб (при этом определяющим является сужение поперечного сечения в результате инкрустации),
- 1,25 для старых заржавленных стальных труб.

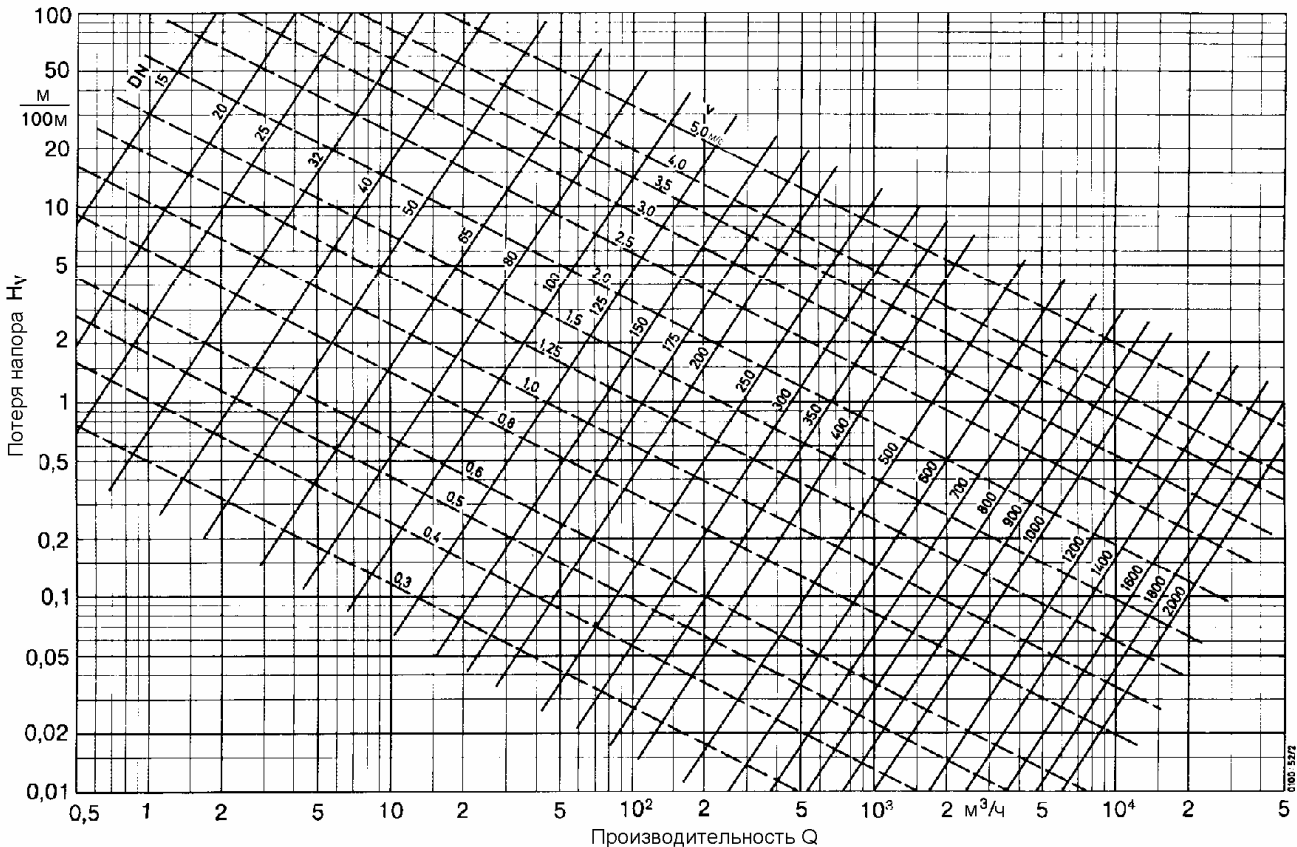


Рис. 13. Потери напора для прямых трубопроводов (новые чугунные трубы) от DN 15 до 2000 и производительности Q от 0,5 до 50000 m^3/h (скорость течения v в m/s , вода при 20°C)

Для труб с очень сильной инкрустацией действительная потеря напора может быть определена лишь экспериментальным путём. Отклонения от заданного диаметра значительно изменяют потерю напора, например, 0,95-кратный диаметр просвета влечёт за собой 1,3-кратное изменение потери напора H_v . Новые резиновые шланги и прорезиненные пеньковые шланги имеют приблизительно такие же значения H_v как указанные на рис. 13.

Пример к рисунку 13:

Дано: Производительность $Q = 140 \text{ м}^3/\text{ч}$, новая чугунная труба, внутренний диаметр $D = 150 \text{ мм}$.

Определено: Потеря напора $H_v \approx 3,25 \text{ м}$ на 100 м длины трубы, скорость течения $v \approx 2,2 \text{ м/с}$.

4.2 Потери напора в пластмассовых трубах

Потери напора H_{VK} в пластмассовых (тянутых) трубах из поливинилхлорида и полиэтилена „твёрдого” и „мягкого” приблизительно равны по величине. Для практического расчёта величины H_{VK} соответствующие потери напора для чугунных труб H_{VG} (рис. 13) перемножаются с зависящими от скорости течения v поправочными коэффициентами μ , указанными на рис. 14. Определённые таким образом потери напора действительны для воды с температурой 10°C . При отличных от этой температурах воды эти потери напора умножаются ещё на температурный коэффициент φ (рис. 15). Таким образом получаем

$$H_{VK} = H_{VG} \cdot \mu \cdot \varphi$$

где

- H_{VK} потери напора в пластмассовых трубах,
- H_{VG} потери напора в чугунных трубах из рис. 13,
- μ поправочный коэффициент из рис. 14,
- φ температурный коэффициент из рис. 15.

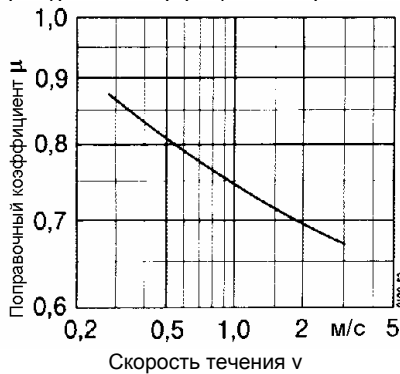


Рис. 14. Поправочный коэффициент μ для пересчёта потерь напора в чугунной трубе, при температуре воды 20°C , на значения для пластмассовой трубы, при температуре воды 10°C , изображение в зависимости от скорости течения v

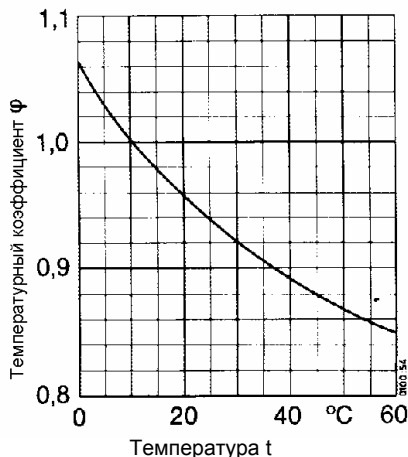


Рис. 15. Температурный коэффициент φ для определения потерь напора в пластмассовых трубах при температурах воды от 0 до 60°C

Для сточной воды или необработанной воды необходимо применять добавки от 20 до 30%.

4.3 Потери напора в прямолинейных трубопроводах для вязких жидкостей

Для практического применения потеря напора вязкой жидкости (индекс Z) определяется при помощи рис. 16, если перед этим на рис. 13 была считана потеря напора для холодной воды (20°C , $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, индекс W):

$$H_{vz} = \frac{\lambda_z \cdot H_{vw}}{\lambda_w}$$

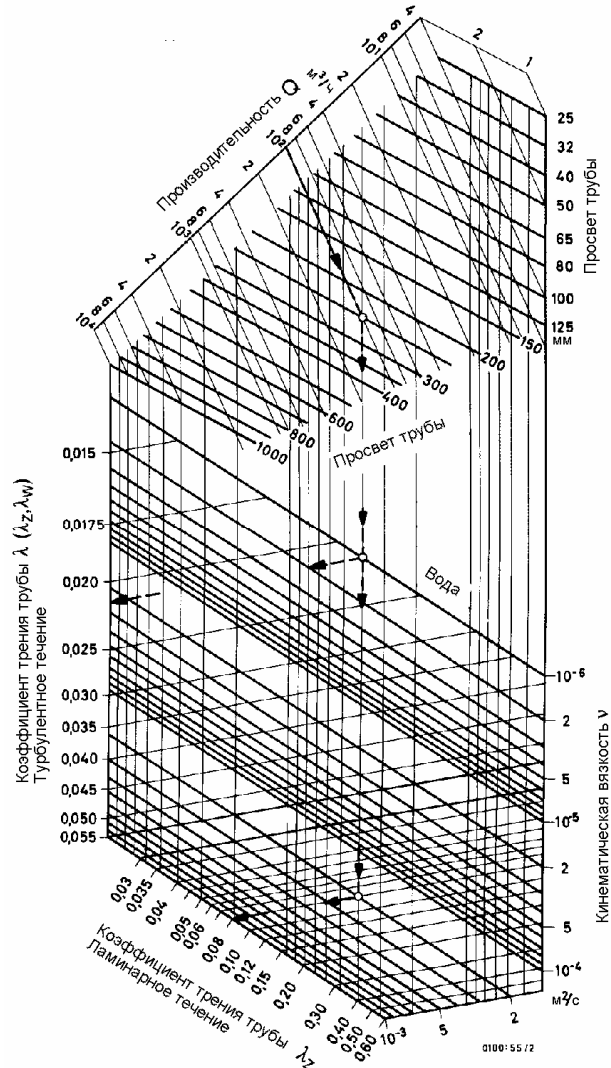


Рис. 16. Коэффициенты сопротивления λ для течения вязких жидкостей в прямых трубопроводах

Пример к рис. 16:

Дано: Производительность $Q = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$, новая чугунная труба, внутренний диаметр $D = 250 \text{ мм}$, кинематическая вязкость $\nu = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Определено: Из рис. 13 следует $H_{vw} = 0,14 \text{ м} / 100 \text{ м}$, из рис. 16 следует $\lambda_z = 0,08$, $\lambda_w = 0,021$,

$$\text{таким образом } H_{vz} = \frac{0,08 \cdot 0,14 \text{ м}}{0,021 \cdot 100 \text{ м}} = 0,53 \text{ м} / 100 \text{ м}.$$

Наиболее часто на практике в качестве вязкой жидкости встречается целлюлоза, вязкость которой изменяется со скоростью течения; она не является „НЬЮТОНОВОЙ” жидкостью, поэтому на неё не распространяются применяемые ранее гидродинамические законы. Ориентировочные значения потерь напора $H_v = f(Q)$ указаны на рисунках 17а до 17е, они действительны для 100 м прямых труб из стали, с условным проходом 100, 150,

200, 250, 300 и 350 мм для перекачки неотбеленной сульфидной целлюлозы при 15°C, 26°SR (степень измельчения, °SR = Степень Шоппера-Риглера) и концентрации от 1,5 до 7 % абсолютно сухой массы.

Если данная суспензия отличается от указанных на рисунке 17, тогда определённые по графику значения нужно умножить на нижеследующие коэффициенты:

- K = 0,9 для отбеленной сульфидной целлюлозы, макулатурной массы,
- K = 1,0 для отваренной древесной массы,
- K = 1,4 для белой и коричневой грубой древесной массы.

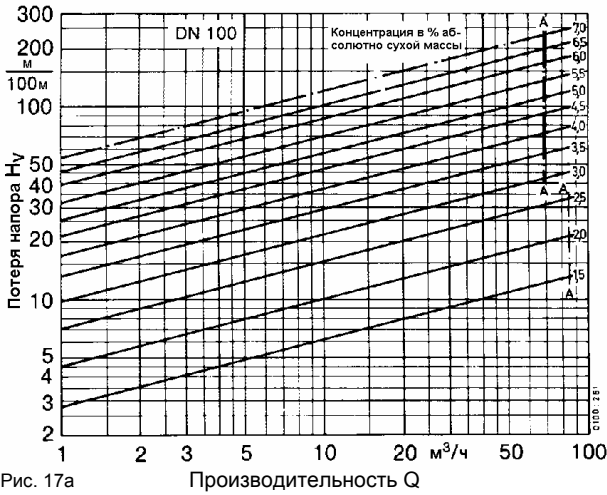


Рис. 17а

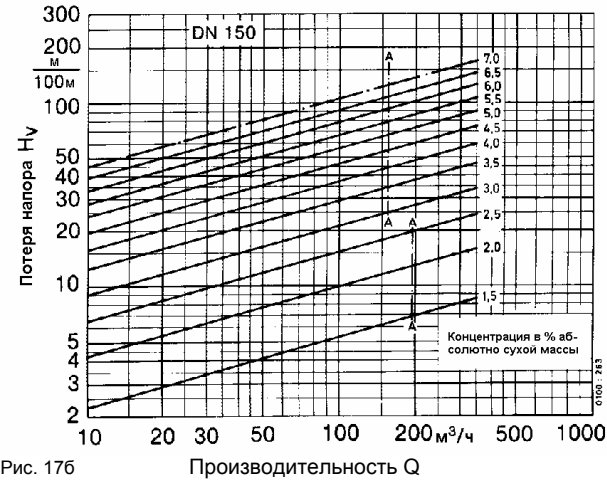


Рис. 17б

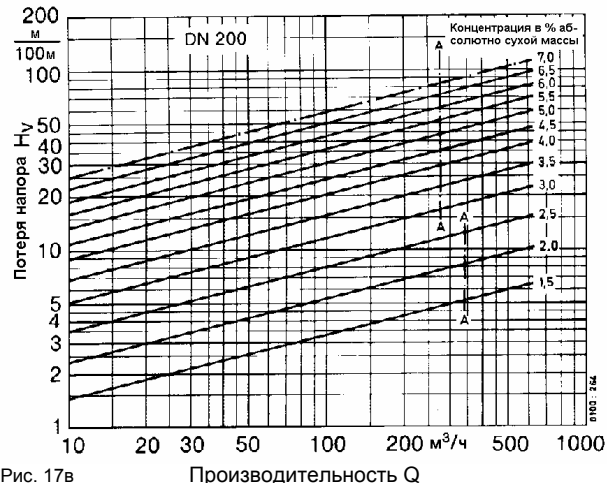


Рис. 17в

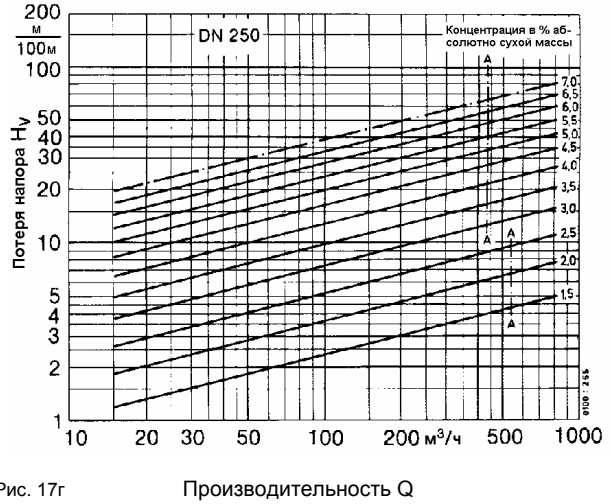


Рис. 17г

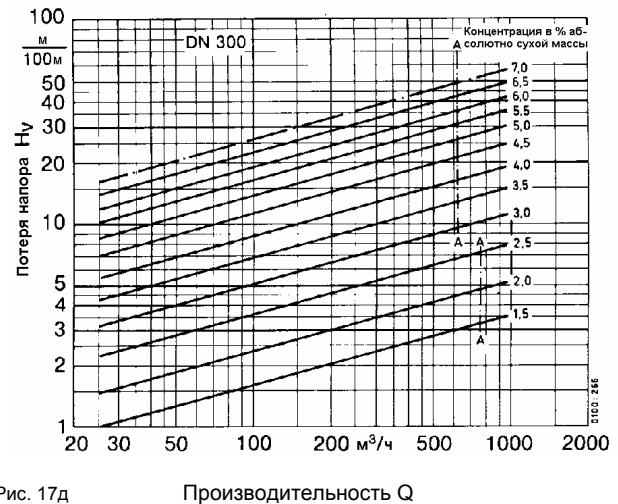


Рис. 17д

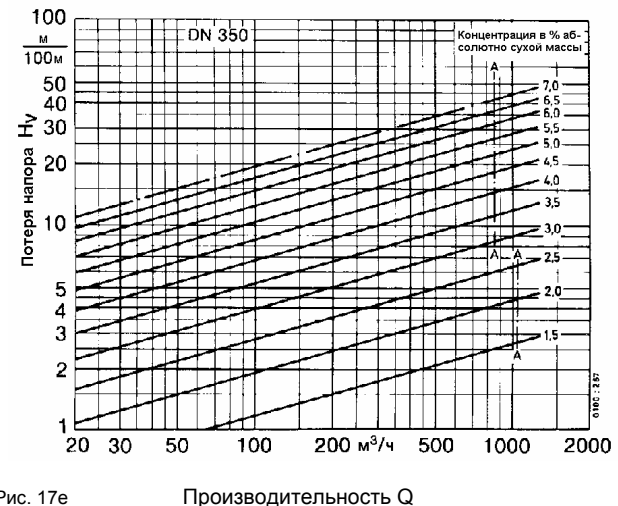


Рис. 17е

Рисунки 17 а-е. Потери напора H_v для перекачки сульфидной целлюлозы различной концентрации при температуре 15°C и степенью измельчения, 26°SR (диаметры труб DN 100 до 350)
 А-А = максимальная скорость (2,44 соотв. 3,05 м/с) в напорном трубопроводе при экономичной эксплуатации

В дальнейшем, если данная суспензия имеет температуру выше 15°C, определённая по графику и перемноженная с вышеупомянутыми коэффициентами потеря напора должна быть дополнительно откорректирована. В этом случае для каждых 2°C разницы температуры от значения потери напора при 15°C отнимается 1% её величины. Для пластмассовых труб необходимо умножить значение $H_{вк}$ на фактор 0,9. Коэффициент потерь уменьшается ещё больше, если данная суспензия содержит такие наполнители как, например, каолин. При содержании каолина 18% коэффициент потерь уменьшается на 12% и при содержании каолина 26,5% — на 16%.

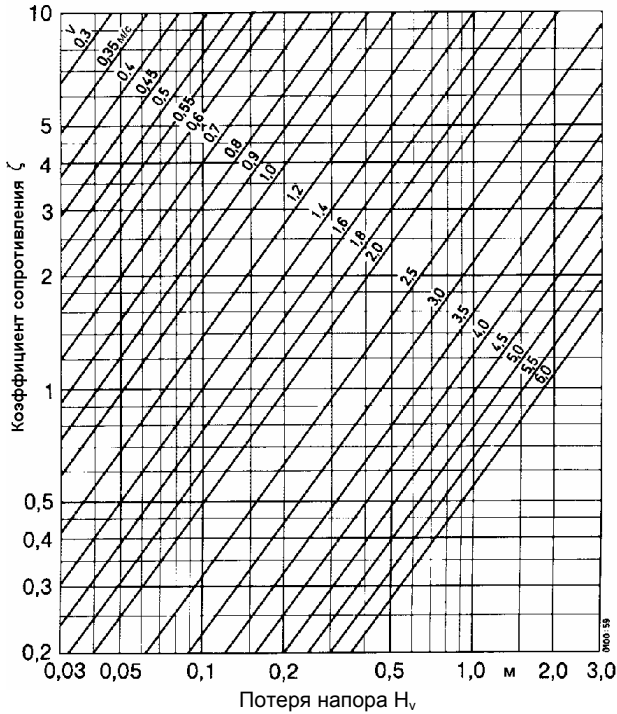


Рис. 18. Определение потерь напора H_v в арматуре и фитингах; Скорость течения v в зависимости от действительного омываемого поперечного сечения подсоединения

Колено	α	45°		60°		90°	
		Поверхность	Поверхность	Поверхность	Поверхность	Поверхность	Поверхность
		гладкая	шероховатая	гладкая	шероховатая	гладкая	шероховатая
		0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30
Комбинация 90°-ых колен							
		$\zeta = 2,5$				$\zeta = 3$	
		$\zeta = 2,5$				$\zeta = 2,5$	
Тройники (разделение потока)							
		$\zeta = 1,3$				$\zeta = 0,7$	
		$\zeta = 0,7$				$\zeta = 0,9$	
		$\zeta = 0,9$				$\zeta = 2,5 - 4,9$	

Рис. 19. Изображение фитингов с соответствующими коэффициентами потерь ζ

4.4 Потери напора H_v в арматуре и фитингах

Для определения потерь напора H_v в арматуре и фитингах применяется выражение

$$H_v = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$$

где

- ζ коэффициент потерь,
- g ускорение свободного падения 9,81 м/с²,
- v скорость течения в характерной для потерь напора площади поперечного сечения A .

В таблицах 2-4 и рисунках 18-21 приведены некоторые коэффициенты потерь, соответственно, потери напора H_v в арматуре и фитингах при работе с водой.

