

Pioneering for You

**wilo**

# **Системы холодоснабжения, охлаждения и кондиционирования воздуха**

Руководство по проектированию



<b>Основные технологические принципы систем холодоснабжения, систем охлаждения и кондиционирования</b>	
Характеристики насосов	6
Режим всасывания центробежного насоса	9
КПД насоса	11
Потребляемая мощность насоса	12
Динамика давления	14
Перекачивание вязких (тягучих) сред	15
<b>Шумы – шум, передаваемый по воздуху – корпусной шум</b>	
Насосы как источники шума	19
Шум, передаваемый по воздуху	20
Корпусной шум и шум, передаваемый по воде	20
Меры по предотвращению шумов	21
<b>Подвод жидкости к насосу</b>	
Водосборный колодец насоса	29
Всасывающие трубопроводы и расходный резервуар	30
Всасывание	31
<b>Регулирование мощности насоса</b>	
Способ регулирования $\Delta p$ -с	33
Способ регулирования $\Delta p$ -v	34
Перепад давления – в зависимости от подачи ( $\Delta p$ -q)	34
Способ регулирования $\Delta p$ -T	35
Режим DDC	35
<b>Контур генератора в части конденсатора</b>	
Системы охлаждения оборотной воды/системы аварийного охлаждения	37
Рекуперация тепла	38
Геотермальная энергия в контуре конденсатора	39
<b>Контур генератора в части испарителя</b>	
Постоянный объемный расход в контуре испарителя	41
Переменный объемный расход в контуре испарителя	42
Потребители холодной воды	43

<b>Соблюдение правил эксплуатации насосов и холодильных машин</b>	
Минимальное время работы генераторов холода и режим буферного аккумулятора	47
Защита холодильной машины в контуре испарителя	49
Защита холодильной машины в контуре конденсатора	49
Защита циркуляционных насосов	50
<b>Примеры выбора насоса для контура конденсатора</b>	
Колодезная система	57
Открытая система башенного охладителя	59
Закрытая система башенного охладителя	61
Рекуперация тепла через систему отопления здания и систему подогрева воды	63
Система с земляным коллектором	65
Система на основе пиков грунтового тепла	67
<b>Примеры выбора насоса для контура холодной воды</b>	
Регулирование подачи с помощью проходных клапанов	68
Регулирование подачи с помощью распределительного клапана	70
Схема подмешивания для регулирования температуры	72
<b>Примеры выбора насоса для контура испарителя</b>	
Контур испарителя с постоянным объемным расходом	74
Гидравлический разъединитель в контуре испарителя	75
Контур испарителя с льдоаккумулятором	76
Контур испарителя с переменным объемным расходом	78
<b>Экономическая составляющая выбора арматуры</b>	83
<b>Приложение</b>	86

## ОСНОВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ СИСТЕМ ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ, СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Транспортировка жидкостей для систем холодоснабжения, систем охлаждения и кондиционирования, играет важную роль в эксплуатации зданий. Холодная вода перекачивается насосами и используется в системах охлаждения машин в промышленности и испарителях в жилищном строительстве. Системы кондиционирования транспортируют с помощью воды тепло и используют циркуляционные насосы для ускорения теплообмена и сокращения времени регулирования. В системах охлаждения обратная вода перекачивается с подготовкой или без неё в зависимости от конкретной задачи. Для передачи тепла жидкими теплоносителями требуются насосы и системы, которые соответствовали бы самым различным химическим, физическим, механическим и экономическим требованиям.

Данная брошюра призвана изложить основные технологические принципы конструирования систем и предназначена для лиц, проходящих профессиональную подготовку или переподготовку. В зависимости от конструкции и исполнения системы, использующие жидкие теплоносители, могут оказывать непосредственное воздействие, связанное с излишним шумообразованием или отказом компонентов. Простые и понятные описания, иллюстрации и примеры позволяют дать достаточную основу для дальнейшего практического применения. Благодаря этому выбор и рациональное использование насосов и принадлежностей к ним в системах холодоснабжения, системах охлаждения и кондиционирования должны превратиться в обычную, не вызывающую проблем, процедуру.

Следует в обязательном порядке соблюдать соответствующие нормы (EN, DIN, VDE, ISO, IEC) и предписания (VDI, DVGW, ATV, VDMA) и выбирать специальные агрегаты и технику. Кроме этого, следует учитывать дополнительные требования, предусмотренные действующими в конкретной

стране строительными нормами и законом об охране окружающей среды.

Большая часть этих требований была учтена при составлении данной брошюры. Так как строительные нормы и правила постоянно изменяются, в процессе проектирования системы рекомендуется использовать дополнительные актуальные источники информации о современном уровне технологий.

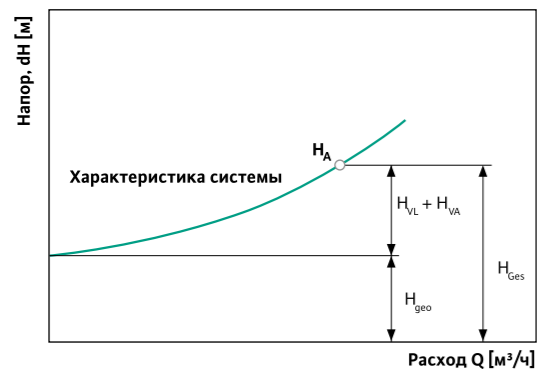
Авторы данной брошюры не ставили перед собой такой задачи.

Другая возможность расширить свои знания, полученные из настоящего Руководства, – это регулярно знакомиться с нашей документацией и информационными материалами. Полный список этих материалов на сегодняшний день см. в Приложении. Он содержит ресурсы для самостоятельной подготовки, а также программу семинаров, ориентированных на практическое обучение.



## Характеристики

### Характеристика системы



#### СОКРАЩЕНИЕ

- $H_A$  напор, требуемый для работы системы
- $H_{VL}$  потери давления в трубопроводах
- $H_{VA}$  потери давления в арматуре
- $H_{geo}$  геодезическая разность высот (преодолеваемая геодезическая высота)
- $H_{Ges}$  общие потери

### ХАРАКТЕРИСТИКА СЕТИ ТРУБОПРОВОДОВ

Статические компоненты состоят из геодезического напора  $H_{geo}$ , независимого от подачи, и разности напоров

$$\frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g}$$

во входном и выходном сечении системы.

В случае использования открытых резервуаров последний компонент отсутствует.

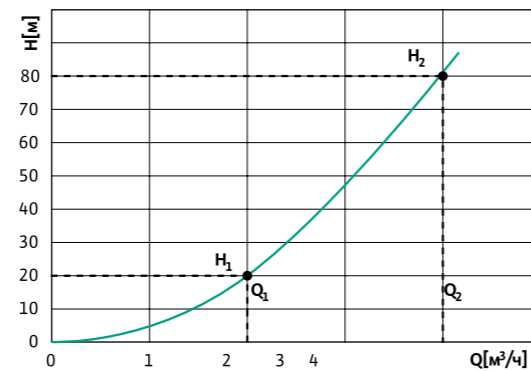
Динамические компоненты состоят из квадратично увеличивающихся по мере увеличения подачи потерь давления  $H_V$  и разности скоростных напоров

$$\frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g}$$

во входном и выходном сечении системы.

### ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ

Характеристика системы определяет напор  $H_A$ , необходимый для ее работы. Она состоит из следующих компонентов:  $H_{geo}$ ,  $H_{VL}$  и  $H_{VA}$ . В то время как  $H_{geo}$  (статический) остается постоянным независимо от подачи,  $H_{VL}$  и  $H_{VA}$  (динамический) квадратично увеличивается в результате различного рода потерь в трубопроводах, арматуре и фасонных элементах, а также в результате усиления трения под влиянием температуры.



Изменение сопротивления имеет квадратичную зависимость от подачи

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$$



#### СОКРАЩЕНИЕ

- $v_a$  скорость на выходе
- $v_e$  скорость на входе
- $p_a$  давление на выходе
- $p_e$  давление на входе
- $\rho$  плотность рабочей среды
- $g$  ускорение свободного падения
- $H_V$  потери давления в сети трубопроводов

### ХАРАКТЕРИСТИКА НАСОСА

Производительность насоса обозначена на графике Q–H в виде рабочей характеристики. Кроме этого, на графике показана подача Q в м³/ч и напор H насоса в метрах.

Характеристика насоса имеет криволинейную форму и спускается на графике слева направо по мере увеличения подачи. Градиент характеристики определяется конструкцией насоса и в особенности формой рабочего колеса. Любое изменение напора обязательно влечет за собой также изменение подачи.

Типичной особенностью характеристики насоса является взаимная зависимость подачи и напора.

Высокая подача – низкий напор, низкая подача – высокий напор.

Хотя то, какой объем будет подаваться насосом при заданной мощности, определяется исключительно свойствами сети трубопроводов, в основном их внутренними сопротивлениями, насос всегда имеет только одну рабочую точку своей характеристики. Эта рабочая точка является точкой пересечения характеристики насоса с соответствующей характеристикой сети трубопроводов.

### РАБОЧАЯ ТОЧКА

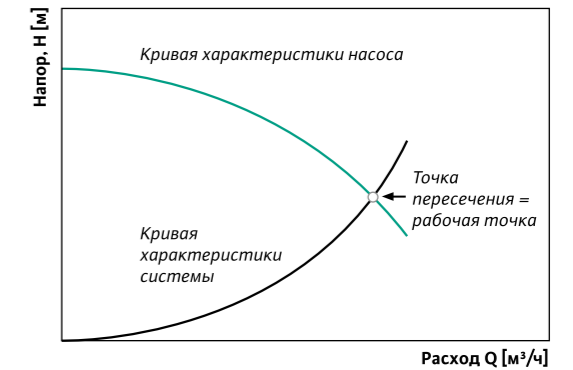
Рабочая точка – это точка пересечения характеристики гидравлической системы и характеристики насоса. У насосов с фиксированной частотой вращения рабочая точка устанавливается автоматически.