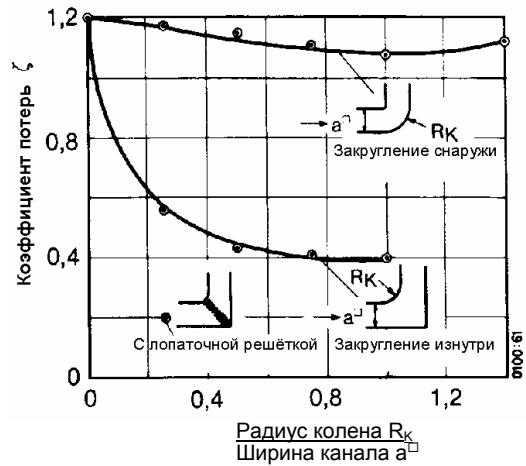


Рис. 20. Влияние закругления вогнутой и выпуклой стороны на коэффициент потерь колен с квадратными поперечными сечениями

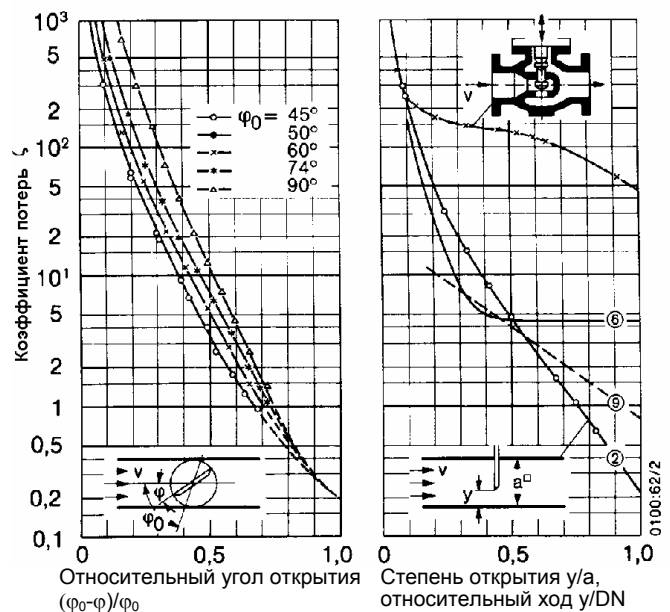


Рис. 21. Коэффициенты потерь дроссельной заслонки, вентиля и задвижки в зависимости от угла открытия, соответственно, степени открытия (номера позиций по таблице 2 и конструктивному исполнению)

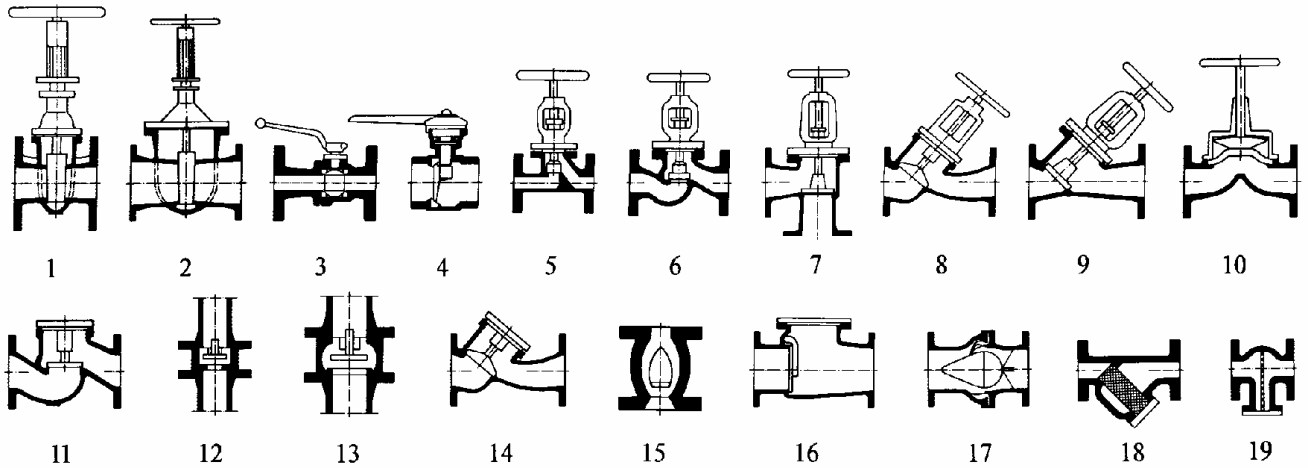
Таблица 2. Коэффициенты потерь ζ в арматуре (в соответствии со скоростью течения в поперечном сечении подсоединения DN)

Вид арматуры	Тип	Коэффициенты потерь ζ при DN =																	Примечание			
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	400	500	600		800	1000	
Запорная арматура	Плоская задвижка (dE = DN) мин макс	1	0,1	0,6	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,35	0,3									0,1		
			0,65					0,25	0,24	0,23	0,22	0,21	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,11	
	Круглая задвижка (dE = DN) мин макс	2						0,32	0,31	0,30	0,28	0,26	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,18	0,16	0,15	0,14	
								0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02					
	Краны мин макс	3	0,10	0,10	0,09	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02					
			0,15														0,15					
	Заслонки PN \geq 2,5 PN \leq 40 мин макс	4					0,90	0,76	0,60	0,50	0,42	0,36	0,30	0,25	0,20	0,16	0,13	0,10	0,08	0,06	0,05	
					6,0	6,8	6,8						1,50	1,20	1,00	0,92	0,83	0,76	0,71	0,67	0,63	
	Вентили кованые мин макс	5																				
	Вентили литые мин макс	6	3,0																			
			6,0																			
	Угловые вентили мин макс	7	2,0																			
			3,1																			
	Вентили с наклонными шпинделями мин макс	8	1,5																			
			2,6																			
	Прямоточные вентили мин макс	9	0,6																			
			1,6																			
	Мембранные вентили мин макс	10	0,8																			
		2,2																				
Обратные клапаны с прямыми седлами мин макс	11	3,0																				
		6,0																				
Обратные клапаны, осевые мин макс	12	3,2																				
		3,4																				
Обратные клапаны осевые, расширенные мин макс	13																					
Обратные клапаны с накл. шпинделями мин макс	14	2,5																				
		3,0																				
Приёмные клапаны мин макс	15																					
Обратные клапаны мин макс	16	0,5																				
		2,4																				
Гидростоп v = 4 м/сек v = 3 м/сек v = 2 м/сек	17																					
Фильтры	18																					
Сита	19																					

1) Если наименьший диаметр dE меньше чем условный проход подсоединения DN, необходимо увеличить коэффициенты сопротивления ζ на $(DN/dE)^x$; при x = 5-6

2) При частичном открытии (т.е. при низких скоростях течения) увеличиваются коэффициенты сопротивления

Типы, см. стр. 15



Типы конструктивного исполнения к таблице 2

Указанные в таблице 2 минимальные и максимальные значения включают так же числовые значения из наиболее важной отраслевой литературы и действительны для равномерно омываемой и полностью открытой арматуры. Возникающие на выходе из арматуры на длине трубопровода равной примерно $12 \times DN$ потери в результате нормализации нарушенного течения в трубе, уже учтены в табличных значениях (см. так же директиву VDI/VDE 2173). Значения таблицы могут так же частично значительно отклоняться в зависимости от условий втекания и вытекания, от вариантов исполнения и от конструктивных целей арматуры.

Таблица 3. Коэффициенты потерь в фитингах

Колена дугообразные:

Чугунные колена 90° , $R = DN + 100$ мм,

все коэффициенты $\zeta \approx 0,5$

Колена 90° , $R = 2 - 4 \times DN$

Условный проход DN	50	100	200	300	500
ζ	$\approx 0,26$	0,23	0,21	0,19	0,18

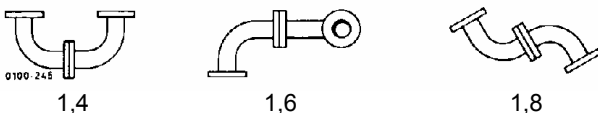
Если угол отклонения составляет 60° 45° 30° 15° эти значения ζ умножаются на 0,85 0,7 0,45 0,3

Колена:

Угол отклонения	90°	60°	45°	30°	15°
ζ	$\approx 1,3$	0,7	0,35	0,2	0,1

Комбинации колен:

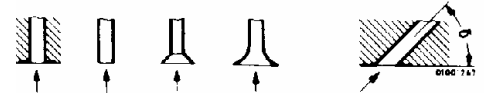
Чтобы получить значение ζ при соединении нескольких колен с углом 90° следующих видов необходимо не удваивать единичное значение, а лишь умножить его на указанный коэффициент.



Компенсаторы температурного удлинения:

Сильфонный компенсатор с/без направляющей трубой	$\zeta \approx 0,3/2,0$
Гладкотрубный лирный компенсатор	$\zeta \approx 0,6 - 0,8$
Складчатый лирный компенсатор	$\zeta \approx 1,3 - 1,6$
Сильфонный лирный компенсатор	$\zeta \approx 3,2 - 4$

Входные патрубки:



Входная кромка					
острая	$\zeta \approx 0,5$	3			для $\delta = 75^\circ$ 60° 45°
закруглённая	$\zeta \approx 0,2$	0,55	0,20	0,05	$\zeta \approx 0,6$ $0,7$ $0,8$

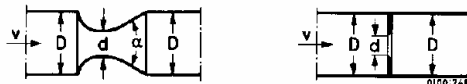
Выходные патрубки:

$\zeta \approx 1$ после достаточно длинного прямого участка трубы при примерно равномерной скорости в выходном поперечном сечении.

$\zeta \approx 2$ при неравномерной скорости, например, непосредственно после колен, арматуры и т.п.

Расходомеры:

Короткая трубка Вентури $\alpha = 30^\circ$ Стандартная шайба



ζ соответствует скорости v при диаметре D .

Соотношение диаметров D/d	=	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80
Соотношение отверстий $m = (d/D)^2$	=	0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64
Трубка Вентури	$\zeta \approx$	21	6	2	0,7	0,3	0,2
Стандартн. шайба	$\zeta \approx$	300	85	30	12	4,5	2

Водяной расходомер (волюмометр) $\zeta \approx 10$

Для бытовых водяных расходомеров, при номинальной нагрузке, определена потеря напора, равная 1 бару, эта величина практически не уменьшается.

Ответвления: (ответвление с одинаковыми просветами)

Примечание:

Коэффициенты потерь ζ_a для ответвлённого потока Q_a , соответственно, ζ_d — для протекающего далее потока $Q_d = Q - Q_a$, соответствуют скоростям в патрубках общего потока Q . Из-за этого определения возможны отрицательные величины для ζ_a или ζ_d ; они означают **увеличение** вместо **потери** давления. Пожалуйста, не путайте их с обратимыми **изменениями** давления по уравнению БЕРНУЛИ, см. примечание к таблице 4.

Таблица для ответвлений помещена на стр. 16.

$Q_d/Q_a =$	0,2	0,4	0,6	0,8	1
	$\zeta_a \approx -0,4$ $\zeta_d \approx 0,17$	0,08 0,30	0,47 0,41	0,72 0,51	0,91 —
	$\zeta_a \approx 0,88$ $\zeta_d \approx -0,08$	0,89 -0,05	0,95 0,07	1,10 0,21	1,28 —
	$\zeta_a \approx -0,38$ $\zeta_d \approx 0,17$	0 0,19	0,22 0,09	0,37 -0,17	0,37 —
	$\zeta_a \approx 0,68$ $\zeta_d \approx -0,06$	0,50 -0,04	0,38 0,07	0,35 0,20	0,48 —

Таблица 4. Коэффициенты потерь в переходниках

Расширения	Сужения					
Форма I	II	III	IV			
Форма	$d/D =$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
I	$\zeta \approx$	0,56	0,41	0,26	0,13	0,04
II для $\alpha = 8^\circ$	$\zeta \approx$	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01
II для $\alpha = 15^\circ$	$\zeta \approx$	0,15	0,11	0,07	0,03	0,01
II для $\alpha = 20^\circ$	$\zeta \approx$	0,23	0,17	0,11	0,05	0,02
III	$\zeta \approx$	4,80	2,01	0,88	0,34	0,11
IV для $20^\circ < \alpha < 40^\circ$	$\zeta \approx$	0,21	0,10	0,05	0,02	0,01

Примечание:
При ответвлениях по таблице 3 и переходниках по таблице 4 необходимо различать между **необратимыми потерями давления** (= снижением давления)

$$p_v = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v_1^2}{2}$$

с одной стороны и **обратимыми изменениями давления** свободного от трения течения в соответствии с уравнением БЕРНУЛИ

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho}{2} (v_1^2 - v_2^2)$$

с другой стороны. При ускорениях течения, например, при сужениях труб разница $p_2 - p_1$ является отрицательной, а при расширениях — положительной; и наоборот, определённые при помощи коэффициентов потерь ζ потери давления, необходимо **всегда** применять с отрицательным знаком, если общее изменение давления определяется как арифметическая сумма из p_v и $p_2 - p_1$.

Иногда, при перекачке воды, вместо коэффициента потерь ζ для арматуры применяется ещё так называемое значение k_v :

$$p_v = \left(\frac{Q}{k_v} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{1000}$$

где
 Q объёмный расход в $\text{м}^3/\text{ч}$,
 ρ плотность воды в $\text{кг}/\text{м}^3$,
 p_v потеря давления в бар.

Значение k_v (измеряется в $\text{м}^3/\text{ч}$) это объёмный расход арматуры при перекачке холодной воды ($\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$) и $p_v = 1$ бар; оно показывает взаимосвязь между потерей давления p_v в барах и объёмным расходом в $\text{м}^3/\text{ч}$.

Преобразование:

$$\zeta = 16 \cdot \frac{d^4}{k_v^2}$$

где
 d базисный диаметр (условный проход) арматуры в см.

5 Изменение производительности

5.1 Изменение частоты вращения

Для различных частот вращения n существуют для одного и того же насоса различные характеристические кривые. Эти характеристические кривые связаны друг с другом по закону подобия. Если для частоты вращения n_1 известны значения Q_1 , H_1 , и P_1 , то новые значения для n_2 равны:

$$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \cdot Q_1$$

$$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot H_1$$

$$P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot P_1$$

При изменении частоты вращения смещается так же и рабочая точка (см. раздел 2.9). На рисунке 22 нанесены кривые HQ для частот вращения n_1 , n_2 и n_3 , которые имеют соответствующие точки пересечения B_1 , B_2 и B_3 с характеристической кривой установки H_A . При соответствующем изменении частоты вращения рабочая точка смещается по характеристической кривой установки H_A между точками B_1 и B_3 .

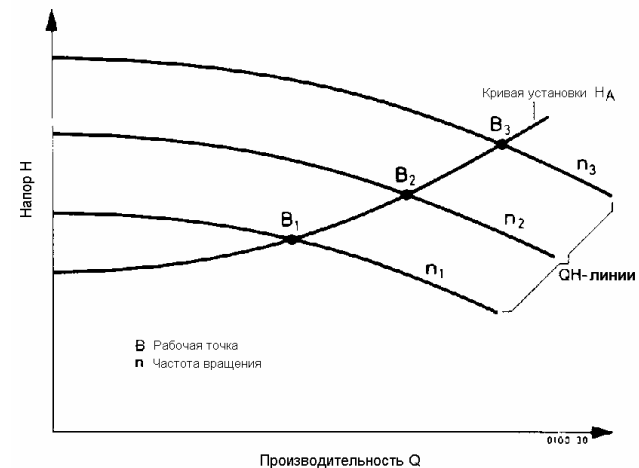


Рис. 22. Влияние изменения частоты вращения

5.2 Обточка рабочих колёс

При необходимости уменьшить производительность центробежного насоса при $n = \text{const.}$, должен быть уменьшен диаметр рабочего колеса D . В семействах характеристических кривых нанесены кривые насосов с некоторыми диаметрами обточки D в мм.

Для радиальных рабочих колёс (см. раздел 8.4), при обточке (обточка не является геометрически подобным уменьшением, т.к. ширина выхода остаётся как правило константной), взаимосвязь между Q , H и диаметром рабочего колеса D выглядит следующим образом:

$$\left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \approx \frac{Q_1}{Q_2} \approx \frac{H_1}{H_2};$$

$$D_2 \approx D_1 \cdot \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} \approx D_1 \cdot \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$$

Диаметр обточки может быть определён следующим образом (см. рис. 23):
 В диаграмме QH (линейное деление шкалы) проводится прямая из начала координат (при характеристических кривых с необозначенным началом координат необходимо сделать соответствующую поправку) через желаемую рабочую точку B_2 , которая пересекает так же имеющуюся характеристическую кривую для полного диаметра рабочего колеса D_1 в точке B_1 . При этом считаются парные значения для Q и H с индексами 1 и 2, которые при подстановке в формулу дают приближительное значение D_2 .

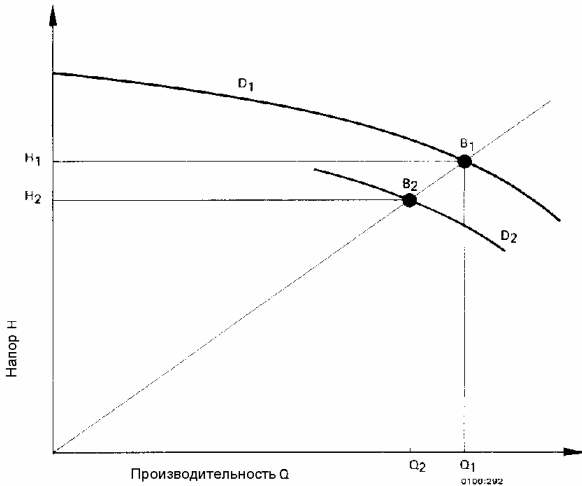


Рис. 23. Влияние диаметра рабочего колеса

6 Перекачка вязких жидкостей

С увеличением вязкости ν перекачиваемой жидкости, при $n = \text{const.}$, уменьшаются производительность Q, напор H и КПД η ; одновременно с этим возрастает потребляемая мощность насоса P. Оптимальный КПД смещается в направлении меньшей производительности. Рабочая точка B_W смещается в положение B_Z (см. рис. 24).

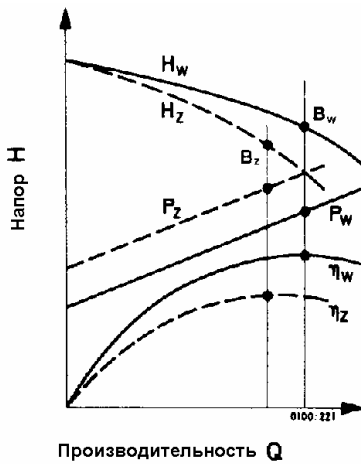


Рис. 24. Изменение рабочей точки при перекачке вязкой жидкости (индекс Z), соответственно воды (индекс W)

Известная рабочая точка для воды B_W с Q_W , H_W и η_W (W = индекс для воды) преобразовывается при помощи переводных множителей f_Q , f_H и f_η (см. рисунки 25а и 25б) в искомую рабочую точку B_Z с Q_Z , H_Z и η_Z (Z = индекс для вязкой жидкости).

При помощи этого метода пересчёта возможно:

- произвести перевод данной рабочей точки B_W в рабочую точку B_Z при помощи рисунка 25а (см. раздел 7.6.1) или
- определить искомый типоразмер насоса через B_W , исходя из данной рабочей точки B_Z и при помощи рисунка 25б (см. раздел 7.6.2).

Пересчёт действителен для:

- одноступенчатых центробежных насосов со спиральными корпусами и радиальными рабочими колёсами (см. раздел 8.4)
- удельных частот вращения $n_q = 6$ до 45 1/мин (см. раздел 7.6.1 соотв. 9.12)
- кинематической вязкости $\nu_z = 1$ до $4000 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (кинематической вязкостью до $22 \cdot 10^{-6}$ можно на практике пренебречь).

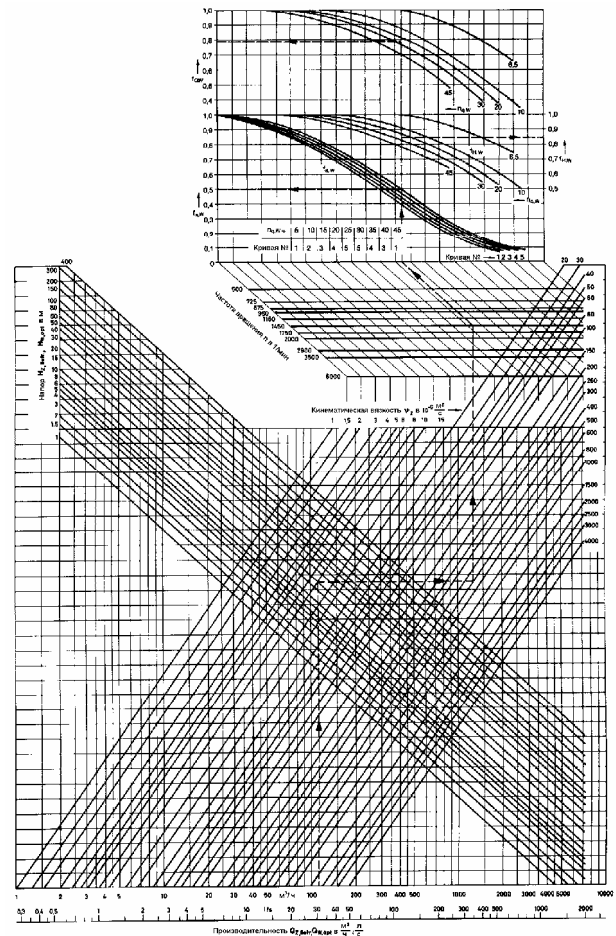


Рис. 25а. Определение переводных множителей $f_{Q,W}$, $f_{H,W}$ и $f_{\eta,W}$ при перекачке вязких жидкостей (увеличенный рисунок в разделе 9.10), если известна рабочая точка для перекачки воды

7 Примеры расчёта параметров

7.1 Выбор типоразмера насоса (см. раздел 2.5)

- Известно:
 $Q = 25 \text{ л/сек}$ ($= 90 \text{ м}^3/\text{час}$)
 $H = 80 \text{ м}$
 Частота 50 Гц

Перекачиваемая жидкость — 60%-ая серная кислота (индекс sch) при
 плотности $\rho_{sch} = 1,5 \text{ кг/дм}^3$
 температуре $t_s = 20^\circ\text{C}$
 кинематической вязкости $\nu_{sch} = 3,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (пренебрегается, см. раздел 6)

(ρ_{sch} и ν_{sch} из таблиц)

Для данной перекачиваемой жидкости необходимо подобрать стандартный химический насос типоряда СРК. Технические характеристики и характеристические кривые типоряда СРК находятся в брошюрах подбора и характеристических кривых (выборочная информация на рисунках 26 и 27).