Изменение рабочей точки происходит, например, в случае изменения уровня воды в резервуарах насосной станции между максимальным и минимальным значениями. В результате этого изменяется подача насоса, как показано на рисунке.

Причиной изменения рабочей точки может быть, в частности, постоянно изменяющийся уровень воды в колодце или резервуаре, так как при изменении уровня изменяется и давление на входе насоса. На стороне нагнетания это изменение может быть также вызвано засорением трубопровода (отложения) или дросселированием клапаном или потребителем.

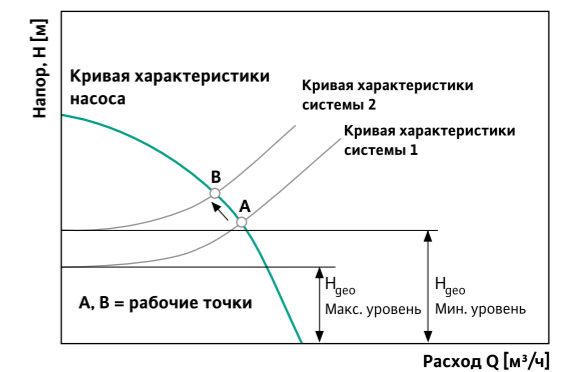
На практике в системе, использующей жидкости с нормальной вязкостью и без твердых примесей, изменение характеристики системы возникает только при увеличении или уменьшении сопротивления (например, при открывании или закрывании одного из дросселирующих устройств, изменении диаметра трубопроводов в ходе реконструкции, появлении отложений и т.д.).

### Характеристики насоса

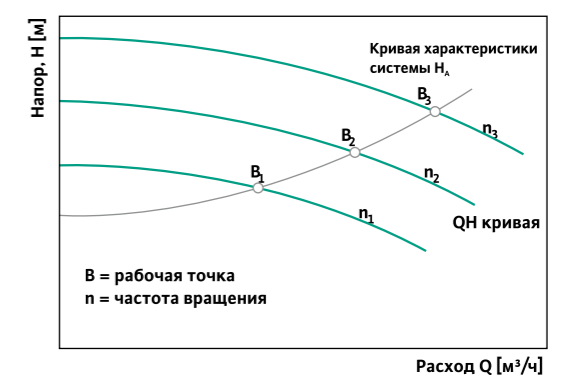


Напор насоса всегда равен гидродинамическому сопротивлению в системе трубопроводов.

### Изменение уровня воды в резервуаре

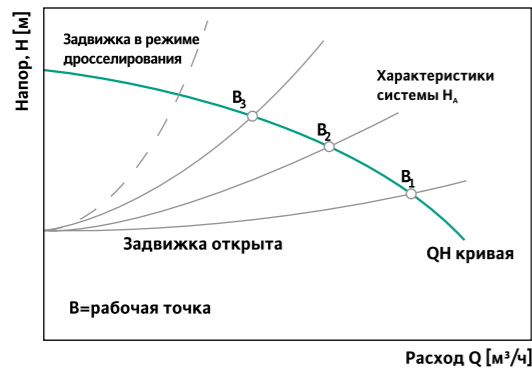


### Частота вращения и рабочая точка

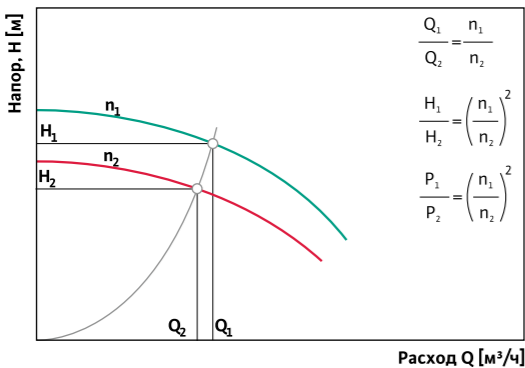


Если насос имеет радиальное рабочее колесо, изменить рабочую точку можно, как правило, только путем изменения частоты вращения  $n$  или диаметра рабочего колеса  $D$ .

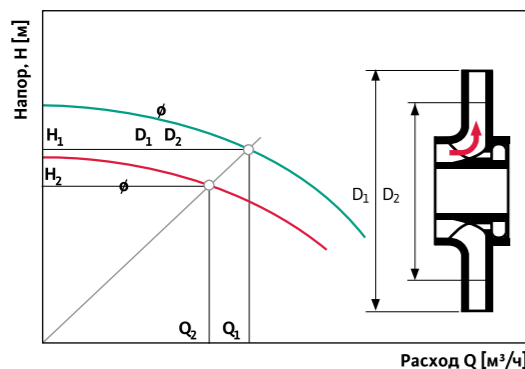
**Изменение расхода**



**Изменение частоты вращения**



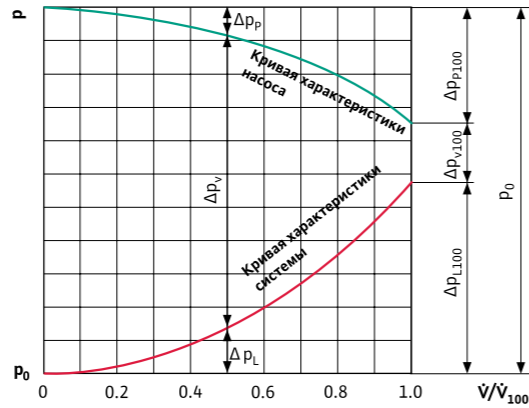
**Изменение диаметра рабочего колеса**



$$\frac{Q_1}{Q_2} \approx \frac{D_1}{D_2} \quad D_2 \approx D_1 \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}}$$

$$\frac{H_1}{H_2} \approx \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad D_2 \approx D_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$$

**Действие клапанов**



**ХАРАКТЕРИСТИКА С ДЕЙСТВИЕМ КЛАПАНОВ**

Для рабочей характеристики важное значение имеет величина падения давления на клапане (при полностью открытом клапане) по отношению к суммарному давлению в регулируемом трубопроводе. Это соотношение называют "влиянием клапана  $p_v$ ":

$$p_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{ges}} = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_v + \Delta p_r} = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}}$$

**СОКРАЩЕНИЕ**

- $P_0$  макс. давление, создаваемое насосом
- $\Delta p$  потери давления в насосе
- $\Delta v$  падение давления на клапане
- $\Delta r$  падение давления в остальной части системы
- $p_b$  базовое давление в системе
- $\Delta L$  потери давления в сети
- $V$  расход
- $V_{100}$  расход при полностью открытом клапане
- $P_v$  влияние клапана

Последнее понятие имеет особенное практическое значение с точки зрения измерений, так как оно позволяет рассчитывать влияние клапана на основе падения давления на открытом ( $\Delta p_{v100}$ ) и закрытом клапане ( $\Delta p_{v0}$ ).

**Режим всасывания центробежного насоса**

**ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ**

Основой всасывающей способности насосов является давление, действующее на поверхность жидкости в источнике, а в случае свободной поверхности – атмосферное давление. Его среднее значение на уровне моря составляет  $p_b = 101320 \text{ Н/м}^2 (= 1,0132 \text{ бар})$  и соответствует давлению водяного столба высотой 10,33 м при температуре 4 °С. Таким образом, при наличии атмосферного давления, теоретическая высота всасывания насоса составляет прим. 10 м. Однако допускаемая геодезическая высота всасывания  $H_{s\text{geo}}$  значительно ниже. Это имеет следующие причины:

- При снижении давления до определённого зависимо от температуры значения насыщенного пара  $p_D$  ( $\text{Н/м}^2$ ) жидкости испаряются. То есть в самой высокой точке всасываемого столба жидкости давление может снизиться только до этого значения.
- Во всасывающем трубопроводе возникают потери напора  $H_{vs}$  (м), обусловленные скоростным напором  $v_s^2/2g$  (м), а также трением в жидкости, изменением направления движения и сечения её потока.

Дополнительные потери напора возникают в связи с трением и изменением скорости при входе жидкости в лопастные каналы. Поэтому во избежание образования пара суммарный напор (статический напор насоса плюс скоростной напор  $v_s^2/2g$ ) во входном сечении насоса должен быть больше на некоторое определенное значение, чем давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости.

Эта разность энергий обозначается английским сокращением NPSH (м) (от "net positive suction head") – в русской терминологии "допускаемый кавитационный запас", термин, идентичный использованному ранее термину "поддерживающий напор"  $H_H$ . Если насос размещается выше уровня всасываемой жидкости, при этом вал находится в горизонтальном положении и источник является открытым, геодезическая разность высот  $H_{s\text{geo}}$  не должна превышать

$$H_{s\text{geo}} = \frac{p_b}{g \cdot \rho} - \frac{P_D}{g \cdot \rho} - H_{vs} - \text{NPSH} \text{ [м]}$$

где  $g$  – ускорение свободного падения ( $\text{м/с}^2$ ) и  $\rho$  – плотность ( $\text{кг/м}^3$ ). Если расходный резервуар закрыт, вместо  $p_b/g \cdot \rho$  берется абсолютный напор в резервуаре  $(p_1 + p_b)/g \cdot \rho$ , причем  $p_1$  обозначает избыточное давление в резервуаре. При давлении в барах, плотности  $\rho$  в  $\text{кг/дм}^3$  и ускорении свободного падения  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  формула приобретает следующий общепринятый вид:

$$H_{s\text{geo}} = \frac{10.2 \cdot (p_b + p_1 - P_D)}{\rho} - H_{vs} - \text{NPSH} \text{ [м]}$$

При наличии разрежения в приемном резервуаре  $p$  берётся со знаком минус.