- Пример для выбора типоразмера насоса:
 Из брошюры характеристических кривых СРК/НРК, при 50 Гц, получим из семейства характеристик для указанных данных следующие типоразмеры
 СРК 65-250 при $n = 2900 \text{ 1/мин}$
 и СРК 150-250 при $n = 1450 \text{ 1/мин}$.

Из соображений экономичности выбираем типоразмер СРК 150-250.

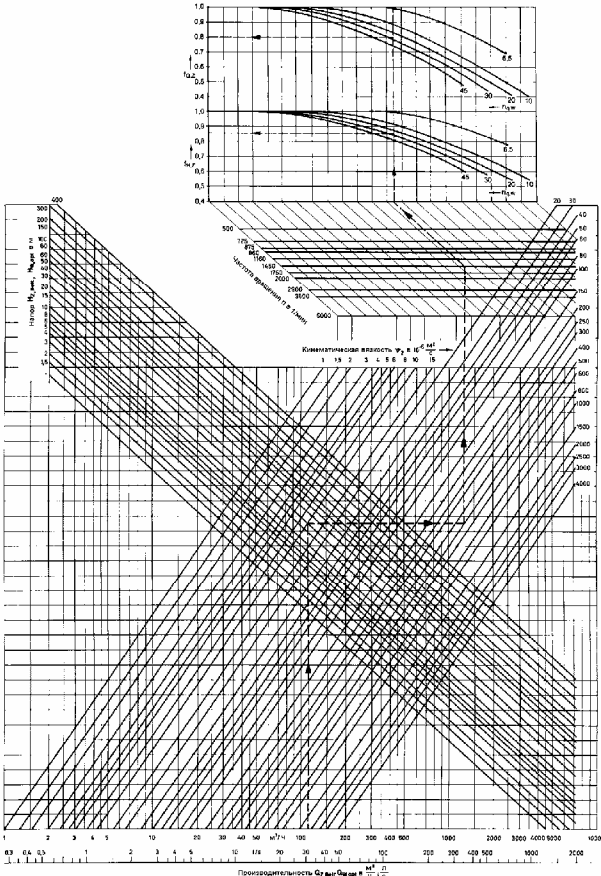


Рис. 256. Определение переводных множителей f_{QZ} и f_{HZ} при перекачке вязких жидкостей (увеличенный рисунок в разделе 9.11), если известна рабочая точка для перекачки вязкой жидкости

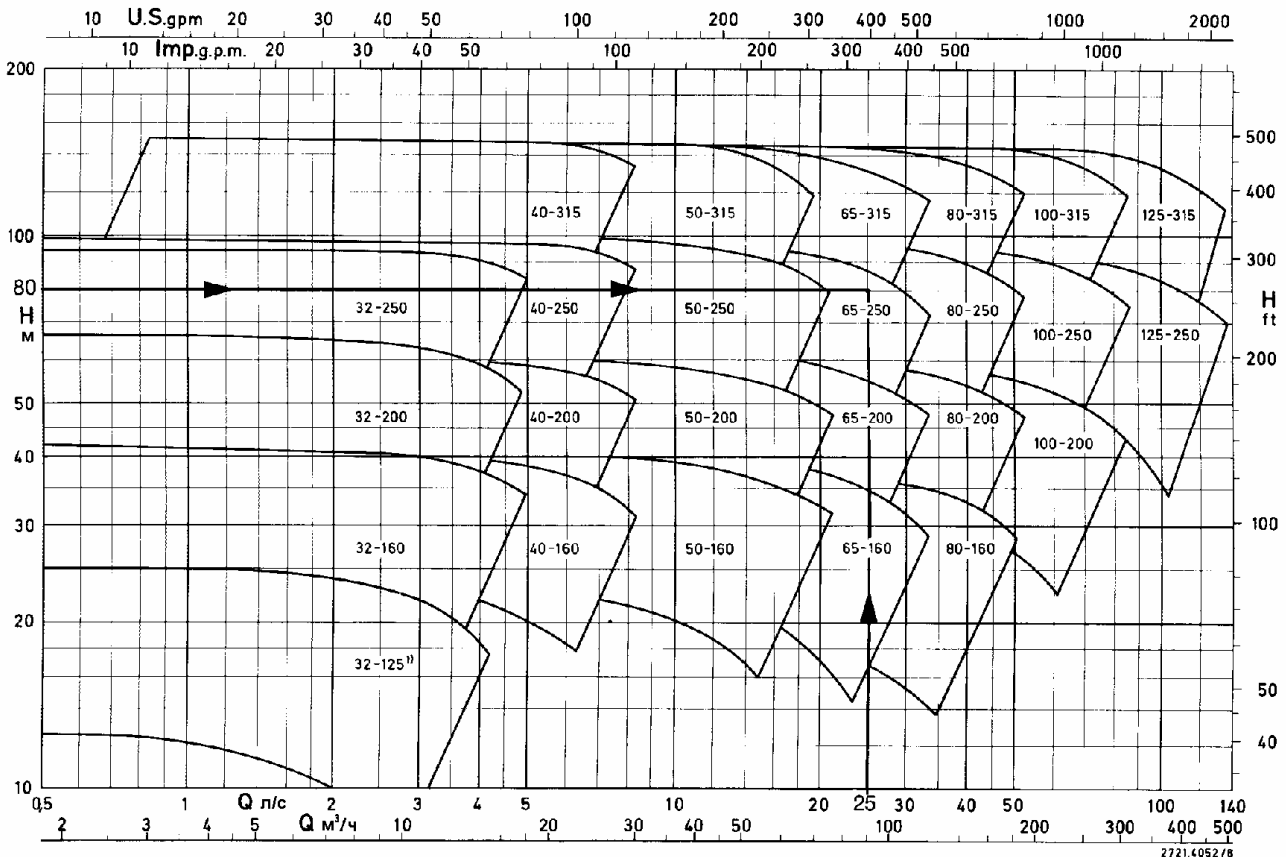


Рис. 26. Семейство характеристик типорядов СРК/НРК, $n = 2900 \text{ 1/мин}$

7.2 Определение потребляемой мощности

7.2.1 Потребляемая мощность насоса

(см. раздел 2.6.1)

С известными из раздела 7.1 данными и выбранным типоразмером рассчитываем потребляемую мощность насоса:

$$P = \frac{\rho_{sch} \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} = \frac{1,5 \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 80}{1000 \cdot 0,68^1) } = 43,3 \text{ кВт}$$

при ρ_{sch} в кг/дм³
 g в м/с²
 Q в л/с
 H в м
 P в кВт

или же как обычно на практике:

$$P = \frac{\rho_{sch} \cdot Q \cdot H}{367 \cdot \eta} = \frac{1,5 \cdot 25 \cdot 80}{367 \cdot 0,68^1) } = 43,3 \text{ кВт}$$

при ρ_{sch} в кг/дм³
 Q в л/с
 H в м
 P в кВт

Потребляемая мощность насоса P может быть достаточно точно определена по рисунку 27. Считывается и интерполируется $P \approx 29$ кВт для воды. Для данной серной кислоты получим

$$P \approx 29 \cdot \frac{\rho_{sch}}{\rho_w} = 29 \cdot \frac{1,5}{1} = 43,5 \text{ кВт.}$$

¹⁾ КПД η взят из рисунка 27, интерполированное значение.

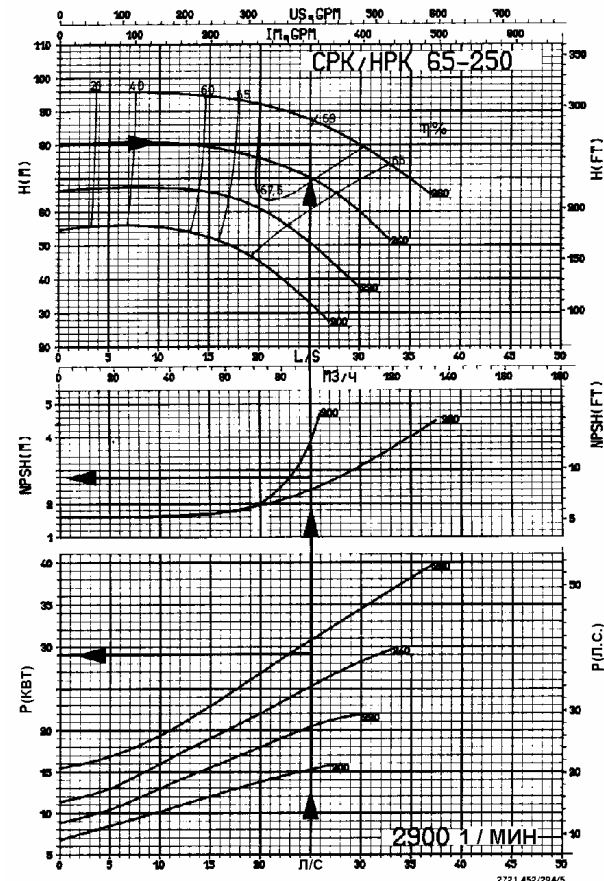


Рис. 27. Характеристические кривые CPK/HPK 65-250

7.2.2 Определение мощности мотора

(см. раздел 2.6.2)

Из рассчитанной потребляемой мощности насоса (см. раздел 7.2.1)

- исходя из 43,3 кВт в рабочей точке, рассчитывается и суммируется 10%-ый коэффициент запаса.

Применяемая мощность мотора должна быть как минимум 47,6 кВт; отсюда:

- выбирается стандартный мотор 55 кВт, 2-полюсной, вид защиты IP54/IP44, тип В 3,
- проверяется значение P/η (см. брошюру подбора, раздел технические характеристики)

При временном смещении данной рабочей точки в направлении большего расхода на установке, необходимо соответствующее применение большей мощности мотора, возможно до максимально возможной потребляемой мощности насоса.

Затем очень важна повторная проверка значения P/η , в качестве критерия опор подшипников.

7.3 Определение значения NPSH установки

(см. раздел 3.2)

Для обеспечения безотказной (свободной от кавитации) работы насоса необходимо соблюдать пределы максимально допустимой высоты всасывания $H_{s,geo,max}$ или требуемой минимальной высоты $H_{z,geo,min}$ при подводе самотёком.

7.3.1 Всасывание из открытой/закрытой ёмкости

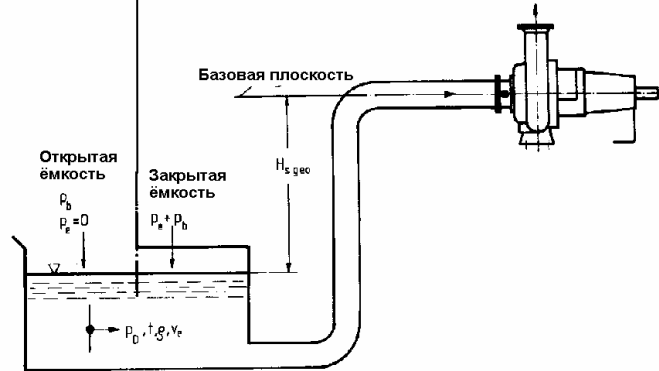
Насос установлен выше уровня жидкости (см. рис. 10). Выбранный насос CPK 65-250, рабочие характеристики приведены в разделе 7.1.

Для определения $H_{s,geo,max}$ известны следующие данные для установки и насоса:

- $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$
- $p_b \approx 1 \text{ бар} = 105 \text{ Н/м}^2$
- $p_D = 0,0038 \text{ бар} = 0,0038 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ (из таблиц) (60%-ая серная кислота при 20°C)
- $H_{v,s} = 1,5 \text{ м}$ (определена для 10 м всасывающего трубопровода DN 100 по рис. 13, включая фитинги и запорные вентили)
- V_e пренебрегается как ничтожно маленькая
- $NPSH_{erf} = 3,3 \text{ м}$ (интерполированное значение из рис. 27 с запасом надёжности 0,5 м)

Открытая ёмкость
дано: $p_e = 0$ бар

Закрытая ёмкость
дано: $p_e + p_b = 1,5 \cdot 10^5$ Н/м²



$$H_{s,geo,max} = \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho_{sch} \cdot g} - H_{v,s} - NPSH_{erf} \quad (\text{в соответствии с разделом 3.2 } NPSH_{erf} = NPSH_{vorh})$$

$$H_{s,geo,max} = \frac{0 + 1 \cdot 10^5 - 0,0038 \cdot 10^5}{1500 \cdot 9,81} - 1,5 - 3,3$$

$$= 6,77 - 1,5 - 3,3$$

$$= 1,97 \text{ м}$$

При $H_{s,geo,max} = 1,97$ м и $NPSH_{vorh} = NPSH_{erf} = 3,3$ м соблюдается условие $NPSH_{vorh} \geq NPSH_{erf}$

$$H_{s,geo,max} = \frac{1,5 \cdot 10^5 - 0,0038 \cdot 10^5}{1500 \cdot 9,81} - 1,5 - 3,3$$

$$= 10,17 - 1,5 - 3,3$$

$$= 5,37 \text{ м}$$

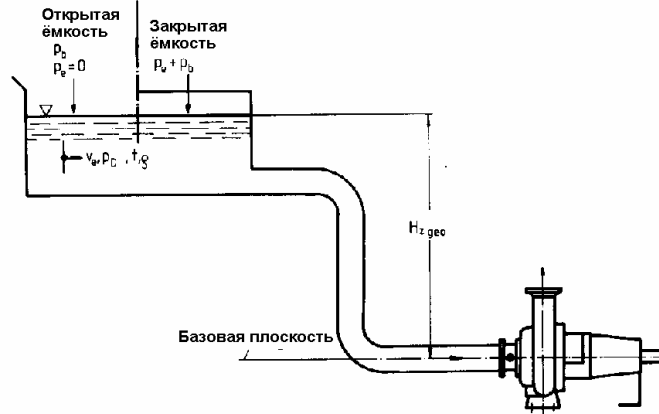
При $H_{s,geo,max} = 5,37$ м и $NPSH_{vorh} = NPSH_{erf} = 3,3$ м соблюдается условие $NPSH_{vorh} \geq NPSH_{erf}$

7.3.2 Подвод самотёком из открытой/закрытой ёмкости

Насос установлен ниже уровня жидкости (см. рис. 11). Выбранный насос СРК 65-250, рабочие характеристики, данные для установки и насоса приведены в разделах 7.1 — 7.3.1.

Открытая ёмкость
дано: $p_e = 0$ бар

Закрытая ёмкость
дано: $p_e + p_b = 1,5 \cdot 10^5$ Н/м²



$$H_{s,geo,min} = NPSH_{erf} + H_{v,s} - \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho_{sch} \cdot g}$$

$$H_{s,geo,min} = 3,3 + 1,5 - \frac{0 + 1 \cdot 10^5 - 0,0038 \cdot 10^5}{1500 \cdot 9,81}$$

$$= 1,5 + 3,3 - 6,77$$

$$= -1,97 \text{ м}$$

$$H_{s,geo,max} = 1,5 + 3,3 - \frac{1,5 \cdot 10^5 - 0,0038 \cdot 10^5}{1500 \cdot 9,81}$$

$$= 1,5 + 3,3 - 10,17$$

$$= -5,37 \text{ м}$$

Отрицательные высоты при подводе самотёком $-H_{z,geo}$ являются модулями высот всасывания $+H_{s,geo}$. **Отрицательный** знак показывает, что центробежный насос мог бы всасывать из открытой или закрытой ёмкости при абсолютных величинах, как в примере 7.3.1, где было выполнено условие $NPSH_{vorh} \geq NPSH_{erf}$. В примере 7.3.2 при **положительной** высоте подвода самотёком (как показано на рисунке) упомянутое выше условие было бы тем более выполнено.

7.3.3 Подвод самотёком из закрытой ёмкости с давлением пара

(Давление в ёмкости = давлению пара жидкости, т.е. $p_e + p_b = p_D$)

Насос установлен ниже уровня жидкости (см. рис. 11). Выбранный насос — СРК 65-250, рабочие характеристики приведены в разделе 7.1.

Данные установки и насоса для определения $H_{z,geo,min}$ приведены в разделе 7.3.1, причём $p_e + p_b = p_D$.

$$H_{s,geo,min} = NPSH_{erf} + H_{v,s} - \frac{p_e + p_b - p_D}{\rho_{sch} \cdot g}$$

$$= 3,3 + 1,5 - 0$$

$$= 4,8 \text{ м.}$$

Начиная с $H_{z,geo,min} = 4,8$ м выполняется условие $NPSH_{vorh} \geq NPSH_{erf}$.

7.4 Изменение частоты вращения

(См. раздел 5.1)

Определённый в разделе 7.1 насос СРК 65-250, с имеющимися данными (известные характеристики обозначены индексом 1, искомые характеристики обозначаются индексом 2)

$$Q_1 = 25 \text{ л/с} (= 90 \text{ м}^3/\text{ч})$$

$$H_1 = 70 \text{ м}$$

$$\text{при } n_1 = 2900 \text{ 1/мин}$$

$$\text{и } D_1 = 240 \text{ мм (диаметр рабочего колеса)}$$

приводится в движение трёхфазным мотором $P = 55$ кВт с номинальной частотой вращения $n_1 = 2965$ 1/мин. При увеличении частоты вращения, рабочая точка смещается невзирая на характеристическую кривую установки H_A следующим образом:

$$Q_2 = \frac{2965}{2900} \cdot 25 = 25,56 \text{ л/с} (= 92,02 \text{ м}^3/\text{ч})$$

$$H_2 = \left(\frac{2965}{2900} \right)^2 \cdot 70 = 73,2 \text{ м.}$$

Если увеличение производительности нежелательно, то исходные параметры могут быть достигнуты, например, при помощи уменьшения диаметра рабочего колеса (см. раздел 7.5).

7.5 Обточка рабочего колеса

(см. раздел 5.2)

Возникшее при номинальных оборотах мотора нежелательное увеличение производительности насоса (см. раздел 7.4) может быть исправлено посредством обточки рабочего колеса (известные характеристики обозначены индексом 1, искомые характеристики обозначаются индексом 2).

При помощи нижеуказанной таблицы расчёта определяются 4 точки новой кривой

$n_{q,W}$ из 9.12		27		1/мин		
$f_{Q,W}$	Из рис 25а или из раздела 9.10 на стр. 41		0,78	—		
$f_{H,W}$			0,83	—		
$f_{\eta,W}$			0,49	—		
Q/Q_{opt}		0	0,8	1,0	1,2	—
Q_W	Из брошюры для 4 точек характер. кривой	0	24,8	31	37,2	л/с
H_W		25	21,6	20	18,2	м
η_W		0	0,74	0,78	0,73	—
$Q_Z = Q_W \cdot f_{Q,W}$		0	19,3	24,2	29	л/с
$H_Z =$		$=H_W$	$=H_W \cdot f_{H,W} \cdot 1,03$	$=H_W \cdot f_{H,W}$	$=H_W \cdot f_{H,W}$	м
		25	18,5	16,6	15,1	
$\eta_Z = \eta_W \cdot f_{\eta,W}$		0	0,36	0,38	0,36	—
$P_Z = \frac{\rho_z \cdot g \cdot H_Z \cdot Q_Z}{\eta_Z \cdot 1000}$			8,7	9,3	10,7	кВт

²⁾ Если H_Z больше чем H_W , подставляется $H_Z = H_W$

Известно:

$$Q_1 = 25,56 \text{ л/с}$$

$$H_1 = 73,2 \text{ м}$$

$$D_1 = 240 \text{ мм}$$

необходимо найти

$$Q_2 = 25 \text{ л/с}$$

$$H_2 = 70 \text{ м}$$

таким образом получим

$$D_2 \approx D_1 \cdot \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} = 240 \cdot \sqrt{\frac{25}{25,56}} = 237 \text{ мм.}$$

С рабочим колесом, обточенным с $D_1 = 240$ мм до $D_2 = 237$ мм, могут быть достигнуты исходные параметры раздела 7.4.

На практике такие ничтожные изменения (менее 5 мм) диаметра рабочего колеса, как правило, пренебрегаются.

7.6 Перекачка вязких жидкостей

(См. раздел 6) Таблица расчётов на стр. 44

7.6.1 Определение рабочей точки

Для перекачки дана нефть с кинематической вязкостью $\nu_z = 500 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и плотностью $\rho_z = 0,897 \text{ кг/дм}^3$.

Известны характеристическая кривая и рабочие характеристики насоса при перекачке воды:

$$Q_W = 34 \text{ л/с} (= 122,4 \text{ м}^3/\text{ч})$$

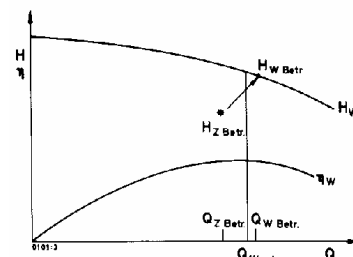
$$H_W = 18 \text{ м}$$

$$n = 1450 \text{ 1/мин}$$

Чтобы определить новые параметры для перекачки нефти, необходимо определить оптимальные данные насоса из характеристической кривой, кроме того должны быть известны следующие данные:

Производительность	$Q_{W,opt}$	31 ¹⁾	л/с
Напор	$H_{W,opt}$	20 ¹⁾	м
КПД	$\eta_{W,opt}$	0,78 ¹⁾	—
Частота вращения	n	1450	1/мин
Кинематическая вязкость	ν_z	$500 \cdot 10^{-6}$	$\text{м}^2/\text{с}$
Плотность	ρ_z	0,897	кг/дм^3
Ускорение своб. падения	g	9,81	м/с^2

¹⁾ Из характеристической кривой (напр. рис. 27)



Этими значениями определены 4 точки линий QH_Z и $Q\eta_Z$, а так же 3 точки линии QF_Z . Все значения нанесены в соответствии с Q (см. рис. 28)

Графическое изображение хода решения

7.6.2 Определение типоразмера насоса

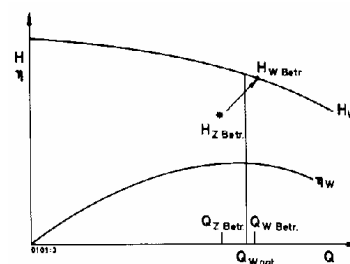
Для перекачки дана нефть, необходимо найти типоразмер насоса, с которым возможна перекачка при следующих параметрах.

Производительность	$Q_{Z,Betr}$	31	л/с
Напор	$H_{Z,Betr}$	20	м
Кинематическая вязкость	ν_z	$500 \cdot 10^{-6}$	$м^2/с$
Плотность	ρ_z	0,897	$кг/дм^3$

При помощи нижеприведенной таблицы расчёта вышеуказанные рабочие характеристики переводятся в параметры для перекачки воды, после чего выбирается подходящий типоразмер насоса.

n подобранная	1450	1/мин
$n_{q,w}$ ³⁾ из раздела 9.12	27	1/мин
$f_{Q,Z}$ Из рисунка. 256 или из раздела 9.11 на странице 42	0,8	—
$f_{H,Z}$	0,86	—
$Q_{W,Betr} = \frac{Q_{Z,Betr}}{f_{Q,Z}}$	38,8	л/с
$H_{W,Betr} = \frac{H_{Z,Betr}}{f_{H,Z}}$	23,3	м

³⁾ при $Q_{Z,Betr} = Q_{Opt}$
 $H_{Z,Betr} = H_{Opt}$ } приблизительно



Графическое изображение хода решения

Таким образом получаем окончательные параметры для перекачки воды

$$Q_{W,Betr} = Q_W = 38,8 \text{ л/с } (= 139,7 \text{ м}^3/\text{ч})$$

$$H_{W,Betr} = H_W = 23,3 \text{ м}$$

Руководствуясь этими данными, из документации сбыта выбирается подходящий насос. При помощи определённой характеристической кривой находят 4 точки новой кривой, как указано в разделе 7.6.1.

Из этих рассчитанных 4 точек строится искомая характеристическая кривая для перекачки нефти, см. рис. 28.

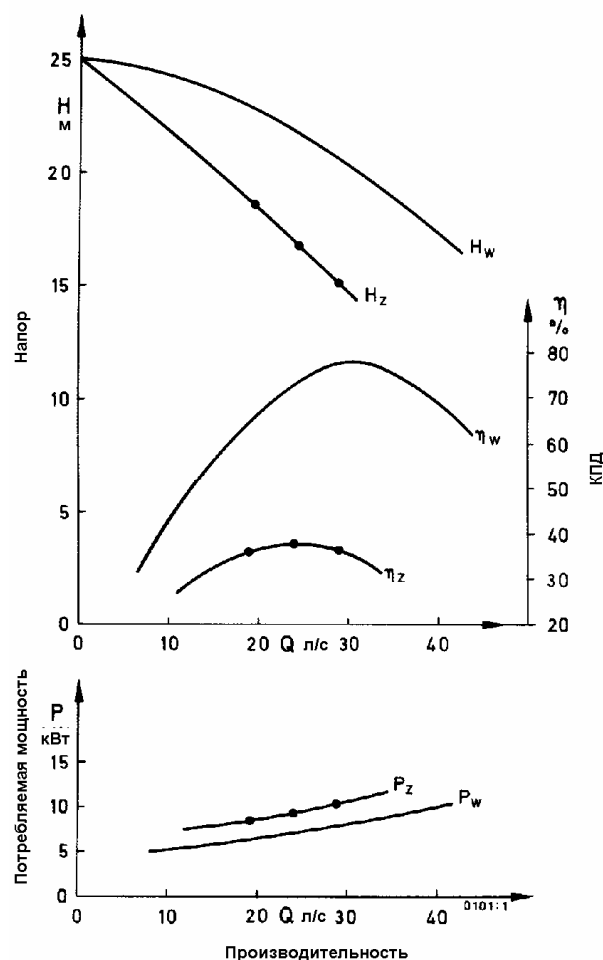


Рис. 28. Характеристические кривые при перекачке воды (индекс W), соответственно, вязкой жидкости (индекс Z) (см. раздел 7.6.1)

8 Разное

8.1 Национальные и интернациональные стандарты для центробежных насосов

С начала 60-ых годов в Федеративной Республике Германии появилось множество национальных стандартов, посредством которых было упорядочено изготовление, конструкция, приобретение и применение центробежных насосов.

Эти стандарты разрабатываются совместными усилиями эксплуатационников и изготовителей и введены на сегодняшний день почти во всех областях применения и изготовления насосов (см. рис. 29, стр. 23).

Это относится прежде всего к стандарту DIN 24256 „Центробежные насосы со спиральным корпусом PN 16 (химические насосы)“, который в своём первом издании был практически идентичным с интернациональным стандартом ISO 2858 „End-suction centrifugal pumps (rating 16 bar) — Designation, nominal duty point and dimensions“.

Оба эти размерные стандарты занимают ключевую позицию, т.к. они являются основой для целого ряда существующих и находящихся в разработке стандартов для центробежных насосов, принадлежностей, предприятий и спецификаций.

Сферы применения и компетенция	Размерные стандарты	Принадлежности	Рекомендации и спецификации
<p>VDMA Союз немецкого машиностроения и производства оборудования. Отраслевое общество насосы</p> <p>Федеративная Республика Германия</p>	<p>DIN 24 251 Водоотливные насосы с высотой подачи до 1000 м</p> <p>DIN 24 252 Центробежные насосы с машива-юшными PN 10; основные размеры</p> <p>DIN 24 255 Вихревые насосы PN 40; Наименование, номинальная мощность, размеры</p> <p>DIN 24 255 Центробежные насосы с осевым входом PN 10 с опорами подшипников; Наименование, номинальная мощность, размеры</p> <p>DIN 24 256 Центробежные насосы с осевым входом PN 16 с опорами подшипников; Наименование, номинальная мощность, размеры</p>	<p>DIN 24 259 Т.2 Фундаментные плиты для машин; Выборочный ряд для центробежных насосов по DIN 24256, согласование</p> <p>DIN 24 299 Т.1 Заводская табличка для насосов; Общие регламентации</p> <p>DIN 24 960 Контактные уплотнительные кольца; Уплотнительная камера вала; Размеры, наименования и кодировка материалов</p>	<p>DIN 1944 Прямочные испытания центробежных насосов</p> <p>DIN 24 250 Центробежные насосы; Наименование и нумерация деталей</p> <p>DIN 24 260 Центробежные насосы и установки для центробежных насосов; Термины, буквенные обозначения, единицы измерения</p> <p>DIN 24 635 Измерения шума в машинах, аэродинамические измерения; Термины, обозначения, единицы измерения</p> <p>DIN 24 293 Центробежные насосы; Техническая документация; Термины, объём поставки, исполнение</p> <p>DIN 24 295 Насосы и агрегаты для жидкостных насосов; Термины, обозначения, единицы измерения</p> <p>DIN 24 296 VDMA Центробежные насосы; Приобретение, проверка поставки и перевозка; Рекомендации</p> <p>DIN 24 297 VDMA Центробежные насосы; Технические требования; Проверка поставки и перевозка; Рекомендации</p> <p>DIN ISO 5199 Центробежные насосы; Технические требования; Класс II</p> <p>DIN 24 420 Списки запасных частей</p>
<p>CEN Comité Européen de Normalisation</p> <p>Европейские*</p>	<p>ISO 2858 End-suction centrifugal pumps (rating 16 bar) - Designation, nominal duty point and dimensions</p> <p>ISO 3661 End-suction centrifugal pumps - Baseplate and installation dimensions</p> <p>ISO 3069 End-suction centrifugal pumps - Dimensions of cavities for mechanical seals and for soft packing</p>	<p>ISO 3548 Centrifugal mixed flow pumps - Code for acceptance tests - Class II (former class C)</p> <p>ISO 3555 Centrifugal mixed flow pumps - Code for acceptance tests - Class I (former class B)</p> <p>ISO 5198 Centrifugal mixed flow and axial pumps - Code for hydraulic performance tests - Precision class</p>	<p>ISO 5199 Technical specifications for centrifugal pumps - Class II</p>
<p>ISO International Organization for Standardization</p> <p>Всемирные</p>			

* 12 стран член ЕС и 6 стран член ЕАСТ

Рис. 29. Обзор немецких и международных стандартов для центробежных насосов, принадлежности, рекомендаций и спецификаций (положение на февраль 1990г.)

Идентичность между двумя стандартами DIN 24 256 и ISO 2858 привела к тому, что целый ряд национальных стандартов и предварительных разработок, таких как

- DIN 24 259 „Фундаментные плиты для машин“,
- DIN 24 960 „Контактные уплотнительные кольца, отдельные контактные уплотнительные кольца, основные размеры для установки, уплотнительные камеры вала“,
- VDMA 24 297 „Центробежные насосы, технические требования“

не потребовали изменения содержания или же были изменены лишь частично после появления соответствующих норм ИСО.

8.2 Прогиб вала

Основной причиной прогиба вала является радиальная сила. Это гидравлическая сила в плоскости рабочего колеса, возникающая от переменного воздействия рабочего колеса и корпуса насоса (или направляющего колеса). Она изменяется по величине и направлению в зависимости от расхода насоса и воздействует на вал и подшипники.

Изготовитель насоса может оказывать влияние на характер радиальной силы посредством изменения формы корпуса (см. рисунки 30 и 31).

Это гарантирует, с одной стороны, соблюдение требований спецификаций (напр. API 610 или ИСО) по допустимому максимальному прогибу вала и, с другой стороны, означает обеспечение экономичной компоновки валов, в особенности уплотнений и подшипников валов.

Радиальная сила F_R может быть рассчитана при помощи выражения

$$F_R = K \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2$$

- где
- F_R радиальная сила
 - K коэффициент радиальной силы по рис. 31
 - ρ плотность перекачиваемой среды
 - g ускорение свободного падения
 - H напор
 - D_2 внешний диаметр рабочего колеса
 - b_2 ширина выхода рабочего колеса

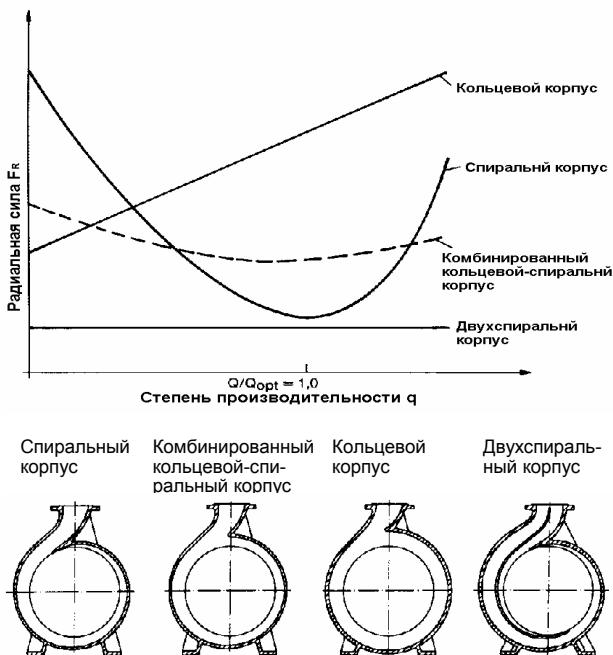


Рис. 30. Характеристика радиальной силы при различных формах корпуса

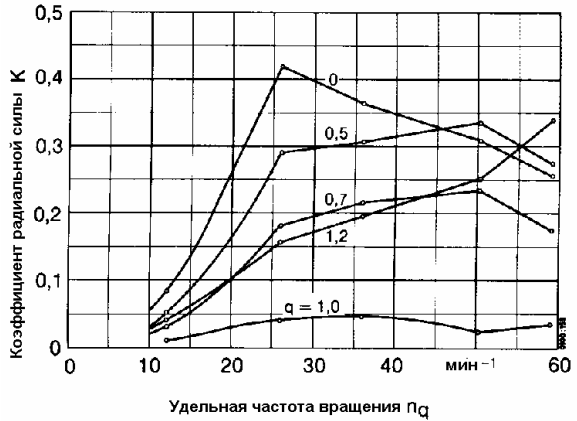


Рис. 31. Величина коэффициента радиальной силы K у спиральных насосов в зависимости от удельной частоты вращения n_q и степени производительности насоса $q = Q/Q_{opt}$

8.3 Улучшение значения NPSH насоса

В отдельных случаях представляется возможность уменьшить значение кавитационного запаса NPSH насоса (на 50-60 % от первоначальной величины) посредством установки предвключённого ротора (стимулятора) перед рабочим колесом центробежного насоса. Это производится, например, при увеличении установки, для которой не хватает более значения NPSH установки, или из экономических соображений, требующих увеличения значения NPSH установки (более высокая установка приёмной ёмкости) или не допускающих применения большего насоса с меньшей частотой вращения (с соответственно меньшим значением $NPSH_{eff}$).

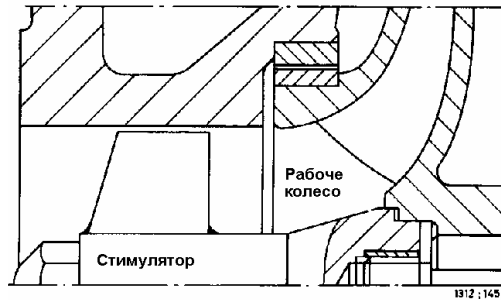
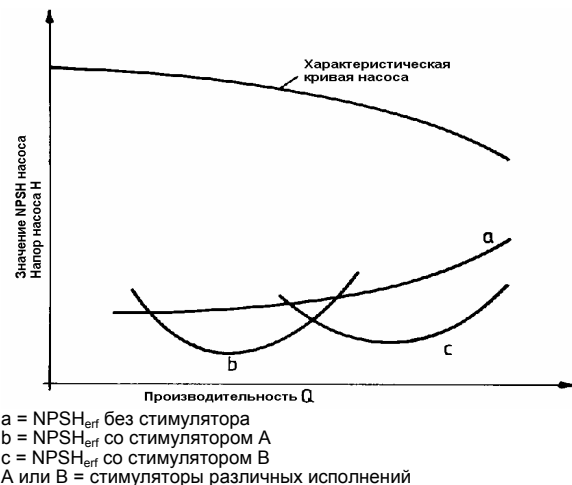


Рис. 32. Центробежный насос с предвключённым ротором (стимулятором)

Необходимо учесть, что снижение требуемого значения NPSH установки при помощи предвключённого ротора распространяется не на весь диапазон производительности данного насоса, а только для определённой его части, как показано на рис. 33.



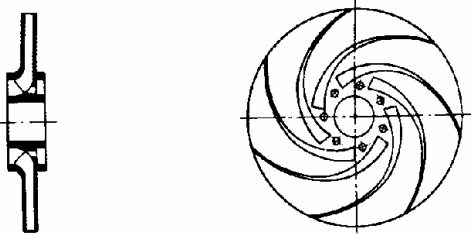
- a = $NPSH_{eff}$ без стимулятора
- b = $NPSH_{eff}$ со стимулятором А
- c = $NPSH_{eff}$ со стимулятором В
- А или В = стимуляторы различных исполнений

Рис. 33. Характеристика $NPSH_{eff}$ со стимулятором (предвключённым ротором) и без него

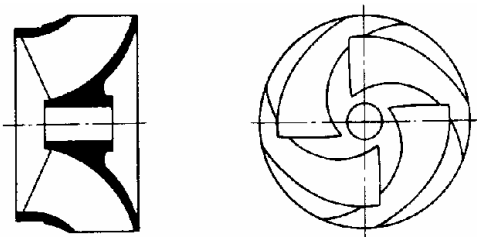
8.4 Формы рабочего колеса

8.4.1 Лопастное колесо

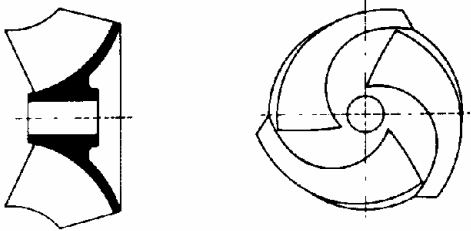
Для чистых перекачиваемых сред центробежные насосы оснащаются нормальными рабочими колёсами. Начиная с радиального колеса, с увеличением расхода переход на диагональное и, таким образом, до осевого рабочего колеса при больших производительностях и маленьких напорах.



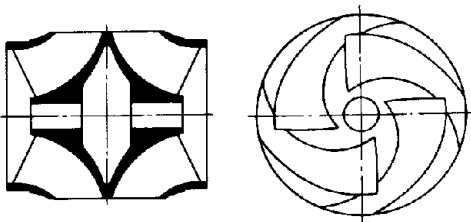
Радиальное колесо*)



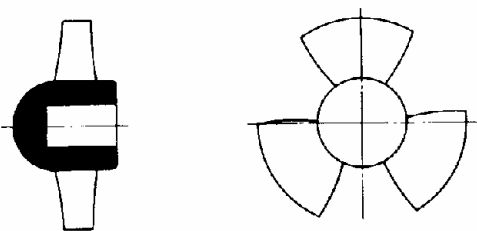
Закрытое диагональное колесо*)



Открытое диагональное колесо



Закрытое диагональное колесо*) двухпоточного исполнения

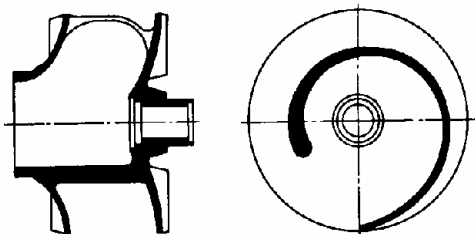


Осевое колесо

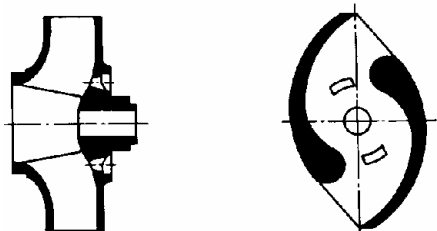
*) Горизонтальная проекция изображена без передней дисковой крышки

8.4.2 Багерные рабочие колёса

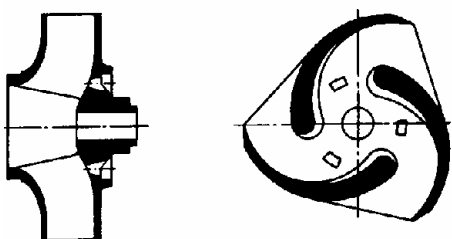
Для загрязнённых перекачиваемых сред с примесями твёрдых веществ применяются рабочие колёса с увеличенными проходами, причём однолопастное колесо имеет проходное поперечное сечение, не сужающееся от входа к выходу (так называемый шаровидный проход **).



Закрытое однолопастное колесо*)



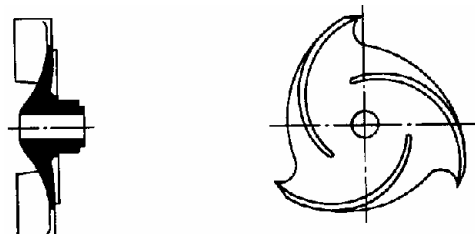
Закрытое двухканальное багерное колесо*)



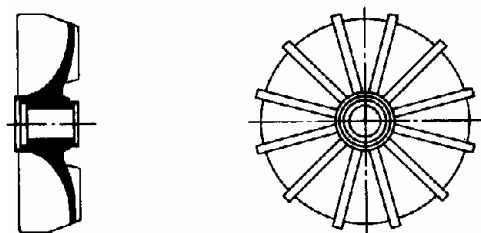
Закрытое трёхканальное багерное колесо*)

8.4.3 Специальные лопастные колёса

Для загрязнённых и газосодержащих жидкостей.