**ТРЕБУЕМЫЙ NPSH (NPSHR)**

Минимальное значение NPSH, при котором насос может работать в течение продолжительного времени при заданных рабочих условиях (частота вращения, подача, напор, рабочая среда), можно взять из графиков в соответствующих каталогах. Определенный таким образом NPSH обозначается также как NPSHR (требуемый NPSH). NPSHR не является постоянной величиной, а сильно изменяется при увеличении подачи. Если сравнить центробежные насосы с различной рабочей частотой вращения, можно увидеть, что по мере увеличения частоты вращения значение NPSH также увеличивается. При этом всасывающая способность падает. В связи с этим высокоскоростные насосы часто не могут преодолеть большую высоту всасывания или даже работают с входным напором, в том числе при перекачивании холодной воды. Некоторого улучшения можно добиться путем выбора более низкой рабочей частоты вращения, однако, это, безусловно, отразится на производительности.

**ИМЕЮЩИЙСЯ NPSH (NPSHA)**

Определить NPSHA во входном сечении насоса для существующей или проектируемой системы можно из следующего уравнения:

$$\text{NPSHA} = \frac{10.2 \cdot (p_b + p_1 - P_D)}{\rho} - H_{vs} - H_{s\text{geo}} \text{ [м]}$$

Если насос находится ниже уровня жидкости в источнике, вместо  $H_{s\text{geo}}$  берется геодезический входной напор  $H_{z\text{geo}}$  и формула приобретает следующий вид:

$$\text{NPSHA} = \frac{10.2 \cdot (p_b + p_1 - P_D)}{\rho} - H_{vs} + H_{s\text{geo}} \text{ [м]}$$

- При проектировании насосной системы рекомендуется выбирать насос с NPSHR по крайней мере на 0,5 м ниже, чем имеющийся NPSHA.
- Для работающей насосной системы NPSHA можно определить путем измерения давления  $p_1$  на всасывающем фланце насоса и расчета по следующей формуле

$$\text{NPSHA} = \frac{10.2 \cdot (p_b + p_1 - P_D)}{\rho} - \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - H_{s\text{geo}} \text{ [м]}$$

с предварительно введенными единицами давления и плотности. В случае с разрежением  $p_1$  берётся со знаком минус. Величина  $v_1$  – это средняя скорость потока во входном сечении  $A_1$  насоса,  $v_1 = Q/A_1$ , при  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) и  $A_1$  ( $\text{м}^2$ ).

### ВЛИЯНИЕ АТМОСФЕРНОГО ДАВЛЕНИЯ

Величина атмосферного давления оказывает значительное влияние на всасывающую способность насоса. Не говоря уже о колебаниях, связанных с погодными условиями ( $\pm 5\%$  от характерного для данной местности среднего значения), давление воздуха уменьшается по мере увеличения высоты:

Высота над уровнем моря	0	500	1000	2000	3000 м
Среднее давление воздуха $p_b$	1,013	0,955	0,899	0,794	0,700 бар

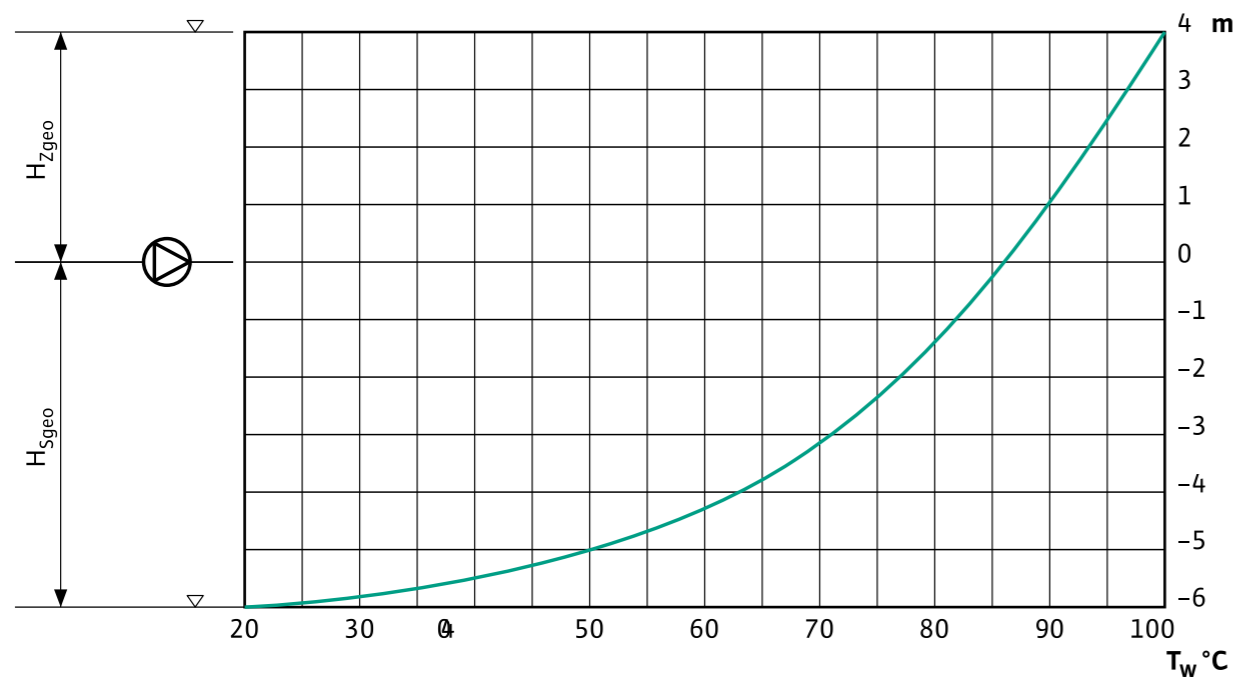
### ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СРЕДЫ

При транспортировке горячей воды важную роль играет напор пара. Если жидкость находится в состоянии кипения,  $p_l + p_b = p_D$  и  $H_{s\text{ geo}}$  становится отрицательным. Поэтому возникает необходимость во входном напоре  $H_{z\text{ geo}}$ . Кроме этого, упрощается формула

$$NPSHA = H_{z\text{ geo}} - H_{vs} \text{ [м]}$$

Даже если температура ниже точки кипения, всасывающая способность уменьшается, так что в этом случае также может возникнуть необходимость во входном напоре.

Допустим, что при температуре жидкости  $20^\circ\text{C}$  насос должен преодолеть геодезическую высоту всасывания  $H_{s\text{ geo}} = 6$  м. По мере увеличения температуры жидкости и, соответственно, увеличении давления пара  $H_{s\text{ geo}}$  уменьшается и при температуре  $t_w 87^\circ\text{C}$  преобразуется во входной напор, который после достижения точки кипения имеет постоянное минимальное значение  $H_{z\text{ geo}} = 4$  м.



## КПД насоса

КПД насоса – это соотношение отдаваемой мощности – гидравлическая мощность насоса (Подача  $\times$  Напор) – и потребляемой мощности (мощность привода). Изменение КПД находит выражение в форме характеристики насоса.

В жилищном строительстве КПД насоса учитывается при оценке его работы только косвенно. По этой причине КПД насоса часто даже не указывается в документации. Решающее значение имеет потребляемая мощность насоса.

Однако в случае больших агрегатов, например, при технологической подготовке производства или строительстве крупномасштабных систем, где работа насоса рассматривается всесторонне, данные о КПД являются совершенно необходимыми.

КПД насоса определяется следующим образом:

$$\eta_p = \frac{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g}{P}$$

При расчете параметров насоса в стандартном для жилищного строительства диапазоне температур можно использовать также следующую видоизмененную формулу.

$$\eta_p = \frac{Q \cdot H}{367 \cdot P}$$

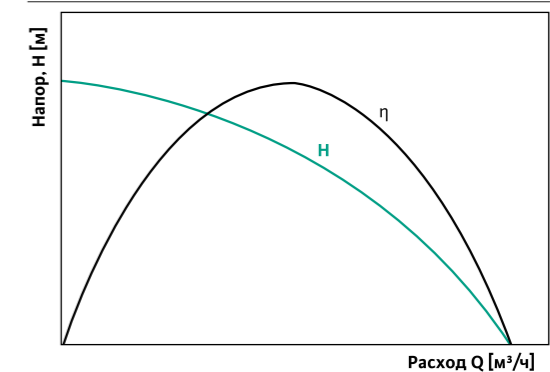
Так как КПД и потребляемая мощность находятся в прямой взаимосвязи, следует, принимая во внимание будущие эксплуатационные расходы, выбрать по возможности рабочую точку с максимальной эффективностью.

Как правило, область самого оптимального КПД насоса находится в средней трети характеристики насоса. Параметры насоса, относящиеся к первой или последней трети характеристики, всегда означают работу с более низким КПД, поэтому их следует избегать. В отношении насосов, у которых мощность привода рассчитана на всю характеристику, следует также иметь в виду, что электромоторы имеют лучший КПД только при полной нагрузке, то есть при максимально допустимой подаче. С учетом обоих факторов это означает смещение оптимальной рабочей точки в зону, находящуюся справа от центра характеристики.

У насосов с мокрым ротором, у которых насос и мотор образуют единый закрытый узел, вместо обычного для насосов с сухим ротором КПД насоса  $\eta_p$  указывается общий КПД  $\eta_{pGes}$ . Они связаны друг с другом через КПД мотора  $\eta_m$ .

Причина такой дифференцированной формы представления заключается в различной конструкции этих двух типов насосов.