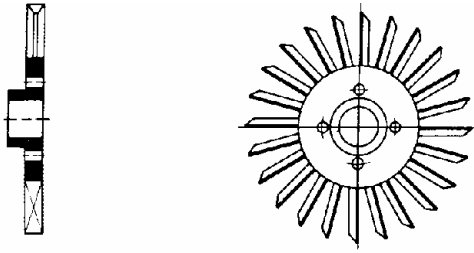
Открытое трёхлопастное колесо



Свободнопоточное колесо

8.4.4 Звёздчатые рабочие колёса

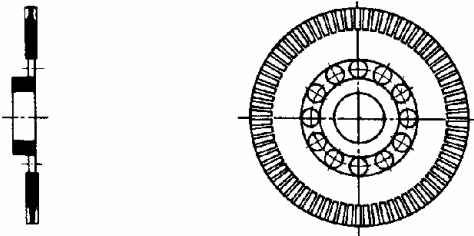
Преимущественно на самовсасывающих центробежных насосах для чистых перекачиваемых сред.



Звёздчатое колесо для вихревого насоса

8.4.5 Периферийные рабочие колёса

Для чистых перекачиваемых сред при больших расходах и маленьких напорах.



Периферийное колесо

8.5 Конструктивные исполнения насосов (избранные примеры)

Основные разновидности заключаются в следующих отличительных признаках, смотри рисунки 34 — 39.

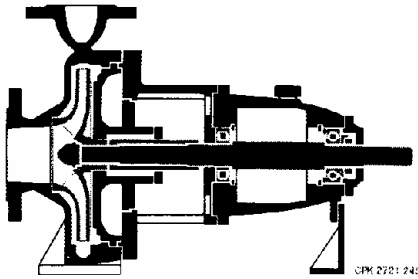


Рис. 34. Однопоточный, одноступенчатый, горизонтальной установки, например, стандартный химический насос

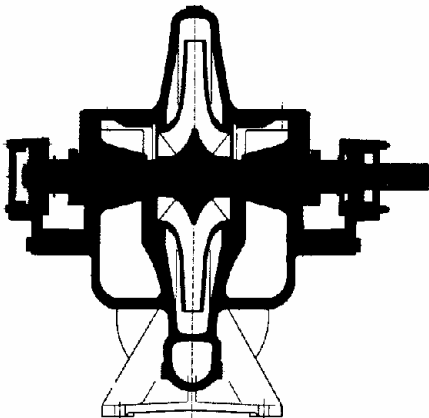


Рис. 35. Двухпоточный, с двухсторонней подшипниковой опорой, например, магистральный насос

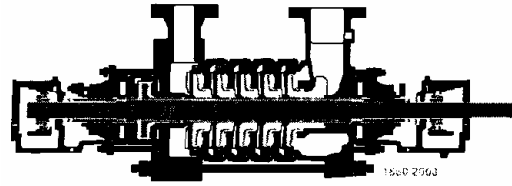


Рис. 36. Многоступенчатый, с двухсторонней подшипниковой опорой, например, насос высокого давления в секционном исполнении

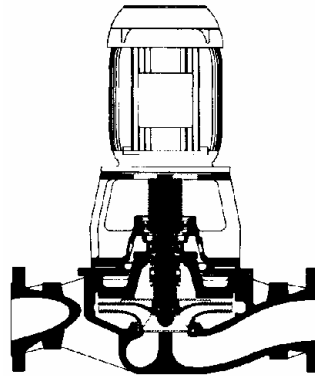


Рис. 37. Блочный агрегат, например, рядный насос

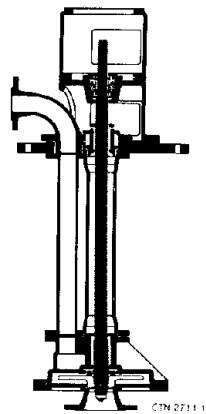


Рис. 38. Вертикальный погружной насос, например, химический погружной насос

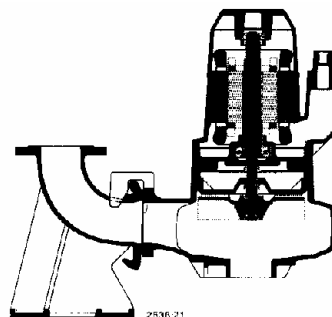


Рис. 39. Затопляемый блочный агрегат, например, погружной насос для сточных вод

8.6 Виды установки насосов

Установка центробежного насоса определяется через положение

- оси вала, т.е. горизонтальное или вертикальное, размещение

- ножек, т.е. внизу или на середине оси,

расположение

- двигателя

и распределение

- веса насоса и двигателя. (См. рисунки 40 и 41)

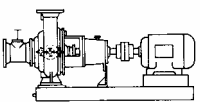
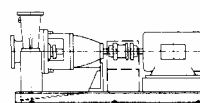
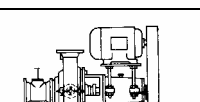
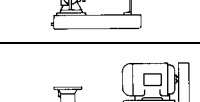
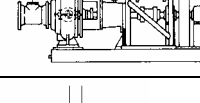
	Ось вала	Ножки	Двигатель	Примечание
	горизонтально	внизу	коаксиально с муфтой или редуктором	общая фундаментная плита
	горизонтально	на середине оси	коаксиально с муфтой или редуктором	общая фундаментная плита
	горизонтально	внизу	с параллельными осями над насосом с ремённым приводом	компактное расположение, облегчённая установка частоты вращения
	горизонтально	внизу	с параллельными осями над насосом с ремённым приводом и выносным подшипником или контр-приводом	компактное расположение, облегчённая установка частоты вращения
	горизонтально	внизу	блочный агрегат, насос с мотором загерметизированы	полностью затопляем

Рис. 40. Примеры горизонтальной установки

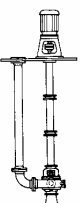
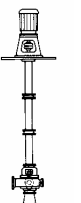
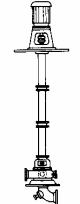


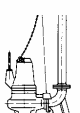
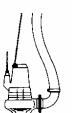
Вариант установки			Ось вала	Ножки	Двигатель	Примечание
а	б	в				
			вертикально	—	напольное исполнение на опоре двигателя	мокрая установка а) напорный трубопровод проведён вверх
			вертикально	опорная плита под напорным патрубком	а) напольное исполнение на опоре двигателя б) напольное исполнение на опоре двигателя через карданный вал в) подпольное исполнение на опоре двигателя	сухая установка
			вертикально	а) фланцевое колено с лапой б) на опоре	затопляемый блочный агрегат	мокрая установка а) стационарная б) транспортируемая

Рис. 41. Примеры вертикальной установки

8.7 Конфигурация зумпфа насоса

Зумпфы насосов предназначены для накопления и дискретной откачки жидкостей. Их величина зависит от производительности Q и допустимой частоты включения насосных агрегатов, т.е. электродвигателей. Для частоты включения Z при сухой установке мотора получим:

		Частота включения Z
Мощность мотора до	7,5 кВт	макс. 15/час
Мощность мотора до	30 кВт	макс. 12/час
Мощность мотора свыше	30 кВт	макс. 10/час

Частота включения рассчитывается по формуле:

$$Z = \frac{3600 \cdot Q_{zu} (Q_m - Q_{zu})}{V_N \cdot Q_m}$$

где Z частота включения в 1/час
 Q_{zu} расход притока в л/с

$$Q_m = \frac{Q_e + Q_a}{2}$$

Q_e расход при давлении включения в л/с
 Q_a расход при давлении выключения в л/с
 V_N полезный объем зумпфа, включая возможный объем обратного подпора в л.

Максимальная частота включения получается при условии, если $Q_m = 2 \times Q_{zu}$, т.е. если производительность Q_m в два раза больше расхода притока Q_{zu} . Таким образом получим максимальную частоту включения в час:

$$Z_{max} = \frac{900 \cdot Q_m}{V_N}$$

При загрязнённых жидкостях необходимо избегать отложения твёрдых веществ в застойных зонах и на дне. Здесь целесообразно применение косых стенок с минимальным наклоном в 45° , ещё лучше в 60° , как показано на рис. 42.

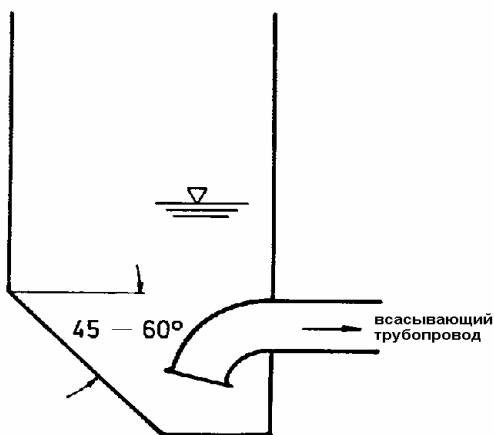


Рис. 42. Косые стенки зумпфа насоса как средство предотвращения отложений твёрдых веществ

8.8 Компоновка всасывающего трубопровода

Всасывающий трубопровод должен быть как можно короче и подводиться с лёгким наклоном к насосу. Расстояние между всасывающим и подводющим трубопроводами в приёмной ёмкости или в зумпфе насоса должно быть достаточно велико, чтобы избежать тем самым попадание воздуха во всасывающий трубопровод. По этой причине подводный трубопровод должен заканчиваться ниже уровня воды, см. рис. 43.

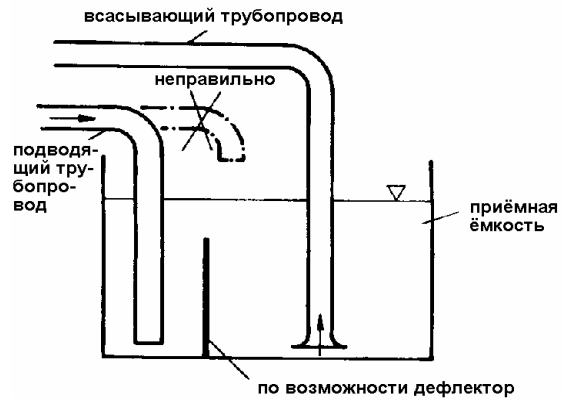


Рис. 43. Компоновка трубопроводов в приёмной ёмкости в целях избежания попадания воздуха во всасывающий трубопровод

При недостаточном погружении всасывающего трубопровода в приёмной ёмкости или в зумпфе насоса, при вращении перекачиваемой жидкости, может возникнуть водоворот со всасыванием воздуха (пустотный водоворот). После появления воронкообразного углубления уровня жидкости мгновенно образуется воздушный коридор от поверхности к всасывающему трубопроводу. Этого можно избежать посредством достаточно глубокого погружения (см. рис. 44 и 45) или при помощи мероприятий по предотвращению возникновения водоворотов (см. рис. 46 — 48), важность принятия этих мер усиливается с увеличением расхода насоса Q .

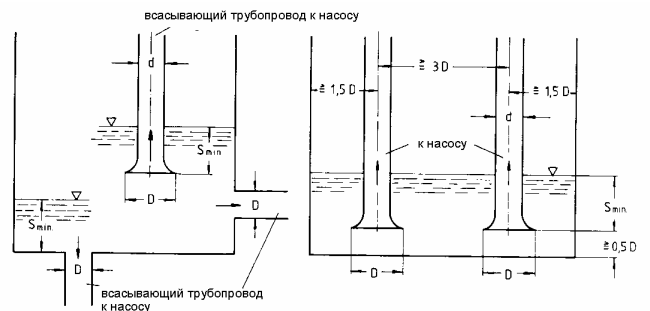


Рис. 44. Компоновка трубопроводов в приёмной ёмкости (в зумпфе насоса) в целях избежания образования пустотных водоворотов

Минимальное затопление S_{min} в метрах должно равняться, как минимум, скорости течения плюс коэффициент безопасности 0,1 м на неравномерное распределение скорости. Максимальная скорость течения v_s во всасывающем или подводимом трубопроводах не должна превышать 3 м/с. Рекомендуемые скорости от 1 до 2 м/с.

$$S_{min} = \frac{v_s^2}{2g} + 0,1$$

где v_s скорость течения в м/с
 S_{min} минимальное затопление в м.

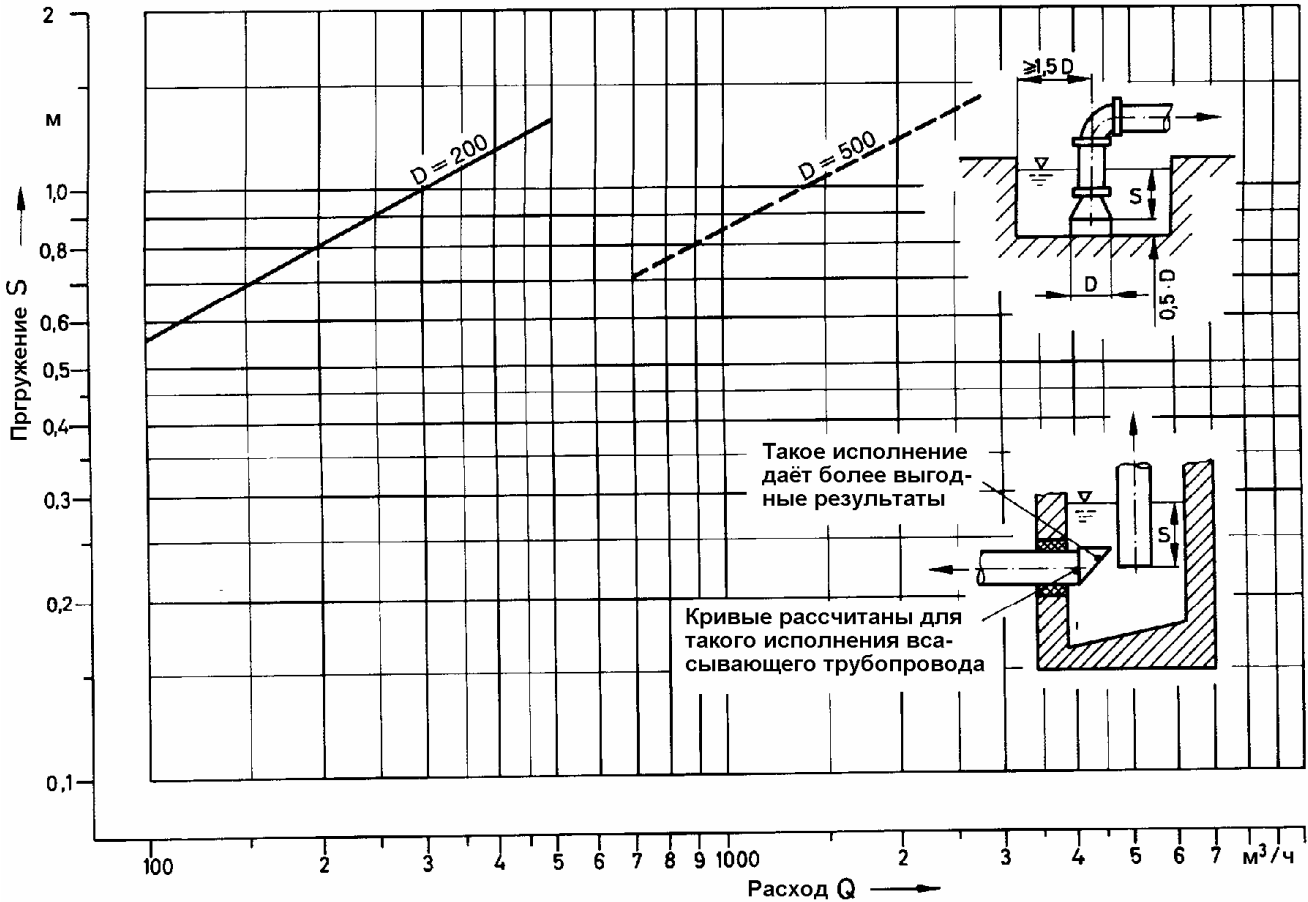


Рис. 45. Погружение S в зависимости от входного диаметра всасывающего трубопровода D и расхода Q

На рисунке 45 показана зависимость погружения S от входного диаметра всасывающего трубопровода D и расхода Q. Определённые таким образом значения гарантируют работу без опасности возникновения водоворотов со всасыванием воздуха. Диаграмма действительна лишь при соблюдении требований компоновки для всасывающего трубопровода, как показано на рисунке.

При невозможности обеспечения минимального погружения или же его стабильности, для предотвращения образования всасывающих воздушных воронок, применяются следующие мероприятия (см. рисунки 46 и 47).

На практике часто встречается применение цилиндрических баков с тангенциальным расположением подводящего трубопровода, что приводит к вращению содержимого ёмкости (см. рис. 48).

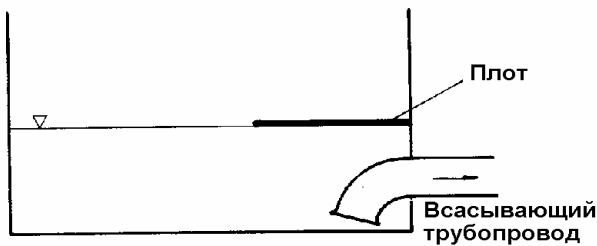


Рис. 46. Плот для предотвращения водоворотов со всасыванием воздуха

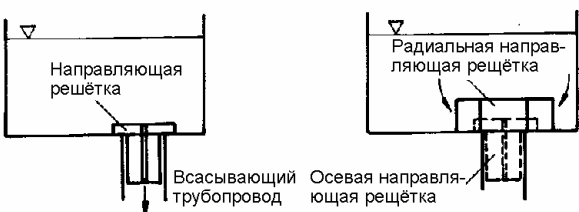


Рис. 47. Установка предотвращающих завихрения направляющих устройств во избежание образования водоворотов со всасыванием воздуха

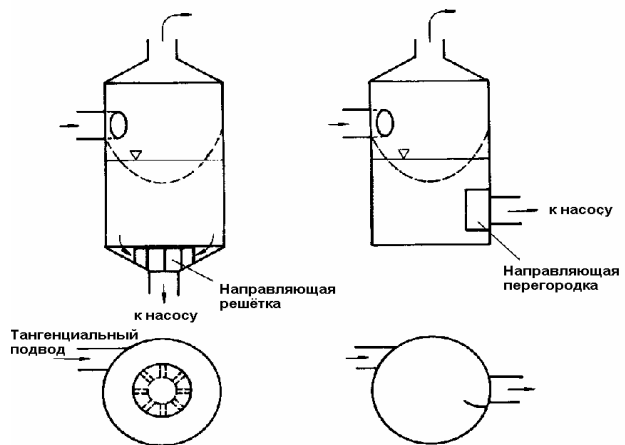


Рис. 48. Установка направляющих устройств в ёмкостях для предотвращения помех при подводе к насосу

8.9 Муфты вала

Применяемые в технике центробежных насосов муфты валов, подразделяются на жёсткие и упругие (эластичные). Жёсткие муфты предназначены преимущественно для соединения абсолютно соосных валов. Малейшие смещения приводят к значительному увеличению дополнительных нагрузок на муфту и расположенные в непосредственной близости участки вала. На практике применяются следующие типы:

- втулочные муфты,
- жёсткие втулочные муфты,
- кулачковые сцепные муфты,
- продольно-свёртные (DIN 115),
- дисковые муфты (DIN 758, DIN 759),
- фланцевые муфты (DIN 760).

Упругая муфта по стандарту DIN 740 это эластичный, связывающий без пробуксовки, элемент между двигателем и рабочей машиной, который уравнивает осевые, радиальные и угловые погрешности центровки (рис. 49) и смягчает удары. Упругость достигается при помощи деформации пружин и эластичных резиновых элементов, долговечность которых целиком и полностью зависит от величины погрешностей центровки. На рисунке 50 показаны наиболее распространённые виды упругих муфт вала. На рисунке 51 на примере одного из насосов изображена втулочная муфта, которая обеспечивает возможность демонтажа вала насоса без разборки его корпуса и двигателя (технологическое исполнение).

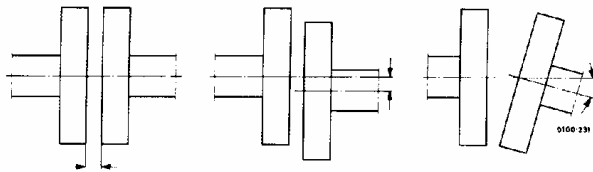


Рис. 49. Погрешности центровки

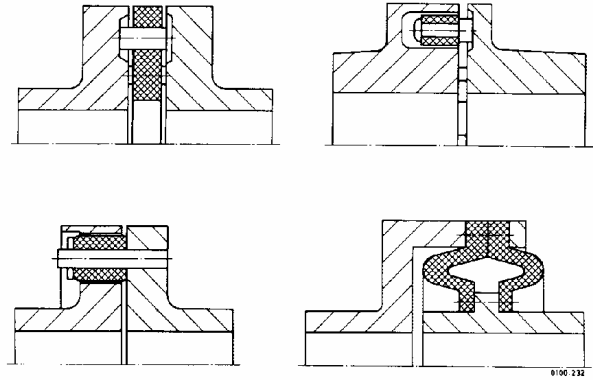


Рис. 50. Типы конструктивного исполнения муфт (примеры)

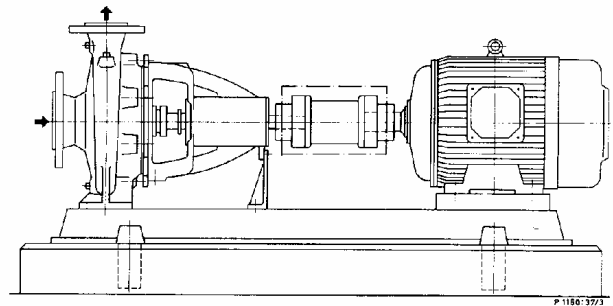


Рис. 50. Насос с втулочной муфтой

9 Технические данные

9.1 Давление пара p_D и плотность воды ρ

t °C	T K	p_D бар	ρ кг/дм ³	t °C	T K	p_D бар	ρ кг/дм ³	t °C	T K	p_D бар	ρ кг/дм ³
0	273,15	0,00611	0,9998					138	411,15	3,414	0,9276
1	274,15	0,00657	0,9999	61	334,15	0,2086	0,9826	140	413,15	3,614	0,9258
2	275,15	0,00706	0,9999	62	335,15	0,2184	0,9821	145	418,15	4,155	0,9214
3	276,15	0,00758	0,9999	63	336,15	0,2286	0,9816	150	423,15	4,760	0,9168
4	277,15	0,00813	1,0000	64	337,15	0,2391	0,9811	155	428,15	5,433	0,9121
5	278,15	0,00872	1,0000	65	338,15	0,2501	0,9805	160	433,15	6,181	0,9073
6	279,15	0,00935	1,0000	66	339,15	0,2615	0,9799	165	438,15	7,008	0,9024
7	280,15	0,01001	0,9999	67	340,15	0,2733	0,9793	170	443,15	7,920	0,8973
8	281,15	0,01072	0,9999	68	341,15	0,2856	0,9788	175	448,15	8,924	0,8921
9	282,15	0,01147	0,9998	69	342,15	0,2984	0,9782	180	453,15	10,027	0,8869
10	283,15	0,01227	0,9997	70	343,15	0,3116	0,9777	185	458,15	11,233	0,8815
11	284,15	0,01312	0,9997	71	344,15	0,3253	0,9770	190	463,15	12,551	0,8760
12	285,15	0,01401	0,9996	72	345,15	0,3396	0,9765	195	468,15	13,987	0,8704
13	286,15	0,01497	0,9994	73	346,15	0,3543	0,9760	200	473,15	15,55	0,8647
14	287,15	0,01597	0,9993	74	347,15	0,3696	0,9753	205	478,15	17,243	0,8588
15	288,15	0,01704	0,9992	75	348,15	0,3855	0,9748	210	483,15	19,077	0,8528
16	289,15	0,01817	0,9990	76	349,15	0,4019	0,9741	215	488,15	21,060	0,8467
17	290,15	0,01936	0,9988	77	350,15	0,4189	0,9735	220	493,15	23,198	0,8403
18	291,15	0,02062	0,9987	78	351,15	0,4365	0,9729	225	498,15	25,501	0,8339
19	292,15	0,02196	0,9985	79	352,15	0,4547	0,9723	230	503,15	27,976	0,8273
20	293,15	0,02337	0,9983	80	353,15	0,4736	0,9716	235	508,15	30,632	0,8205
21	294,15	0,02485	0,9981	81	354,15	0,4931	0,9710	240	513,15	33,478	0,8136
22	295,15	0,02642	0,9978	82	355,15	0,5133	0,9704	245	518,15	36,523	0,8065
23	296,15	0,02808	0,9976	83	356,15	0,5342	0,9697	250	523,15	39,776	0,7992
24	297,15	0,02982	0,9974	84	357,15	0,5557	0,9691	255	528,15	43,246	0,7916
25	298,15	0,03166	0,9971	85	358,15	0,5780	0,9684	260	533,15	46,943	0,7839
26	299,15	0,03360	0,9968	86	359,15	0,6011	0,9678	265	538,15	50,877	0,7759
27	300,15	0,03564	0,9966	87	360,15	0,6249	0,9671	270	543,15	55,058	0,7678
28	301,15	0,03778	0,9963	88	361,15	0,6495	0,9665	275	548,15	59,496	0,7593
29	302,15	0,04004	0,9960	89	362,15	0,6749	0,9658	280	553,15	64,202	0,7505
30	303,15	0,04241	0,9957	90	363,15	0,7011	0,9652	285	558,15	69,186	0,7415
31	304,15	0,04491	0,9954	91	364,15	0,7281	0,9644	290	563,15	74,461	0,7321
32	305,15	0,04753	0,9951	92	365,15	0,7561	0,9638	295	568,15	80,037	0,7223
33	306,15	0,05029	0,9947	93	366,15	0,7849	0,9630	300	573,15	85,927	0,7122
34	307,15	0,05318	0,9944	94	367,15	0,8146	0,9624	305	578,15	92,144	0,7017
35	308,15	0,05622	0,9940	95	368,15	0,8453	0,9616	310	583,15	98,700	0,6906
36	309,15	0,05940	0,9937	96	369,15	0,8769	0,9610	315	588,15	105,61	0,6791
37	310,15	0,06274	0,9933	97	370,15	0,9094	0,9602	320	593,15	112,89	0,6669
38	311,15	0,06624	0,9930	98	371,15	0,9430	0,9596	325	598,15	120,56	0,6541
39	312,15	0,06991	0,9927	99	372,15	0,9776	0,9586	330	603,15	128,63	0,6404
40	313,15	0,07375	0,9923	100	373,15	1,0133	0,9581	340	613,15	146,05	0,6102
41	314,15	0,07777	0,9919	102	375,15	1,0878	0,9567	350	623,15	165,35	0,5743
42	315,15	0,08198	0,9915	104	377,15	1,1668	0,9552	360	633,15	186,75	0,5275
43	316,15	0,08639	0,9911	106	379,15	1,2504	0,9537	370	643,15	210,54	0,4518
44	317,15	0,09100	0,9907	108	381,15	1,3390	0,9522	374,15	647,30	221,2	0,3154
45	318,15	0,09582	0,9902	110	383,15	1,4327	0,9507				
46	319,15	0,10086	0,9898	112	385,15	1,5316	0,9491				
47	320,15	0,10612	0,9894	114	387,15	1,6362	0,9476				
48	321,15	0,11162	0,9889	116	389,15	1,7465	0,9460				
49	322,15	0,11736	0,9884	118	391,15	1,8628	0,9445				
50	323,15	0,12335	0,9880	120	393,15	1,9854	0,9429				
51	324,15	0,12961	0,9876								
52	325,15	0,13613	0,9871	122	395,15	2,1145	0,9412				
53	326,15	0,14293	0,9866	124	397,15	2,2504	0,9396				
54	327,15	0,15002	0,9862	126	399,15	2,3933	0,9379				
55	328,15	0,15741	0,9857	128	401,15	2,5435	0,9362				
56	329,15	0,16511	0,9852	130	403,15	2,7013	0,9346				
57	330,15	0,17313	0,9846								
58	331,15	0,18147	0,9842	132	405,15	2,8670	0,9328				
59	332,15	0,19016	0,9837	134	407,15	3,041	0,9311				
60	333,15	0,19920	0,9832	136	409,15	3,223	0,9294				

9.2 Давление пара p_D различных жидкостей

Температура		Этан C_2H_6	Ацетон $(CH_3)_2CO$	Аммиак NH_3	Этанол C_2H_5OH	n-Бутан C_4H_{10}	i-Бутан C_4H_{10}	Бензол C_6H_6	Анилин $C_6H_5NH_2$	Диэтиловый эфир $C_2H_5OC_2H_5$	Муравьиная кислота CH_2O_2	Уксусная кислота $C_2H_4O_2$	n-Пропан C_3H_8	Метанол CH_4O	Сернистая кислота H_2SO_3	Сероуглерод CS_2	Толуол C_7H_8	Тетрахлорметан CCl_4	
t °C	T K	Давление пара p_D в барах																	
-50	223	5,517	0,00319	0,409		0,103				0,0127			0,707		0,1157				
-45	228	6,574		0,545									0,890		0,1598				
-40	233	7,776		0,718		0,179				0,0255			1,115		0,2157				
-35	238	9,129		0,932									1,379		0,2883				
-30	243	10,65	0,0149	1,195		0,294	0,483			0,050			1,672		0,3805	0,0335			
-25	248	12,34		1,516									2,017		0,4942				
-20	253	14,23	0,0293	1,902		0,469	0,748			0,0883			2,423		0,6355	0,0609		0,0129	
-15	258	16,31		2,363									2,889		0,8071			0,0180	
-10	263	18,59	0,0516	2,909		0,691	1,103			0,150			3,405		1,014	0,1047		0,0246	
-5	268	21,10		3,549									4,015		1,2611			0,0330	
±0	273	23,76	0,0856	4,294	0,0159	1,039	1,613	0,0354		0,247		0,0044	4,684	0,0381	1,554	0,1697		0,0439	
5	278	26,86	0,115	5,157						0,311			5,453		1,899			0,0576	
10	283	30,16	0,1542	6,149	0,0306	1,50	2,201	0,0606		0,389	0,0245	0,0085	6,339	0,0699	2,302	0,2648	0,017	0,0746	
15	288	33,76	0,196	7,283						0,481			7,298		2,768			0,0956	
20	293	37,75	0,246	8,572	0,0568	2,069	3,119	0,0996		0,589	0,0419	0,0156	8,334	0,1227	3,305	0,3996	0,0298	0,1213	
25	298	42,15	0,306	10,03						0,716			9,489		3,9197			0,1527	
30	303	47,07	0,377	11,67	0,1008	2,824	4,232	0,1578		0,864	0,0688	0,0275	10,807	0,2068	4,619	0,5848	0,0489	0,1907	
35	308		0,462	13,498									12,219		5,411			0,2349	
40	313		0,562	15,54	0,1722	3,765	5,609	0,2412		1,228	0,1097	0,0464	13,739	0,336	6,303	0,8306	0,0784	0,2876	
45	318		0,681	17,81									15,455		7,303			0,3499	
50	323		0,817	20,33	0,2836	4,98	7,257	0,3589	0,00319	1,702	0,1696	0,0754	17,269	0,5283	8,417	1,1466	0,121	0,4228	
55	328																	0,5057	
60	333		1,118		0,4519	6,37	9,267	0,5188	0,0075	2,306	0,2549	0,1186	20,89	0,8095		1,549	0,1863	0,6010	
65	338																	0,7078	
70	343		1,55		0,6979	8,14	11,719	0,7301	0,0139	3,061	0,3733	0,1812	25,79	1,1954			0,2689	0,8296	
75	348																		
80	353		2,08		1,047	10,20		1,0052	0,0239	3,991	0,533	0,269	31,38	1,7298		2,700	0,3818	1,1169	
85	358												34,127						
90	363		2,76		1,531	12,55		1,355	0,0389	5,121	0,7439	0,3915	36,58	2,445			0,5369	1,4828	
95	368												39,91						
100	373		3,60		2,184	15,40		1,795	0,0609	6,478	1,0159	0,556		3,384		4,333	0,7354	1,9505	
105	378																		
110	383		4,65		3,045	18,34		2,331	0,0922	8,092		0,774		4,595			0,9924	2,5164	
115	388																		
120	393		5,89		4,159	21,77		2,984	0,1327	9,992		1,059		6,131		6,999	1,267	3,1911	
125	398																		
130	403		7,38		5,572	25,69		3,766	0,1926	12,209		1,423		8,050			1,7407	3,956	
135	408																		
140	413		9,15					4,694	0,2719	14,768		1,885				10,399	2,2457	4,945	
145	418																		
150	423		11,28							17,711		2,499					2,824	6,073	

9.3 Плотность различных жидкостей ρ при атмосферном давлении

Температура		Этан C_2H_6	Ацетон $(CH_3)_2CO$	Аммиак NH_3	Этанол C_2H_5OH	n-Бутан C_4H_{10}	i-Бутан C_4H_{10}	Бензол C_6H_6	Анилин $C_6H_5NH_2$	Диэтиловый эфир $C_2H_5OC_2H_5$	Муравьиная кислота CH_2O_2	Уксусная кислота $C_2H_4O_2$	n-Пропан C_3H_8	Метанол CH_4O	Сернистая кислота H_2SO_3	Сероуглерод CS_2	Толуол C_7H_8	Тетрахлорметан CCl_4	Тяжёлая вода D_2O
t	T	Плотность ρ в кг/дм ³																	
°C	K																		
-100	173	0,5589	0,920			0,6900				0,842						1,432			
- 90	183	0,5479				0,6827											0,9697		
- 80	193	0,5367				0,6744							0,6240				0,9604		
- 70	203	0,5250				0,6663							0,6134				0,9509		
- 60	213	0,5125				0,6577							0,6025				0,9419		
- 50	223	0,4993	0,868	0,695		0,6492			0,790				0,5910	1,555	1,362		0,9327		
- 40	233	0,4850	0,855			0,6400							0,5793				0,9234		
- 30	243	0,4700				0,6306	0,6156						0,5680	1,509			0,9141		
- 20	253	0,4526	0,832			0,6210	0,6052						0,5555				0,9049	1,670	
- 10	263	0,4339				0,6107	0,5940						0,5430	1,460			0,8956		
± 0	273	0,4117	0,812	0,636	0,8080	0,6008	0,5835	0,9001	1,039	0,736			0,5300	0,810	1,435	1,292	0,8863	1,630	(1,105)
10	283	0,3865			0,7990	0,5898	0,5718	0,8920					0,5160	0,801			0,8769		1,107
20	293	0,3502	0,791	0,609	0,7902	0,5788	0,5590	0,8790	1,022	0,714	1,220	1,049	0,5015	0,792	1,380	1,262	0,8677	1,585	1,105
30	303	0,2880			0,7815	0,5665	0,5462	0,8675					0,4860	0,783			0,8583		
40	313		0,765		0,7726	0,5546	0,5340	0,8576			1,192	1,028	0,4690	0,774			0,8489	1,545	1,100
50	323		0,756	0,561	0,7634	0,5422	0,5198	0,8460	0,996	0,676	1,184	1,018	0,4500	0,765			0,8395		
60	333		0,740		0,7546	0,5284	0,5052	0,8357			1,169	1,003	0,4328	0,755			0,8301	1,505	1,090
70	343				0,7452	0,5148	0,4900	0,8248					0,4090	0,746			0,8205		
80	353				0,7357	0,5003		0,8145				0,980	0,3764	0,736			0,8110	1,460	1,070
90	363				0,7260	0,4848		0,8041					0,3230	0,725			0,8012		
100	373		0,458		0,7158	0,4680		0,7927	0,951	0,611		0,960		0,714	1,110		0,7914	1,420	1,040
110	383				0,7048	0,4492		0,7809						0,702			0,7813		
120	393				0,6927	0,4272		0,7692						0,691			0,7710		
130	403				0,6791	0,4003		0,7568						0,678			0,7608		
140	413					0,3620		0,7440									0,7501		
150	423					0,2900		0,7310		0,518		0,896					0,7392	1,310	

9.4 Системные единицы измерения, подборка для центробежных насосов

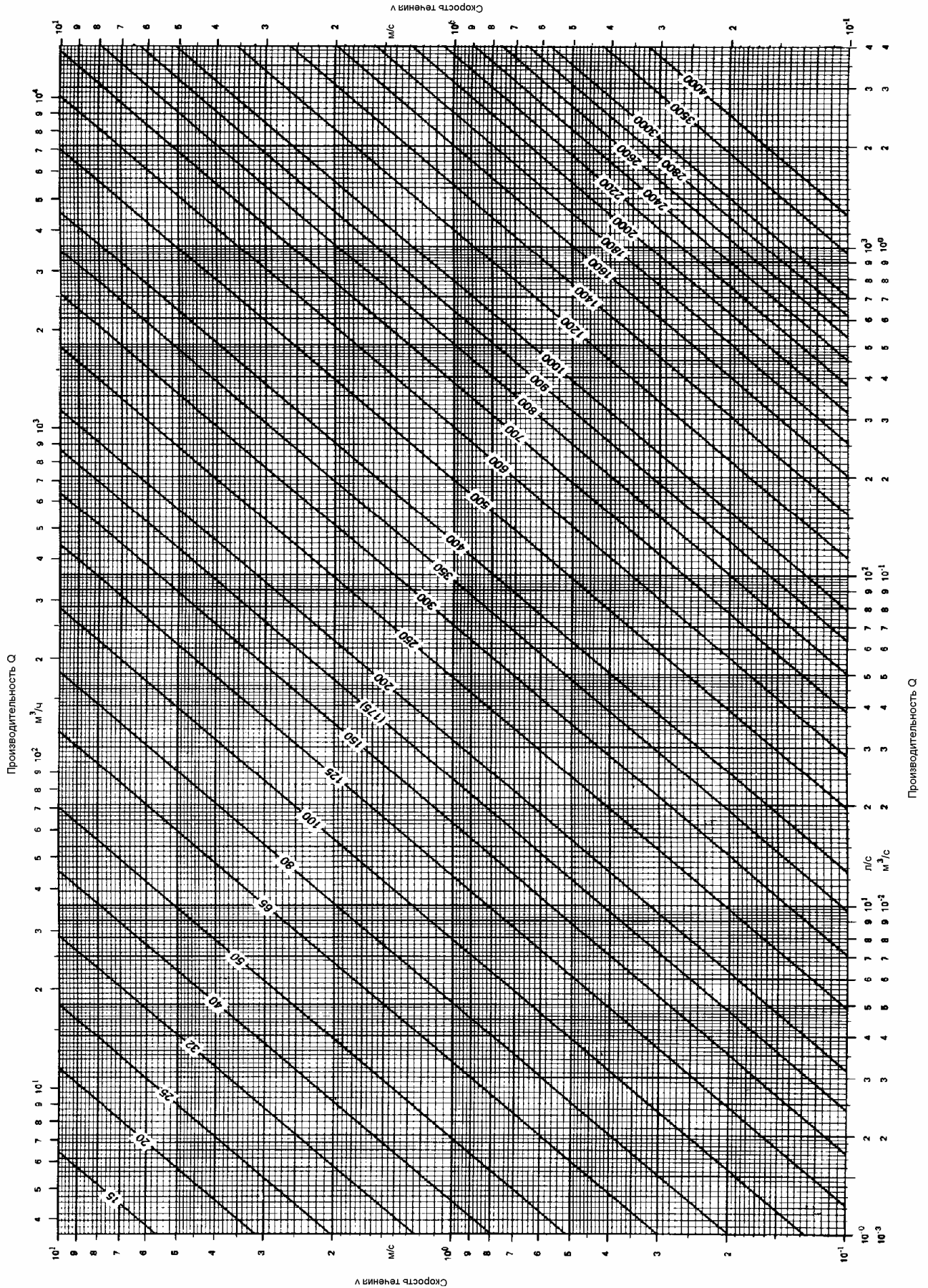
Физическая величина	Буквенное обозначение	Общепринятые единицы		Недопустимые более единицы	Рекомендуемые единицы	Примечания	
		Единицы системы СИ	Другие общепринятые единицы (не полностью)				
Длина	l	м	Метр	км, дм, см, мм, мкм,...	м	Основная единица	
Объём	V	м ³		дм ³ , см ³ , мм ³ , ... литр (1л = 1дм ³)	м ³		
Производительность Объёмный расход	Q $\frac{V}{t}$	м ³ /с		м ³ /ч, л/с	л/с и м ³ /с		
Время	t	с	Секунда	с, мс, мкс, нс, ... мин, ч, сутки	с	Основная единица	
Частота вращения	n	1/с		1/мин	1/мин		
Масса	m	кг	Килограмм	г, мг, мкг, ... тонна (1т = 1000 кг)	Фунт, центнер	кг	Основная единица Масса товара в торговле именуется весом.
Плотность	ρ	кг/м ³		кг/дм ³		кг/дм ³ и кг/м ³	Не рекомендуется применять понятие „удельный вес“, т.к. оно двусмысленно (см. DIN 1305).
Момент инерции масс	J	кг м ²				кг м ²	Момент инерции 2-го порядка
Массовый расход	$\frac{m}{t}$	кг/с		т/с, т/ч, кг/ч		кг/с и т/с	
Сила	F	Н	Ньютон (= кг м/с ²)	кН, мН, мкН, ...	кгс, Мгс	Н	1кгс=9,81Н. Сила тяжести это продукт массы m и ускорения свободного падения g.
Давление	p	Па	Паскаль (= Н/м ²)	бар (1 бар = 10 ⁵ Па)	кгс/см ² , ат, м вод. ст., мм рт. ст.	бар	1 ат = 0,981 бар = 9,81·10 ⁴ Па 1мм рт.ст.=1,333мбар 1мм вод.ст.=0,098мбар 1кгс/мм ² =9,81Н/мм ²
Механическое напряжение (прочность)	σ, τ	Па	Паскаль (= Н/м ²)	Н/мм ² , Н/см ² , ...	кгс/см ² , ...	Н/мм ²	1кгс/мм ² =9,81Н/мм ²
Изгибающий момент Крутящий момент	M T	Н м			кгс м, ...	Н м	1 кгс м = 9,81 Н м
Энергия, работа, количество тепла	W Q	Дж	Джоуль (= Н м = Вт с)	кДж, Вт с, кВт·ч 1 кВт·ч = 3600 кДж	кгс м ккал, кал, ТЕ	Дж и кДж	1 кгс м = 9,81 Дж 1 ккал = 4,1868 кДж
Напор	H	м	Метр		м жид. ст.	м	Напор это работа сообщённая единице массы жидкости в Дж=Нм, отнесённая к силе тяжести этой единицы в Н.
Мощность	P	Вт	Ватт (= Дж/с = Н м/с)	МВт, кВт, ...	кгс м/с, л.с.	кВт	1 кгс м/с = 9,81 Вт; 1 л.с. = 736 Вт
Разница температур	T	К	Кельвин	°С	°К, град.	К	Основная единица
Кинематическая вязкость	ν	м ² /с			Ст (Стокс), °Е (Энглера)	м ² /с	1 Ст = 10 ⁻¹ м ² /с 1 сСт = 1 мм ² /с
Динамическая вязкость	η	Па с	Паскаль-секунда (= Н с/м ²)		пз (пуаз), ...	Па с	1 пз = 0,1 Па с
Удельная частота вращения	n_q	1				1	$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{(g \cdot H_{opt})^3}$ в единицах СИ (м и с)