### Характеристика насоса и кривая КПД



Характеристика насоса и кривая КПД на графике Q-H

### СОКРАЩЕНИЕ

$\eta_p$	КПД насоса
Q	подача, $\text{м}^3/\text{с}$
H	напор, м
$\rho$	плотность рабочей среды ( $\text{г}/\text{см}^3$ ), $\text{кг}/\text{м}^3$
P	мощность мотора (мощность на валу), Вт
g	локальное ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$
367	$3600 \text{ с}$ , деленные на $9,8665 =$ локальное ускорение свободного падения

В насосах с сухим ротором в качестве приводов используются разнообразные моторы (стандартные моторы, специальные моторы) с самыми различными КПД, поэтому общий КПД приходится каждый раз определять индивидуально.

В насосах с мокрым ротором, как правило, используются специальные моторы, адаптированные к конкретному насосу. Мотор и насос в этом случае образуют единый узел. Поэтому каждый тип насоса имеет общий фиксированный КПД.

Прямое сравнение КПД моторов для насосов с мокрым ротором и моторов для насосов с сухим ротором невозможно. Этому препятствуют прин-

ципальные различия в конструкциях и сфере применения. Моторы с разделительным стаканом разработаны специально для использования в жилищном строительстве. Уровень жидкости в отсеке ротора и металлическая перегородка (разделительный стакан) между ротором и обмоткой способствует формированию более низкого КПД (на коэффициент 2–4), чем у стандартных моторов.

Однако из-за того, что мотор с разделительным стаканом одновременно отдает рабочей среде прим. 85 % своего тепла, потери тепла очень невелики.

#### КПД стандартных насосов с мокрым ротором (ориентировочные значения)

Насосы с мощностью мотора P <sub>2</sub>	$\eta_m$	$\eta_{\text{насоса}}^*$	$\eta_{\text{общая}}^{**}$
до 100 Вт	прим. 15 – прим. 45 %	прим. 40 – прим. 65 %	прим. 5 – прим. 25 %
от 100 до 500 Вт	прим. 45 – прим. 65 %	прим. 40 – прим. 70 %	прим. 20 – прим. 40 %
от 500 до 2500 Вт	прим. 60 – прим. 70 %	прим. 30 – прим. 75 %	прим. 30 – прим. 50 %

#### КПД стандартных насосов с сухим ротором (ориентировочные значения)

Насосы с мощностью мотора P <sub>2</sub>	$\eta_m$	$\eta_{\text{насоса}}^*$	$\eta_{\text{общая}}^{**}$
до 1,5 кВт	прим. 75 %	прим. 40 – прим. 85 %	прим. 30 – прим. 65 %
от 1,5 до 7,5 кВт	прим. 85 %	прим. 40 – прим. 85 %	прим. 35 – прим. 75 %
от 7,5 до 45,0 кВт	прим. 90 %	прим. 40 – прим. 85 %	прим. 40 – прим. 80 %

Общий обзор КПД насосов содержится в приведенной выше таблице. Из нее видно, что по мере увеличения мощности насоса КПД улучшается, так как потери внутри насоса остаются практически на постоянном уровне, поэтому в сравнении с увеличивающейся мощностью насоса их доля становится все меньше.

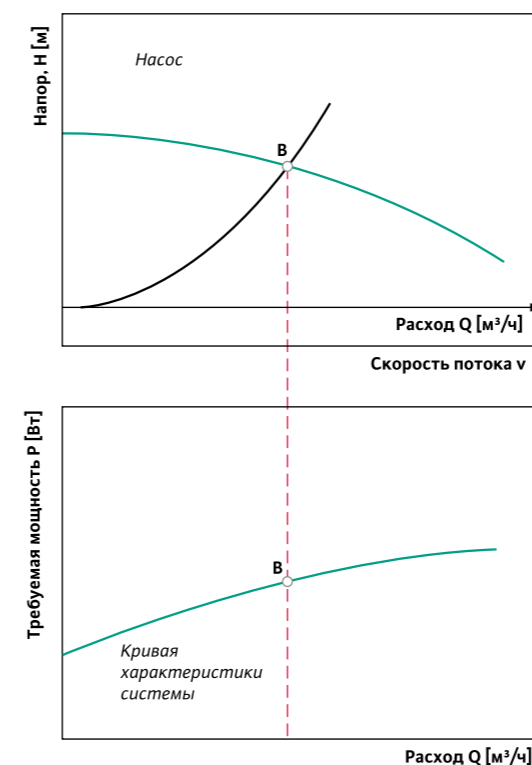
\* Колебания зависят в том числе от конструкции, номинального диаметра и т.д. Более низкое значение действительно обычно для насосов с очень низким объемным расходом и относительно большим напором.

\*\* Предельные значения  $\eta_{\text{общая}}$  или  $\eta_{\text{насоса}}$  не должны совпадать.

## Потребляемая мощность насоса

Для точного расчета параметров привода насоса, определения эксплуатационных расходов и экономичности необходимо знать мощность, которая требуется в соответствующей рабочей точке насоса. Поэтому потребляемая электрическая мощность насоса также представлена в виде графика по аналогии с гидравлической мощностью насоса. На графике видна четкая зависимость мощности привода насоса от подачи. При максимальной подаче потребляемая насосом мощность также достигает своего максимума. Если насос работает по всей длине характеристики, параметры привода насоса рассчитываются исходя из этой точки. Насосы с мокрым ротором всегда оснащаются моторами, допускающими работу по всей длине характеристики. Это позволяет сократить количество возможных типов моторов и упростить процесс хранения запасных частей на складе. Если рассчитанная рабочая точка насоса (в исполнении с сухим ротором) находится, например, в передней части характеристики, исходя из соответствующего потребления мощности, можно использовать менее мощный мотор для привода. Однако в этом случае существует опасность перегрузки мотора, если фактическая рабочая точка будет находиться в области более высокой подачи по сравнению с расчетной (характеристика сети трубопроводов плоская).

#### Гидравлическая мощность насоса



Так как на практике всегда существует вероятность смещения рабочей точки, следует устанавливать мощность мотора насоса с сухим ротором прим. на 5–20 % выше предполагаемого потребления.

При определении эксплуатационных расходов следует обязательно проводить различие между потребляемой

мощностью насоса P<sub>2</sub>, которая часто равна установленной мощности мотора, и потребляемой мощностью мотора привода P<sub>1</sub>. Именно последняя является основой для определения эксплуатационных расходов. Если указана только потребляемая мощность P<sub>2</sub>, ее также можно использовать, однако при этом нужно одновременно учитывать КПД мотора (см. формулу ниже).

Потребляемая электрическая мощность P<sub>1</sub> указывается в спецификации, если насос и мотор образуют единый закрытый узел, такой, как у так называемых насосов с мокрым ротором. В этом случае даже принято указывать на фирменной табличке оба значения P<sub>1</sub> и P<sub>2</sub>.

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_m}$$

#### СОКРАЩЕНИЕ

P <sub>1</sub>	потребляемая мощность мотора привода
P <sub>2</sub>	потребляемая мощность на валу насоса
$\eta_m$	КПД мотора

Для агрегатов, у которых насос и мотор соединяются друг с другом с помощью муфты или жесткого вала, указывается требуемая мощность на валу P<sub>2</sub>. Это совершенно необходимо для насосов такой конструкции, так как эти насосы могут быть оснащены самыми различными типами моторов – начиная со стандартных моторов согласно нормам IEC и заканчивая специальными моторами – с различной потребляемой мощностью и КПД. В сфере жилищного строительства указанная в документации производителей насосов потребляемая мощность действительна, если в качестве рабочей среды используется вода со следующими характеристиками:

Плотность  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

Кинематическая вязкость  $\nu = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$

При изменении плотности пропорционально изменяется также потребляемая мощность.

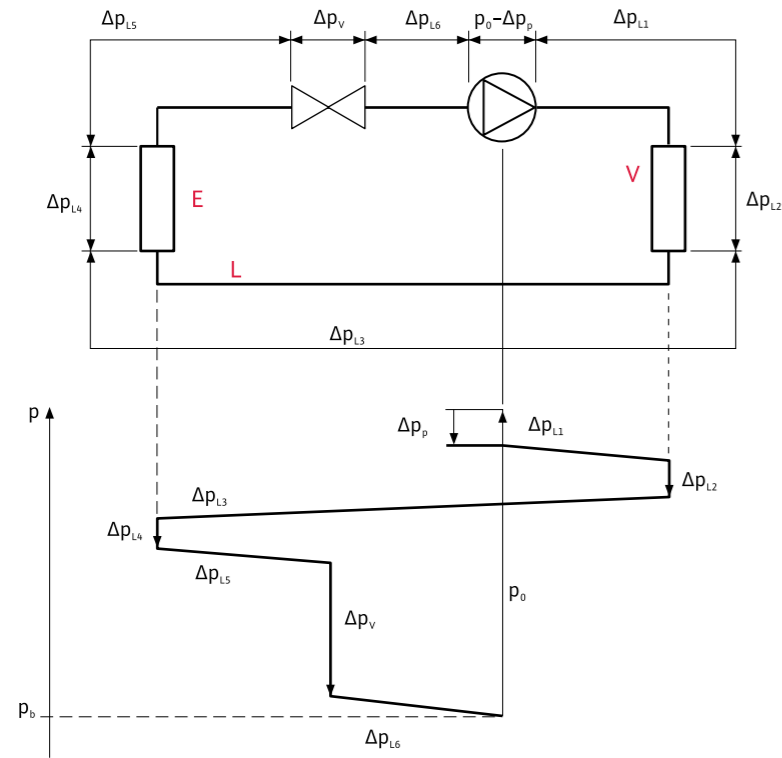
Более низкая плотность – низкая потребляемая мощность P<sub>1</sub>. Более высокая плотность – высокая потребляемая мощность P<sub>1</sub>.