9.5 Преобразование единиц измерения Великобритании и США

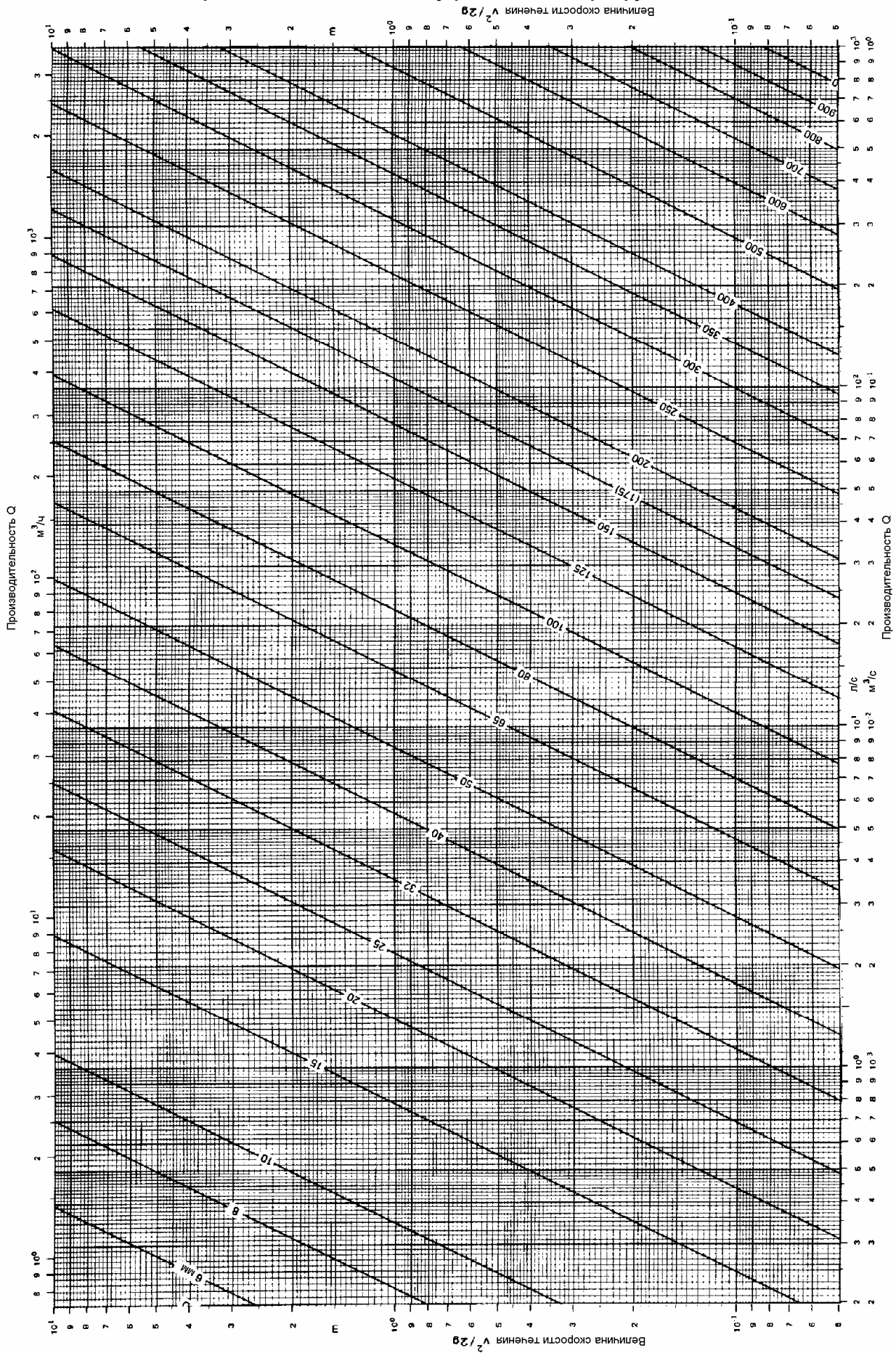
		Великобритания		США	
Длина	1 mil	25,4	МКМ	25,4	МКМ
	1 point	0,3528	ММ	0,3528	ММ
	1 line	0,635	ММ	0,635	ММ
	1 inch (in)	25,4	ММ	25,4	ММ
	1 hand	10,16	СМ	10,16	СМ
	1 link (li)	20,1168	СМ	20,1168	СМ
	1 span	22,86	СМ	22,86	СМ
	1 foot (ft) = 12 in	0,3048	М	0,3048	М
	1 yard (yd) = 3 ft = 36 in	0,9144	М	0,9144	М
	1 fathom (fath) = 2 yd	1,8288	М	1,8288	М
	1 rod (rd)	5,0295	М	5,0295	М
	1 chain (ch)	20,1168	М	20,1168	М
	1 furlong (fur)	201,168	М	201,168	М
	1 mile (mi) = 1760 yd (statute mile)	1,6093	КМ	1,6093	КМ
1 nautical mile	1,8532	КМ	1,8532	КМ	
Площадь	1 circular mil	506,709	МКМ ²	506,709	МКМ ²
	1 circular inch	5,076	СМ ²	5,076	СМ ²
	1 square inch (sq in)	6,4516	СМ ²	6,4516	СМ ²
	1 square link (sq li)	404,687	СМ ²	404,687	СМ ²
	1 square foot (sq ft)	929,03	СМ ²	929,03	СМ ²
	1 square yard (sq yd)	0,8361	М ²	0,8361	М ²
	1 square rod (sq rd)	25,2929	М ²	25,2929	М ²
	1 square chain (sq ch)	404,686	М ²	404,686	М ²
	1 rood	1011,7124	М ²	1011,7124	М ²
	1 acre	4046,86	М ²	4046,86	М ²
	1 square mile (sq mi)	2,59	КМ ²	2,59	КМ ²
Объём	1 cubic inch (cu in)	16,387	СМ ³	16,387	СМ ³
	1 board foot (fbm)	2,3597	ДМ ³	2,3597	ДМ ³
	1 cubic foot (cu ft)	28,3268	ДМ ³	28,3268	ДМ ³
	1 cubic yard (cu yd)	0,7646	М ³	0,7646	М ³
	1 register ton (RT) = 100 cu ft	2,8327	М ³	2,8327	М ³
	1 British shipping ton = 42 cu ft	1,1897	М ³	—	—
	1 US shipping ton = 40 cu ft	—	—	1,1331	М ³
Основная единица измерения для жидкостей галлон	1 minim (min)	59,1939	ММ ³	61,6119	ММ ³
	1 fluid scruple	1,1839	ММ ³	—	—
	1 fluid drachm (fl.dr.)	3,5516	СМ ³	—	—
	1 fluid dram (fl.dr.)	—	—	3,6967	СМ ³
	1 fluid ounce (fl.oz.)	28,4131	СМ ³	29,5737	СМ ³
	1 gill (gi)	142,065	СМ ³	118,2948	СМ ³
	1 pint (liq pt)	0,5683	ДМ ³	0,4732	ДМ ³
	1 quart (liq qt)	1,1365	ДМ ³	0,9464	ДМ ³
	1 pottle	2,2730	ДМ ³	—	—
	1 gallon (gal)	4,5460	ДМ ³	3,7854	ДМ ³
	1 peck	9,0922	ДМ ³	—	—
	1 bushel	36,3687	ДМ ³	—	—
	1 US oil-barrel (для неочищенной нефти)	—	—	0,159	М ³
	1 quarter	0,291	М ³	—	—
1 chaldron	1,3093	М ³	—	—	
Основная единица измерения для сухих твёрдых веществ бушель	1 dry point (dry pt)	—	—	0,5506	ДМ ³
	1 dry quart (dry qt)	—	—	1,1012	ДМ ³
	1 peck (pk)	—	—	8,8098	ДМ ³
	1 bushel (bu)	36,3687	ДМ ³	35,2393	ДМ ³
1 dry barrel (bbl)	—	—	0,1156	М ³	
Масса и вес Система Эвердюпойс (веса товаров)	1 grain (gr)	64,7989	МГ	64,7989	МГ
	1 dram (dr avdp)	1,7718	Г	1,7718	Г
	1 ounce (oz avdp)	28,3495	Г	28,3495	Г
	1 pound (lb)	0,4536	КГ	0,4536	КГ
	1 stone	6,3503	КГ	—	—
	1 quarter	12,7006	КГ	—	—
	1 cental	45,3592	КГ	—	—
	1 short hundredweight (sh cwt)	—	—	45,3592	КГ
	1 hundredweight (cwt)	50,8024	КГ	—	—
	1 long hundredweight (l cwt)	—	—	50,8024	КГ
	1 short ton (sh tn)	—	—	907,1849	КГ
	1 ton	1016,0470	КГ	—	—
	1 long ton (l tn)	—	—	1016,0470	КГ
Тройская система (для драгоценных металлов)	1 pennyweight (dwt)	1,5552	Г	1,5552	Г
	1 troy ounce (oz tr)	31,1035	Г	31,1035	Г
	1 troy pound (lb t)	—	—	0,3732	КГ

		Великобритания		США		
Плотность	1 ounce (av) per cubic-foot	(oz/cu ft)	0,0010	кг/дм ³	0,0010	кг/дм ³
	1 pound per cubic-foot	(lb/cu ft)	0,0160	кг/дм ³	0,0160	кг/дм ³
	1 pound per cubic-inch	(lb/cu in)	1,7300	кг/дм ³	1,7300	кг/дм ³
	1 ounce (av) per cubic-inch	(oz/cu in)	27,6799	кг/дм ³	27,6799	кг/дм ³
	1 short ton per cubic-yard	(sh tn/cu yd)	—		1,1865	кг/дм ³
	1 long ton per cubic-yard	(ltn/cu yd)	—		1,3289	кг/дм ³
Скорость	1 pound per gallon	(lb/gal)	0,09987	кг/дм ³	0,1198	кг/дм ³
	1 foot per second	(ft/s)	0,3048	м/с	0,3048	м/с
	1 foot per minute	(ft/min)	0,00508	м/с	0,00508	м/с
	1 yard per second	(yd/s)	0,9144	м/с	0,9144	м/с
	1 yard per minute	(yd/min)	0,01524	м/с	0,01524	м/с
Расход	1 gallon per second		4,5460	л/с	3,7854	л/с
	1 gallon per minute	(gpm)	0,07577	л/с	0,06309	л/с
	1 cubic foot per second	(cusec)	28,3268	л/с	28,3268	л/с
	1 cubic yard per minute		0,7646	м ³ /с	0,7646	м ³ /с
Массовый расход	1 ounce per second (oz/s)		28,3495	г/с	28,3495	г/с
	1 ounce per minute	(oz/min)	0,4725	г/с	0,4725	г/с
	1 pound per second (lb/s)		0,4536	кг/с	0,4536	кг/с
	1 pound per minute	(lb/min)	0,00756	кг/с	0,00756	кг/с
	1 short ton per hour	(sh tn/h)	—		0,2520	
	1 ton per hour		0,2822	кг/с	—	
	1 long ton per hour	(ltn/h)	—		0,2822	кг/с
Сила (Сила тяжести)	1 ounce (force)	(oz)	0,2780	Н	0,2780	Н
	1 pound (force)	(lb)	4,4483	Н	4,4483	Н
	1 short ton (force)	(sh tn)	8,8964	кН	8,8964	кН
	1 long ton (force)	(ltn)	9,9640	кН	9,9640	кН
Давление	1 $\frac{\text{pound (force)}}{\text{square foot}}$	$\left(\frac{\text{lb (force)}}{\text{sq ft}}\right)$	47,88025	Па	47,88025	Па
	1 $\frac{\text{pound (force)}}{\text{square inch}}$	$\left(\frac{\text{lb (force)}}{\text{sq in}}\right)$, (psi)	68,9476	мбар	68,9476	мбар
	1 $\frac{\text{short ton (force)}}{\text{square inch}}$	$\left(\frac{\text{sh tn (force)}}{\text{sq in}}\right)$	137,8951	бар	137,8951	бар
	1 inch H ₂ O	(in H ₂ O)	2,4909	мбар	2,4909	мбар
	1 foot H ₂ O	(ft H ₂ O)	29,8907	мбар	29,8907	мбар
	1 foot Hg	(ft Hg)	33,8663	мбар	33,8663	мбар
Механическое напряжение	1 $\frac{\text{pound (force)}}{\text{square inch}}$	$\left(\frac{\text{lb (force)}}{\text{sq in}}\right)$	0,006895	$\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$	0,006895	$\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$
	1 $\frac{\text{short ton (force)}}{\text{square inch}}$	$\left(\frac{\text{sh tn (force)}}{\text{sq in}}\right)$	13,7851	$\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$	13,7851	$\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$
Работа, энергия, тепловая энергия, внутренняя энергия и энтальпия	1 foot-pound	(ft lb)	1,3538	Дж	1,3538	Дж
	1 Horse power hour	(Hp h)	2,6841	МДж	2,6841	МДж
	1 Brit. Thermal Unit	(BTU)	1,0558	кДж	1,0558	кДж
Мощность (Тепловой поток)	1 foot – pound (av) per second	$\left(\frac{\text{ft lb}}{\text{s}}\right)$	1,3558	Вт	1,3558	Вт
	1 Horse power (Hp)		0,7457	кВт	0,7457	кВт
	1 British Thermal Unit per second	$\left(\frac{\text{BTU}}{\text{s}}\right)$	1,0558	кВт	1,0558	кВт
Динамическая вязкость	1 $\frac{\text{pound (mass)}}{\text{foot} \times \text{second}}$	$\left(\frac{\text{lb (mass)}}{\text{ft s}}\right)$	1,4882	Па с	1,4882	Па с
	1 $\frac{\text{pound (force)} \times \text{second}}{\text{square foot}}$	$\left(\frac{\text{lb (force) s}}{\text{sq ft}}\right)$	47,8803	Па с	47,8803	Па с
Температура	Пересчёт значений температур:		Пересчёт разниц температур:			
	$T = \frac{5}{9} t_f + 255,37; \quad t = \frac{5}{9} (t_f - 32)$ $T = \frac{5}{4} t_R + 273,15; \quad t = \frac{5}{4} t_R$		$\Delta T = \Delta t = \frac{5}{9} \Delta t_f$ $\Delta T = \Delta t = \frac{5}{4} \Delta t_R$			
Причём:		T термодинамическая температура в К t температура по Цельсию в °C t _f температура по Фаренгейту в °F t _R температура по Реомюру в °R				
Пересчёт, применяемых в англосаксонских странах, удельных частот вращения (type number) K в n _q производится по стандарту ИСО 2548:						
K = n _q /52,919						

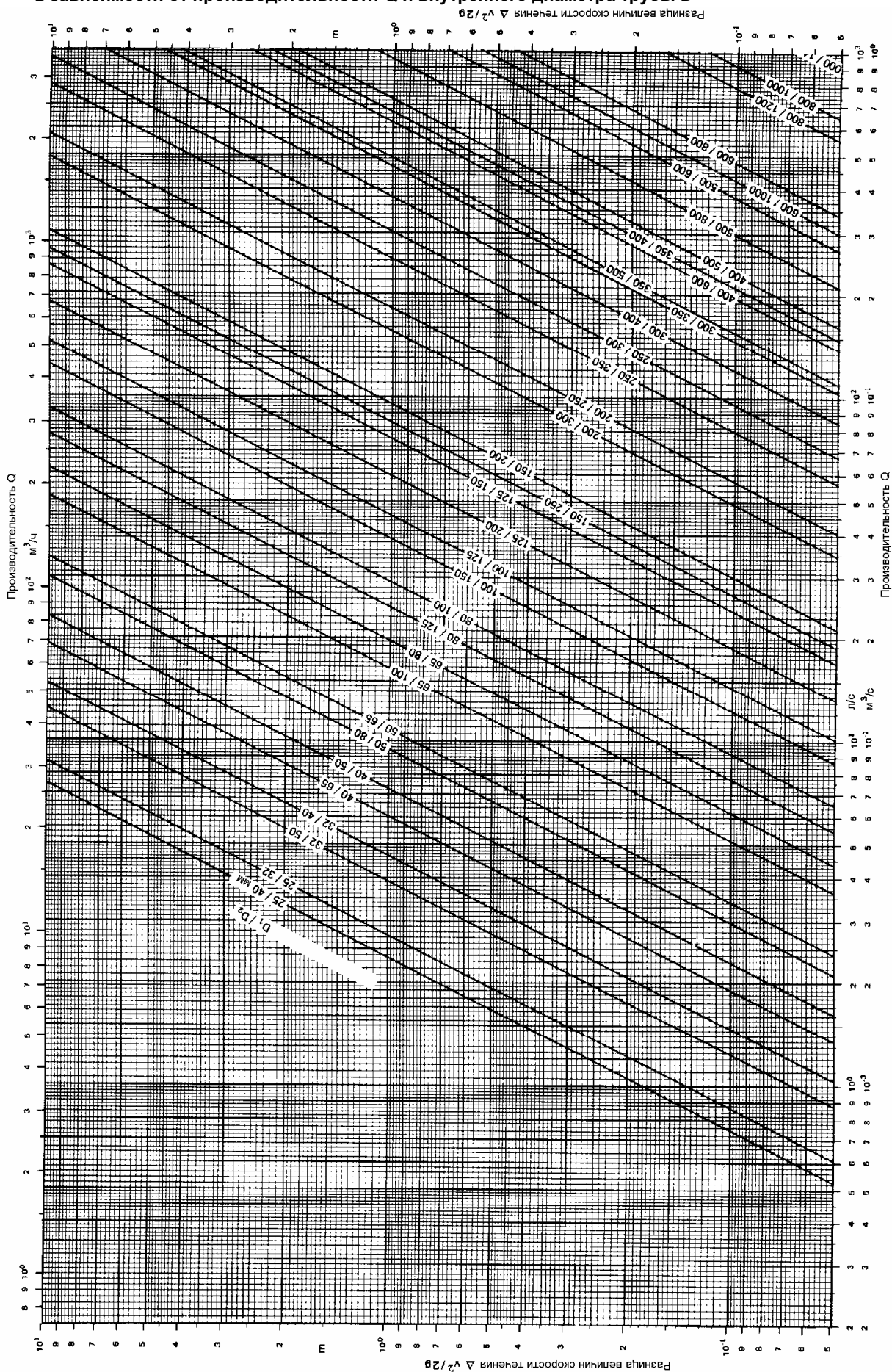
9.6 Диаграмма для определения скорости течения v в зависимости от производительности Q и внутреннего диаметра трубы D



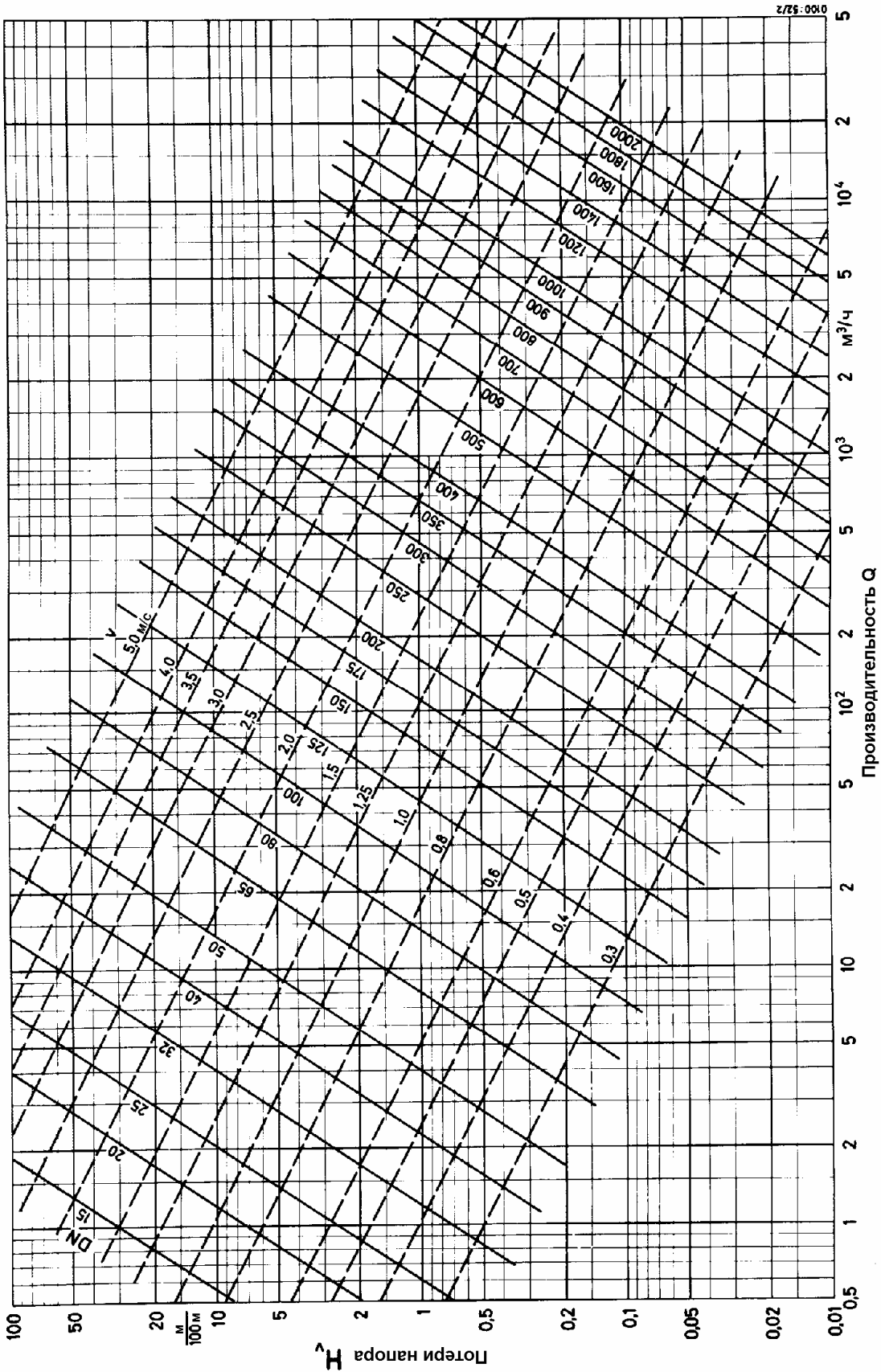
9.7 Диаграмма для определения величины скорости течения $v^2/2g$ в зависимости от производительности Q и внутреннего диаметра трубы D