На практике это означает, что для насосов, работающих при высокой температуре и, тем самым, более низкой плотности рабочей среды, обычно требуется меньшая мощность мотора. Однако в жилищном строительстве такая корректировка температуры и мощности насоса не производится. В результате на стороне привода остается определенный запас мощности.

При изменении кинематической вязкости (при подмешивании других веществ к рабочей среде имеет значение только увеличение вязкости) также происходит изменение потребляемой мощности. Более высокая вязкость – высокая потребляемая мощность. Это изменение нелинейное и должно рассчитываться специальным образом.

## Динамика давления

### График распределения давления



#### СОКРАЩЕНИЕ

E	генератор
V	потребитель
$p_0$	макс. давление, создаваемое насосом
$\Delta p_P$	потери давления в насосе
$\Delta p_V$	падение давления на клапане
$\Delta p_r$	падение давления в остальной части системы
$p_b$	базовое давление в системе
$\Delta p_L$	потери давления в сети

#### РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДАХ И АРМАТУРЕ

Потеря давления – это снижение давления между входом и выходом элемента конструкции. К подобным элементам относятся трубопроводы и арматура. Потери возникают по причине завихрений и трения. Каждый трубопровод и арматура в зависимости от материала и степени шероховатости поверхности имеет собственный коэффициент потерь. За соответствующей информацией обращайтесь к производителю. Обзор стандартных значений потерь давления в насосах Wilo см. в Приложении.

#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР

Если резко перекрыть трубопровод с движущейся жидкостью, то из-за действующих в ней сил инерции масса жидкости придет в состояние покоя с некоторой задержкой. В результате такого "отрицательного" ускорения массы жидкости возникает избыточное силовое воздействие ( $F = m \cdot a$ ) на стенки трубопровода и запорную арматуру. Такого рода гидравлические удары должны обязательно учитываться в качестве максимальной нагрузки при расчете параметров системы трубопроводов (магистральные трубопроводы, контуры охлаждающей воды и т.д.). Для демпфирования гидравлических ударов используются воздушные клапаны.

Чаще всего подобные явления наблюдаются в системах, в которых трубопроводы не на всем их протяжении проложены как нисходящие или восходящие. Так как в более высоких сечениях возможно образование вакуума или возникновение повышенного давления при наложении волн давления, существует вероятность разрыва трубопроводов. Увеличение давления при резком закрывании проточной арматуры можно упрощенно представить в виде формулы:  $\Delta p = \rho \cdot V \cdot v$

#### СОКРАЩЕНИЕ

a	ускорение, м/с <sup>2</sup>
v	скорость (скорость м/с, звука в воде ~ 1400 м/с)
$\rho$	плотность, кг/м <sup>3</sup>
m	масса, кг
F	сила, Н
V	объемный расход, м <sup>3</sup> /ч

## Перекачивание вязких (тягучих) сред

Так же, как при расчете характеристики системы, представленные на графике Q–H данные мощности насоса действительны в основном, если в качестве рабочей среды используется вода с кинематической вязкостью  $\nu = 1 \text{ мм}^2/\text{с}$ . Использование рабочих сред с другой кинематической вязкостью и плотностью влечет за собой изменение параметров насоса. В жилищном строительстве корректировка параметров, требуемая при перекачивании горячей воды, может не производиться. **Только при значительных изменениях (10 % и более от объема) рабочей среды, к примеру, при использовании таких добавок, как гликоль и т.д., следует выполнять проверку.** При этом следует иметь в виду, что процесс проектирования насосных систем и расчета параметров насоса Q, H, P для транспортировки жидкостей высокой вязкости разделяется на два этапа.

#### ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ

Корректировка характеристики/параметров уже существующих систем, рассчитанных на транспортировку воды, с целью обеспечения возможности их эксплуатации с жидкостями другой вязкости и плотности должна осуществляться с учетом постоянно изменяющихся гидродинамических характеристик. Эти корректировочные значения не заданы производителем насоса.

Для расчета новой характеристики системы можно использовать соответствующую литературу по гидравлике и данные производителей арматуры.

#### ИЗМЕНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

Так же, как и в системе, в насосе под действием изменившихся свойств рабочей среды начинают изменяться моменты трения и внутренние гидродинамические условия, что в конечном счете ведет к изменению характеристики насоса. Это влияет также на потребление мощности насосным агрегатом. Так как с точки зрения затрат произвести отдельные измерения на всех моделях насосов с множеством различных рабочих сред не представляется возможным, были разработаны специальные методики пересчета (Институтом гидравлики (США), производителями насосов и т.д.). Однако эти методики имеют определенные ограничения и часто не дают точных результатов.

#### Примечание

Описанная методика достаточно точна для определения производительности насосов Wilo с фланцевыми и резьбовыми соединениями при соблюдении следующих основных условий:

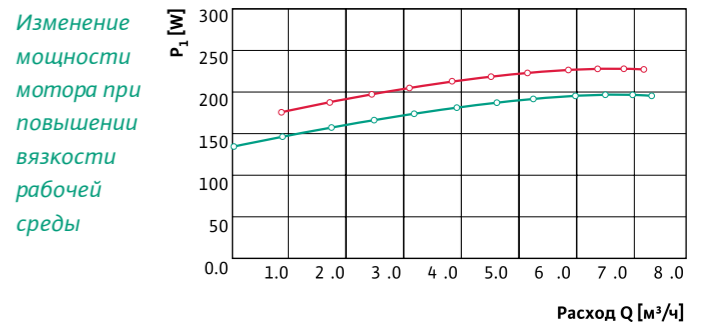
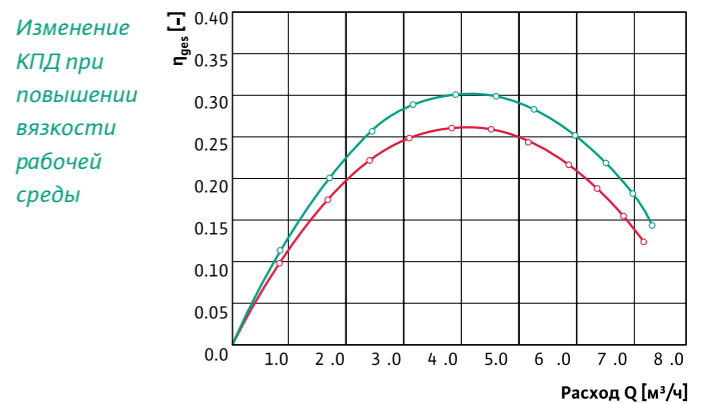
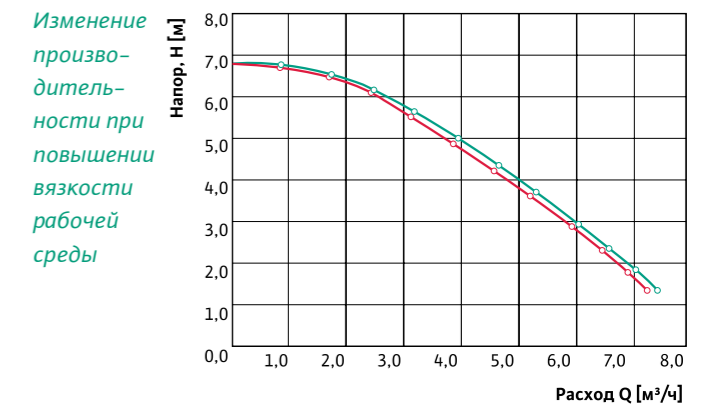
→ Эта методика применима только в отношении гомогенных ньютоновских жидкостей. Для мутных, студенистых, содержащих волокнистые вещества и прочих негомогенных жидкостей получается слишком

большой разброс результатов. Эта методика применима только при достаточном допуске кавитационном запасе системы (NPSHA).

Для выполнения расчетов нужно задать следующие значения:

1. Рабочая температура  $t$  °C среды в насосе
2. Плотность  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>) среды при минимальной указанной рабочей температуре.
3. Кинематическая вязкость  $\nu$  (сСт или мм<sup>2</sup>/с) среды при минимальной указанной рабочей температуре.
4. Требуемый объемный расход среды  $Q_{vis}$  (м<sup>3</sup>/ч).
5. Требуемый напор среды  $H_{vis}$  (м).

#### Образец характеристики для возможных изменений в циркуляционном насосе







### УКАЗАНИЯ ПО ПРЕДВАРИТЕЛЬНОМУ ВЫБОРУ НАСОСА НА ОСНОВЕ ЗАДАННОГО НАПОРА, СКОРОСТИ ПОТОКА И ВЯЗКОСТИ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

Если известен требуемый напор и скорость потока, а также вязкость и относительная плотность рабочей среды при определенной температуре насоса, то для оценки приблизительной эквивалентной производительности по воде и определения мощности привода насоса для вязких жидкостей можно использовать следующую формулу. Имейте в виду, то результаты будут менее точными, если при определении требуемой производительности по воде вы начнете не с известной производительности по воде, а с данных вязкости, кроме случаев, когда речь идет о повторных расчетах.

#### Шаг 1

Рассчитайте параметр **B** с предварительно заданными метрическими единицами  $Q_{vis}$  ( $m^3/ч$ ),  $H_{vis}$  (м) и  $V_{vis}$  (сСт) с помощью следующей формулы:

Если  $1,0 < B < 40$ , переходите к шагу 2.

Если  $B \leq 1,0$ , введите  $C_H = 1,0$  и  $C_Q = 1,0$ , а затем переходите прямо к шагу 4.

$$B = 280 \cdot \frac{(V_{vis})^{0,50}}{(Q_{vis})^{0,25} \cdot (H_{vis})^{0,125}}$$

#### Шаг 2

Рассчитайте поправочные коэффициенты для подачи ( $C_Q$ ) и напора ( $C_H$ ). При заданной скорости потока эти два поправочных коэффициента должны быть примерно одинаковыми, если они выведены из оптимальной с точки зрения энергопотребления рабочей точки подачи по воде.

Опорная формула  $Q_{BEP-W}$

$$C_Q \approx C_H \approx (2,71)^{-0,165 \cdot (\log B)^{3,15}}$$

#### Шаг 3

Рассчитайте скорость потока и напор воды для примерной производительности по воде:

$$Q_w = \frac{Q_{vis}}{C_Q}$$

$$H_w = \frac{H_{vis}}{C_H}$$

#### Шаг 4

Выберите насос с производительностью по воде  $Q_w$  и  $H_w$ .

#### Шаг 5

Рассчитайте поправочный коэффициент для КПД ( $C_\eta$ ) и соответствующего значения КПД насоса по вязким жидкостям ( $\eta_{vis}$ ). Формула:

$$\text{Для } 1,0 < B < 40: C_\eta = B - (0,0547 \cdot B0,69)$$

$$\eta_{vis} = C_\eta \cdot \eta_w$$

#### Шаг 6

Рассчитайте примерную входную мощность на валу насоса при использовании вязких жидкостей. Используйте для скорости потока в  $m^3/ч$ , суммарного напора в м и входной мощности на валу в кВт следующую формулу:

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} \cdot H_{vis-tot} \cdot s}{367 \cdot \eta_{vis}}$$

### ТРЕБУЕМЫЙ NPSHR<sub>vis</sub>

Вязкость рабочей среды имеет двойное влияние на значение NPSHR. При увеличении вязкости усиливается трение, что в свою очередь ведет к увеличению NPSHR. В то же время высокая вязкость вызывает ослабление диффузии частиц воздуха и пара в жидкость. В результате замедляется процесс образования пузырьков и, кроме этого, возникает термодинамический эффект, который ведет к небольшому уменьшению значения NPSHR.

Влияние вязкости на значение NPSHR является в сущности функцией числа Рейнольдса. Впрочем, это влияние не может быть выражено с помощью одного единственного отношения для всех моделей и конструктивных вариантов насосов. Основное правило: Насосы, имеющие большие размеры и ровные, широкие впускные отверстия рабочего колеса, менее чувствительны к изменениям вязкости рабочей среды.

Газ, растворенный в жидкости, и газ, увлеченный рабочей средой в виде диспергированных пузырьков, отрицательно влияет на значение NPSHR, хотя и по-другому, чем большие пузырьки газа. Если скорость потока во впускном отверстии насоса достаточно высока, небольшие объемы увлеченного газа не отделяются и, как правило, не оказывают влияния или оказывают незначительное влияние на значение NPSHR. Однако при большом скоплении газа он может иметь серьезное влияние на мощность всасывания насоса. В этом случае характеристики NPSHR суммарного напора изменяют свою форму с четко определено "колена" на ступенчато нисходящую по диагонали кривую. В результате увеличиваются потери напора (3 %). Другими словами: Увеличивается значение NPSHR.

Данные формулы предназначены для расчета поправочного коэффициента, используемого при корректировке значения NPSHR для производительности насоса по воде, на основе стандартного падения напора 3 % до значения NPSHR<sub>vis</sub> при использовании жидкости с соответствующей вязкостью:

$$C_{NPSH} = 1 + \left\{ A \cdot \left( \frac{1}{C_H} - 1 \right) \cdot 274\,000 \cdot \left[ \frac{NPSHR_{BEP-W}}{(Q_{BEP-W})^{0,667} \cdot N^{1,33}} \right] \right\}$$

A = 0,5 при боковом всасывающем патрубке

A = 0,1 при осевом впуске

### ПЕРЕСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ С ПОМОЩЬЮ КОМПЬЮТЕРНОЙ ПРОГРАММЫ

Для пересчета параметров насоса при переходе с воды на жидкость с другой вязкостью настоятельно рекомендуем использовать программу Wilo-Select. Заложив в память компьютера определенные данные, Вы получите относительно точный результат. Тем не менее, следует иметь в виду, что все известные методики расчета в соответствии со стандартом ISO/TR 17766, стандартами Института гидравлики (США) и т.д. имеют допуски.

Точные данные можно получить только путем проверки отдельных насосов с конкретной рабочей средой при конкретных условиях эксплуатации. Для этого следует направить специальную заявку производителю насоса.



# ШУМЫ – ШУМ, ПЕРЕДАВАЕМЫЙ ПО ВОЗДУХУ – КОРПУСНОЙ ШУМ

Чтобы исключить или снизить возможные шумовые помехи, следует с особой тщательностью подходить к выбору насосов для коммунальных систем жилых зданий, а также проектированию и монтажу систем.

В виду высоких требований к комфорту проблема снижения уровня шума, в особенности в ночные часы, имеет важное значение именно при строительстве жилых зданий. При определении допустимого уровня шума в бытовых помещениях следует учитывать, среди прочего, следующие нормативы:

- DIN 4109, звукоизоляция в надземных сооружениях
- VDI 2062, виброизоляция
- VDI 2715, снижение уровня шума в системах водяного отопления
- VDI 3733, шумы в трубах
- VDI 3743, шумовые характеристики насосов

## Насосы как источник шума

То, что насосы производят шум, неизбежно. Как производитель насосов Wilo делает все возможное, чтобы они работали как можно тише. В коммунальных системах жилых зданий используются преимущественно центробежные насосы. Производимые ими шумы можно разделить на следующие основные группы:

### ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ШУМЫ

Гидродинамические шумы имеют различное происхождение. В результате турбулизации и трения частиц жидкости о поверхность обтекаемых элементов возникает шум с большим диапазоном частот, который воспринимается на слух как журчание.

Кроме этого, процессы трения вызывают в пограничном слое неравномерное распределение скорости, следствием которого может стать срыв потока с мгновенным завихрением. Этот периодический вихревой срыв способствует возникновению более или менее выраженного отдельного тона.

Скорость потока также колеблется при его выходе из рабочего колеса. Такая неравномерность ведет к возникновению шумов в подсоединенных трубопроводах. Так как частота этих шумов зависит от частоты вращения насоса и лопастей, говорят о частоте лопастного шума насоса.

### ШУМЫ, СВЯЗАННЫЕ С КАВИТАЦИЕЙ

Шумы, связанные с кавитацией, возникают в насосе в результате образования и резкого схлопывания паро-воздушных пузырьков в потоке жидкости.

### ШУМЫ, СВЯЗАННЫЕ С МАССОВЫМИ СИЛАМИ

Причиной колебаний, возникающих в результате действия массовых сил и ведущих к образованию шумов, является дисбаланс вращающихся элементов (рабочего колеса, вала, муфты и т.д.). Несмотря на использование самой современной балансировочной техники, этот дисбаланс все равно неизбежен из-за постоянно изменяющихся усилий на подшипниках, погрешностей производства, а также износа материалов и появления отложений. Частота колебаний всегда равна частоте вращения вращающихся элементов.

### ШУМЫ, СВЯЗАННЫЕ С ТРЕНИЕМ В ПОДШИПНИКАХ И В МЕСТАХ УПЛОТНЕНИЯ

Колебания, возникающие в результате трения в подшипниках и в местах уплотнения, ведущие к образованию шумов, при безупречно работающем насосе имеют второстепенное значение.

### ШУМЫ В ЭЛЕКТРОМОТОРЕ

Как правило, привод насосов, используемых в коммунальных системах жилых зданий, осуществляется от электродвигателей. Шум, исходящий от электродвигателя, считается шумом насоса только, если насос и электродвигатель выполнены в виде блока. Шумы возникают в электродвигателе под действием электромагнитных процессов с удвоенной частотой сети (100 Гц) и преимущественно имеют частоту от 600 до 1200 Гц в зависимости от количества полюсов.



Так же, как и в случае с насосом, вентилятор мотора производит шум с большим диапазоном частот, на который в виде отдельного тона накладывается частота лопастного шума вентилятора.

#### ПРОЧИЕ ШУМЫ

Кроме этого, может возникать шум качения в подшипниках качения, а также свист работающих без смазки сальников и скользящих торцевых уплотнений.

#### ШУМ, ПЕРЕДАВАЕМЫЙ ПО ВОЗДУХУ

Производимый непосредственно насосом шум, передаваемый по воздуху, слышен в насосном помещении. Однако уже в соседних помещениях он практически не ощущается, если потолки и стены рабочих помещений выполнены в соответствии со стандартом DIN 4109. При обычном уровне звукоизоляции для оценки допустимого уровня шума, передаваемого по воздуху, можно использовать приведенный справа график.

Если октавный спектр циркуляционного насоса не превышает установленные границы ни на одной из частот, то и уровень передаваемого по воздуху шума в жилых помещениях остается ниже значения 30 дБ.

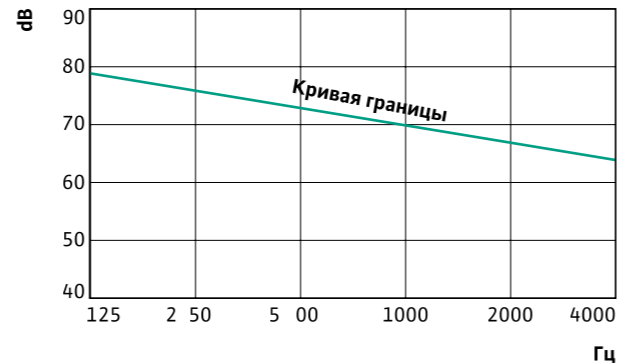
#### Корпусной шум и шум, передаваемый по воде

Совершенно другие условия могут иметь место при передаче корпусного шума и шума, передаваемого по воде. Если шум насоса слышен за пределами помещения, в котором он установлен, то причина этого с большой долей вероятности заключается в распространении корпусного шума/шума, передаваемого по воде, через трубопровод по корпусу здания. Шум, передаваемый по воде, распространяется в сети трубопроводов через водяной столб, а корпусной шум – через стенки трубопровода. Практика показывает, что в большинстве случаев происходит и то и другое.