9.8 Диаграмма для определения разницы величин скорости течения $\Delta v^2/2g$ в зависимости от производительности Q и внутреннего диаметра трубы D



9.9 Диаграмма для определения потерь напора H_v , в зависимости от внутреннего диаметра трубы D , скорости течения v и производительности Q



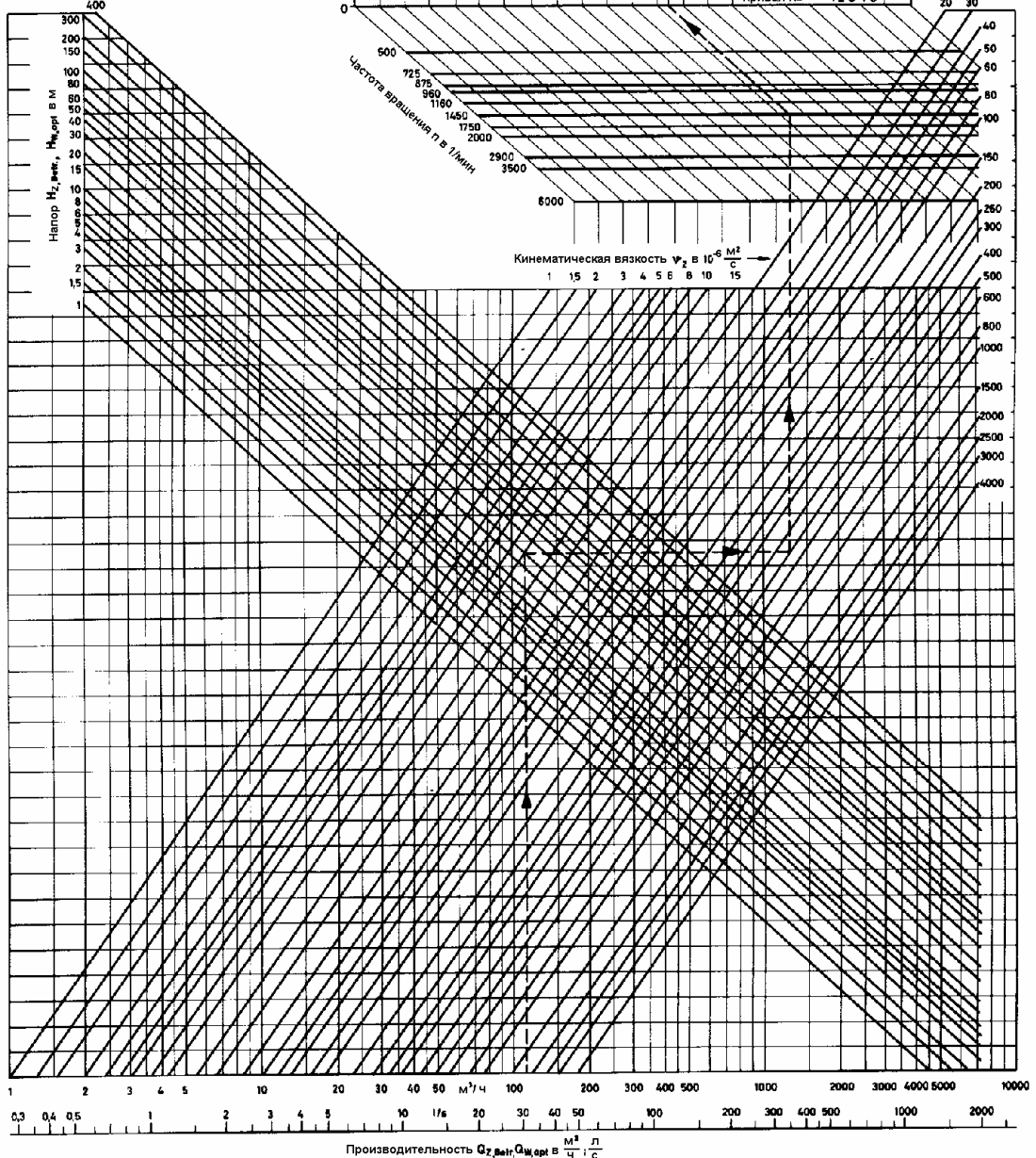
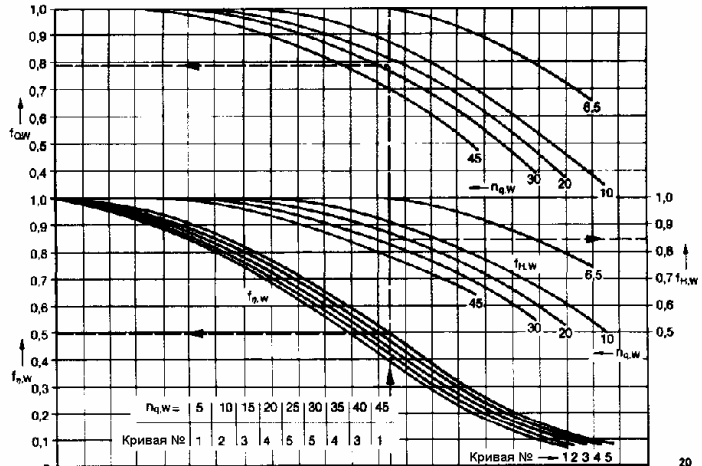
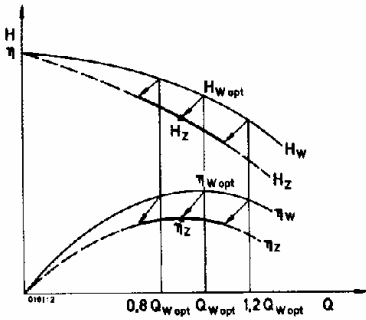
9.10 Диаграмма для определения переводных коэффициентов $f_{Q,W}$, $f_{H,W}$ и $f_{\eta,W}$ для вязких сред

Дано: Параметры для перекачки воды

Определить: Параметры для перекачки вязкой жидкости

Пример расчёта приведён на странице 12

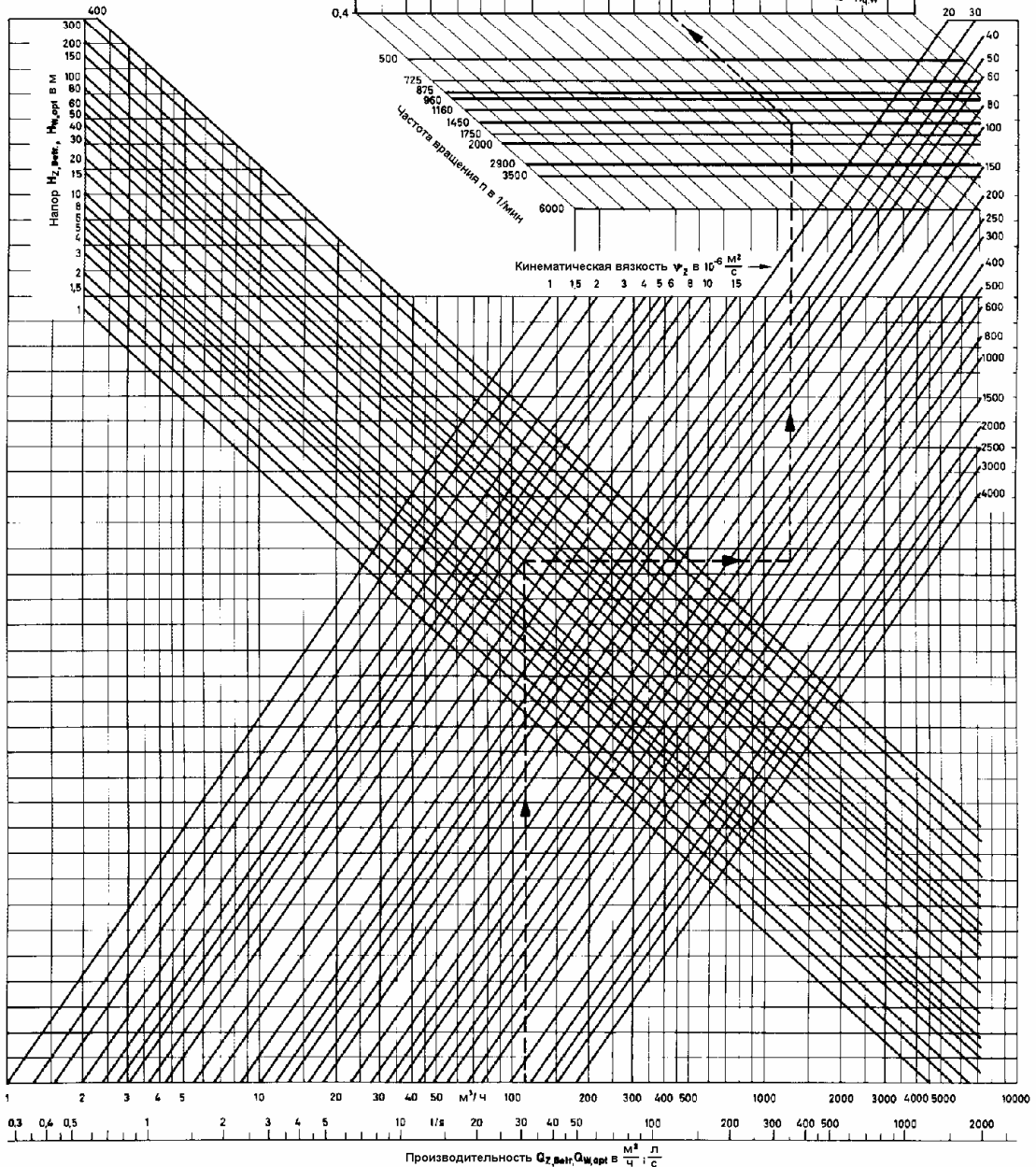
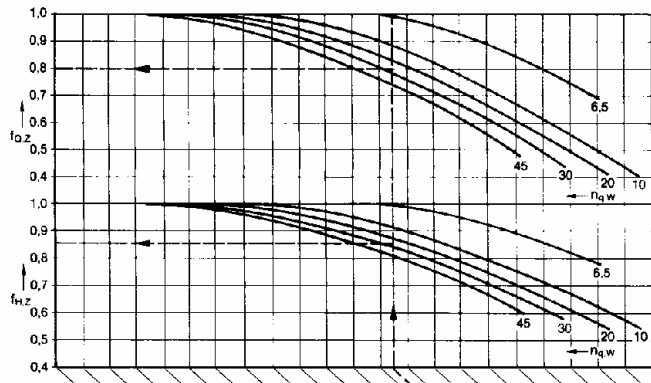
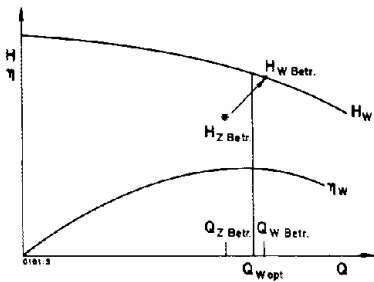
Расчётная таблица приведена на странице 44



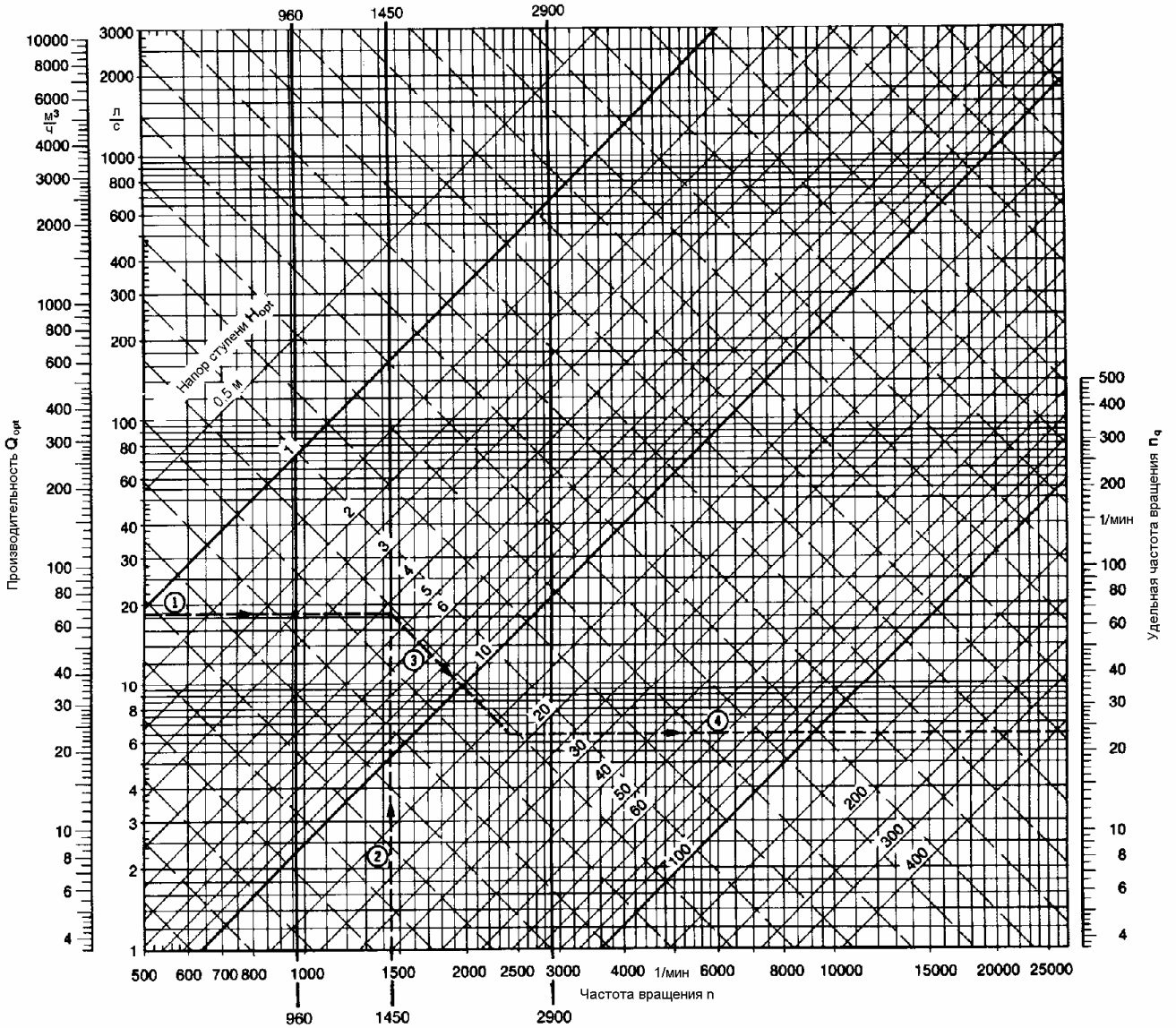
9.11 Диаграмма для определения переводных коэффициентов $f_{Q,Z}$ и $f_{H,Z}$ для вязких сред

Дано: Параметры для перекачки вязкой жидкости
 Определить: Параметры для перекачки воды

Расчётная таблица приведена на странице 44



9.12 Диаграмма для определения удельной частоты вращения n_q



Формулы	Единицы измерения				
	Q_{Opt}	H_{Opt}	n	n_q	$g = 9,81$
$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{Opt} / 1}}{(H_{Opt} / 1)^{3/4}}$	m^3/c	m	$1/мин$	$1/мин$	
$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{Opt}}}{(g \cdot H_{Opt})^{3/4}}$	m^3/c	m	$1/c$	1	m/c^2
$n_q = 5,55 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q_{Opt}}}{(g \cdot H_{Opt})^{3/4}}$	m^3/c	m	$1/мин$	1	m/c^2

Все эти формулы приводят к одинаковым по значению результатам.

Для многоступенчатых насосов в расчёте применяется напор ступени.
 Для насосов с двухпоточными рабочими колёсами для расчёта берётся лишь половина производительности.

Пример: $Q_{opt} = 66 \text{ м}^3/\text{ч} = 18,3 \text{ л/с}$; $n = 1450 \text{ 1/мин}$; $H_{opt} = 17,5 \text{ м}$. Результат: $n_q = 1, \text{ мин}$

Типовой ряд	Предложение №	
Номинальная частота вращения 1/мин	Позиция №	

Расчётная таблица для определения рабочей точки, соответственно, типоразмера насоса при перекачке вязких жидкостей

Определение рабочей точки

Дано:

Производительность	$Q_{W,opt}$		л/с
Напор	$H_{W,opt}$		м
Частота вращения	n		1/мин
Кинематическая вязкость	ν_z		$м^2/с$
Плотность	ρ_z		$кг/дм^3$
Ускорение своб. падения	g	9,81	$м/с^2$

Чтобы установить новые эксплуатационные параметры, необходимо дополнительно определить оптимальные данные насоса:

Производительность	$Q_{W,opt}^{1)}$		л/с
Напор	$H_{W,opt}^{1)}$		м
КПД	$\eta_{W,opt}^{1)}$		—

¹⁾ Из характеристической кривой

Ход решения

$n_{q,W}$ из 9.12				1/мин	
$f_{Q,W}$ Из раздела 9.10				—	
$f_{H,W}$				—	
$f_{\eta,W}$				—	
Q/Q_{opt}	0	0,8	1,0	1,2	—
Q_W Из брошюры для 4 точек характер. кри-	0				л/с
H_W					м
η_W	0				—
$Q_Z = Q_W \cdot f_{Q,W}$	0				л/с
$H_Z =$	$=H_W$	$=H_W \cdot f_{H,W} \cdot 1,03$	$=H_W \cdot f_{H,W}$	$=H_W \cdot f_{H,W}$	м
$\eta_Z = \eta_W \cdot f_{\eta,W}$	0				—
$P_z = \frac{\rho_z \cdot g \cdot H_Z \cdot Q_Z}{\eta_Z \cdot 1000}$					кВт

2) Если H_Z больше чем H_W , подставить $H_Z = H_W$

Определение типоразмера насоса:

Дано:

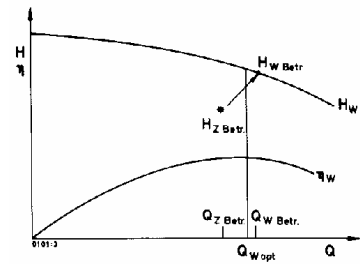
Производительность	$Q_{Z,Betr}$		л/с
Напор	$H_{Z,Betr}$		м
Кинематическая вязкость	ν_z		$м^2/с$
Плотность	ρ_z		$кг/дм^3$

Ход решения

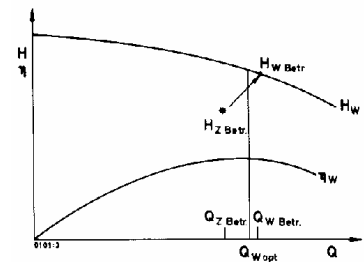
n подобранная		1/мин
$n_{q,w}^{3)}$ Из раздела 9.12		1/мин
$f_{Q,Z}$ Из раздела 9.11 на странице 42		—
$f_{H,Z}$		—
$Q_{W,Betr} = \frac{Q_{Z,Betr}}{f_{Q,Z}}$		л/с
$H_{W,Betr} = \frac{H_{Z,Betr}}{f_{H,Z}}$		м

³⁾ при $Q_{Z,Betr} = Q_{opt}$
 $H_{Z,Betr} = H_{opt}$ } приблизительно

Этими значениями определены 4 точки линий Q_{H_Z} и Q_{η_Z} , а так же 3 точки линии Q_{P_Z} . Значения нанесены в соответствии с Q



Графическое изображение хода решения



Графическое изображение хода решения