Корпусной шум и шум, передаваемый по воде, напрямую неразличим для человеческого уха. Только, если шум, передаваемый по воде, вызывает вибрацию стенок трубопровода, а те в свою очередь – колебание окружающего воздуха, возникает слышимый шум, передаваемый по воздуху.

Это, оцениваемое как положительное, свойство – быть неразличимым для человеческого уха, сполна компенсируется таким отрицательным свойством, как способность распространяться по системе трубопроводов практически без потерь. Благодаря своей упругости трубопроводы прекрасно подходят для распространения колебаний и, тем самым, становятся идеальной системой для передачи шумов. В случае возникновения резонанса шум не только передается, но даже усиливается. Как и все упругие тела, трубопроводы также имеют так называемые собственные частоты, которые зависят от различных факторов. Если одна из этих собственных частот трубопровода случай-

Гидравлическая мощность насоса



но совпадает с частотой возбуждения, исходящей от циркуляционного насоса, возникает резонанс. При этом достаточно минимальной энергии возбуждения, чтобы трубопровод начал интенсивно вибрировать. А это в свою очередь ведет к возникновению сильного шума. Исследования вибрации показали, что собственные частоты могут в большом объеме возникать в системах, спроектированных в диапазоне частот от 50 до 1000 Гц. При этом всегда существует вероятность возникновения резонанса. Из-за сложных взаимосвязей предварительный расчет собственных частот трубопровода невозможен. В случае создания в жилой зоне неблагоприятной атмосферы, вызванной шумом работающих коммунальных систем, основной проблемой является распространение корпусного шума и шума, передаваемого водой, по сети трубопроводов. Поэтому во избежание беспрепятственного распространения шумов должны быть приняты соответствующие меры. Важные указания на этот счет содержатся в директиве VDI 2715.

#### ПЕРЕДАЧА КОРПУСНОГО ШУМА ЧЕРЕЗ КОРПУС ЗДАНИЯ

Если насос непосредственно соединен с корпусом здания, то вибрация может передаваться от него на корпус. Кроме этого, через крепления труб вибрация может распространяться на стены и потолки.

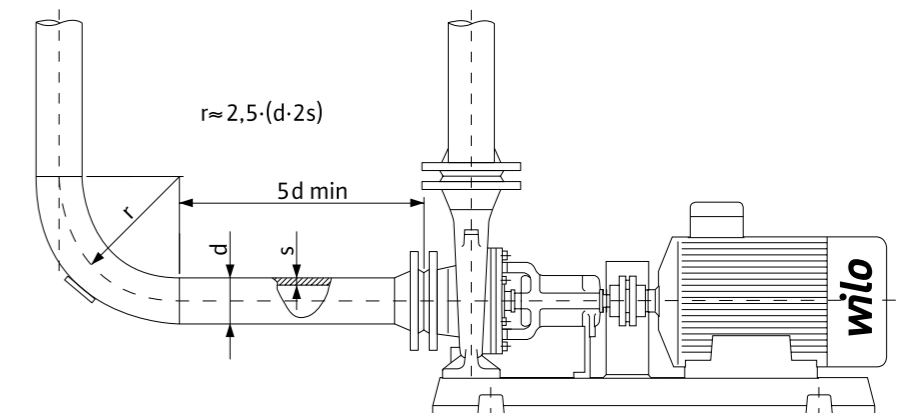
#### Меры по предотвращению шумов

Важным условием для эффективной и рациональной защиты жилых помещений от шумов, производимых насосами коммунальных систем, является взаимодействие всех участников проектирования и возведения здания. От архитекторов и инженеров-проектировщиков требуется составлять планы этажей таким образом, чтобы они обеспечивали благоприятную акустику. То есть те помещения и узлы, в которых находится оборудование, являющееся постоянным источником шума, такие как коммунальные системы, должны размещаться как можно дальше от жилой зоны. Рабочие характеристики насоса находятся под постоянным влиянием подсоединенных к нему трубопроводов и других компонентов системы, что в свою очередь отражается на шумовой эмиссии. Эта взаимосвязь столь многообразна, что просто невозможно создать набор простых правил, которые позволили бы с уверенностью исключить шум. Тем не менее, при выборе насоса следует обязательно учитывать следующие моменты:

- Насосы должны работать по возможности в точке с самым оптимальным КПД.
- Это требование легче всего выполнить, если при расчете потерь давления не делать излишних поправок на надёжность.

#### АСПЕКТЫ ОЦЕНКИ И ВЫБОРА НАСОСОВ

Насосы должны работать в точке с самым оптимальным КПД, так как это позволит добиться помимо высочайшей рентабельности также благоприятных шумовых характеристик. В этом случае можно будет отказаться от целого ряда дополнительных мероприятий по снижению уровня шума. Часто при расчете параметров насосов для коммунальных систем делаются слишком большие с точки зрения сопротивления системы поправки на надёжность. Это ведет к тому, что выбирается слишком большой насос, который потом работает в точке не с самым оптимальным КПД. Как показывает опыт, в основе значительной части жалоб на сильный шум лежит именно эта ошибка. При выборе подходящего насоса важно знать, что насосы с низкой частотой вращения обычно имеют более благоприятные шумовые характеристики.



#### ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ШУМОВ ЗА СЧЕТ ПРАВИЛЬНОЙ ПРОКЛАДКИ ТРУБОПРОВОДОВ

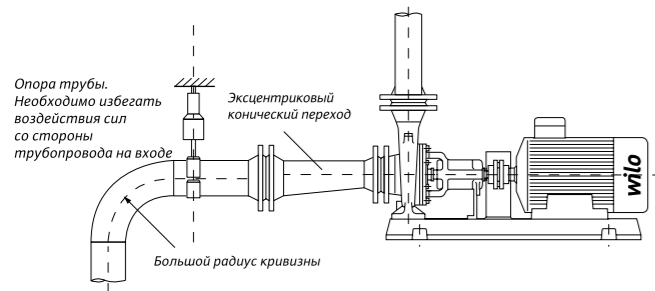
В развитии гидродинамических шумов в системах, состоящих из насоса и трубопровода, значительную роль играет схема прокладки трубопровода и скорость потока.

#### СКОРОСТЬ ПОТОКА

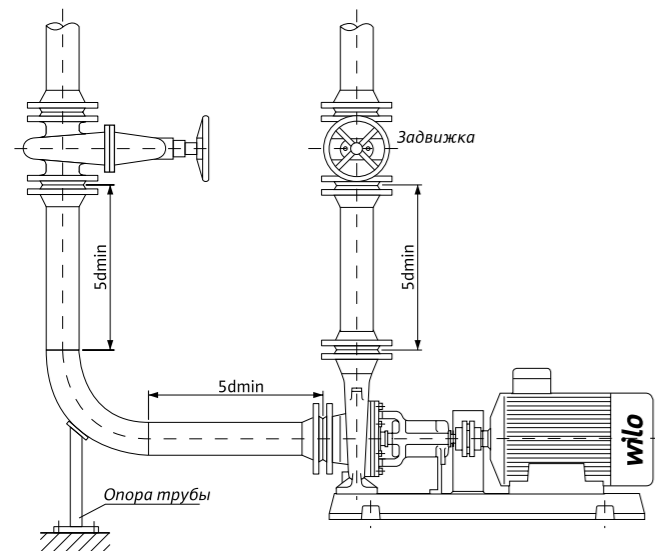
Следует иметь в виду, что условный проход трубопровода, как правило, больше или равен условному проходу соединительного патрубка насоса. В случае необходимости изменение сечений должно производиться централизованно в соответствии с гидродинамическими характеристиками системы. Приведенная ниже таблица содержит рекомендуемые значения скорости потока в соединительном патрубке насоса в зависимости от условного прохода, которые не следует превышать во избежание возникновения шумов. В целях обеспечения благоприятных гидравлических условий на входе в рабочее колесо трубопровод на стороне входа насоса должен иметь прямой участок длиной не менее  $5 \cdot d$ .

Условный проход соединительного патрубка, $\Phi$ мм	Скорость потока $v$ , м/с
В зданиях	
До 1 1/4 или DN 32	до 1,2
DN 40 и DN 50	до 1,5
DN 65 и DN 80	до 1,8
DN 100 и более	до 2,0
Магистральные трубопроводы	2,5 – макс. до 3,5

При изменении сечения труб следует избегать резких переходов. Это возможно благодаря использованию конических переходников. Если существует вероятность возникновения воздушных пробок, лучше предпочесть эксцентрические переходники



Арматура должна устанавливаться в трубопроводе не непосредственно за патрубком насоса, в особенности на стороне входа. В данном случае с точки зрения шумообразования также желательно, чтобы минимальное расстояние составляло  $5 \cdot d$ .



### МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПРЕДОТВРАЩЕНИЮ РАСПРОСТРАНЕНИЯ КОРПУСНОГО ШУМА И ШУМА, ПЕРЕДАВАЕМОГО ПО ВОДЕ, ПО ТРУБОПРОВОДАМ

Распространение корпусного шума и шума, передаваемого по воде, по трубопроводам можно ограничить путем проведения специальных мероприятий по шумоизоляции насоса. Учитывая обычную для коммунальных систем длину волн шума, передаваемого по воде, и размеры трубопроводов, вряд ли можно ожидать значительного эффекта звукоотражения при простом изменении направления прокладки трубопроводов.

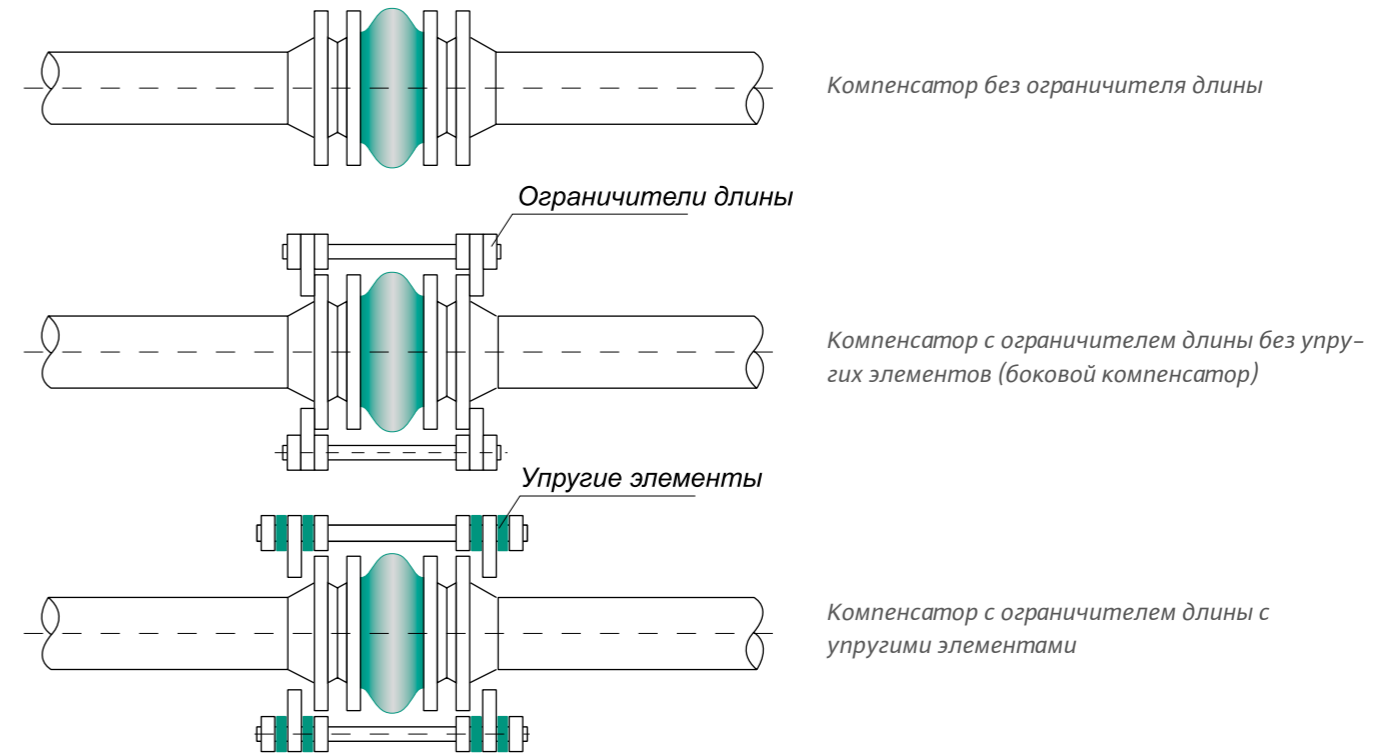
При проведении мероприятий по шумоизоляции не следует допускать снижения эксплуатационной безопасности насоса, то есть нужно выбирать абсолютно надежные с функциональной точки зрения шумоизолирующие элементы.

Так, в качестве шумоизолирующих элементов можно использовать следующие компенсаторы:

- компенсаторы с ограничителем длины без упругих элементов (боковой компенсатор)
- компенсаторы с ограничителем длины с упругими элементами, а также резиноталлическими фланцами
- компенсаторы без ограничителя длины

При использовании компенсаторов с ограничителем длины без упругих элементов никакие дополнительные усилия со стороны трубопроводов не воздействуют на соединительные патрубки насоса, однако эти компенсаторы обеспечивают относительно слабую шумоизоляцию. Для компенсаторов с ограничителем длины характерна максимальная шумоизоляция, однако, вместе с тем и воздействие максимальных дополнительных сил со стороны трубопроводов. У насоса с условным проходом 100 и номинальным давлением 10 усилия от трубопроводов теоретически могут достигать 16 000 Н. Однако на практике, из-за ограниченной упругости компенсаторов реально действующие силы не превышают половины от этого значения. В отношении того, воздействие каких сил на соединительные патрубки является допустимым, в данный момент невозможно сказать однозначно.

Во многих ситуациях разумным компромиссом между шумоизоляцией и усилиями на соединительных элементах может стать компенсатор с упругими ограничителями длины. При использовании шумоизолирующих элементов следует учитывать их ограниченный срок службы и чувствительность к горячей воде.



Эффективность мероприятий по шумоизоляции показана на рисунках на с. 24, на которых изображены осциллограммы измерения корпусного шума на трубопроводе, находящемся в состоянии вибрации, возбуждаемой циркуляционным насосом системы отопления. На осциллограммах представлены три различных случая корпусных шумов, а именно – нефильтрованный измеренный сигнал и отфильтрованные низкие и высокие частоты, то есть лопастная частота 150 Гц (4-полюсный электродвигатель, рабочее колесо с шестью лопастями) или электромагнитная частота 600 Гц.

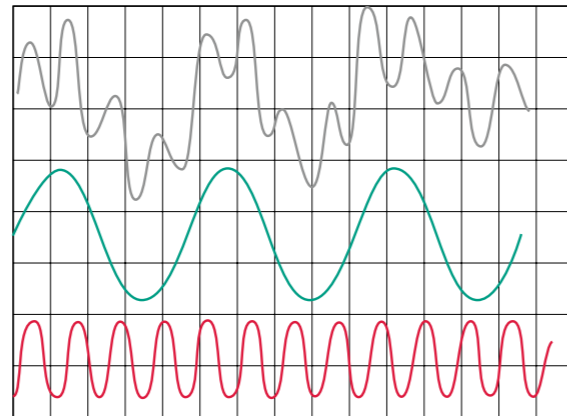
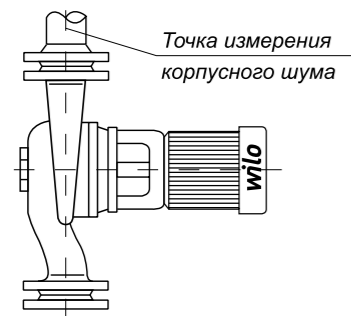
В первом варианте показано состояние при жестком соединении трубопровода с насосом. Во втором ва-

рианте показано состояние после монтажа резиноталлических трубных соединительных элементов на стороне входа и выхода. Как можно видеть, при этом доля высоких частот заметно уменьшается. При монтаже резиновых компенсаторов (третий случай) кроме высоких частот также сильно уменьшается доля низких частот. То, какие мероприятия по шумоизоляции, показанные в вариантах 2 и 3, должны проводиться в каждом отдельном случае, зависит от частоты доминирующего в системе шума. Описанные на примере насосов в InLine-исполнении мероприятия по шумоизоляции можно также рекомендовать в отношении напольных насосов.

## Компенсаторы

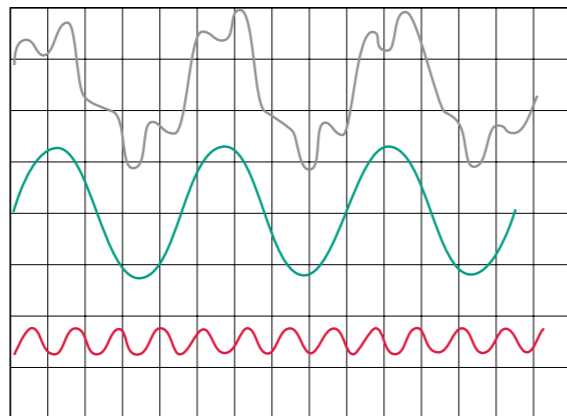
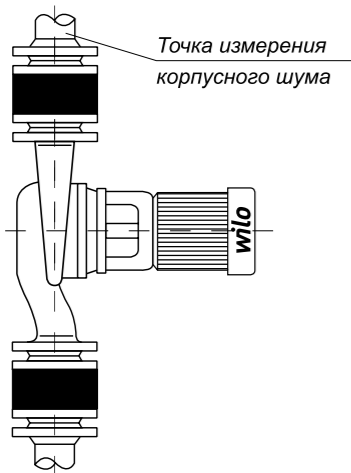
### ВАРИАНТ 1

Жесткое соединение, шумоизоляция отсутствует



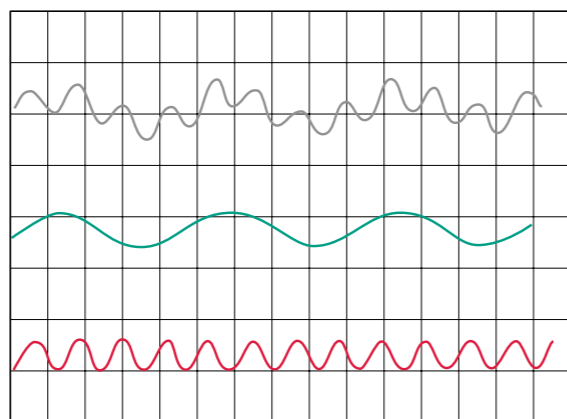
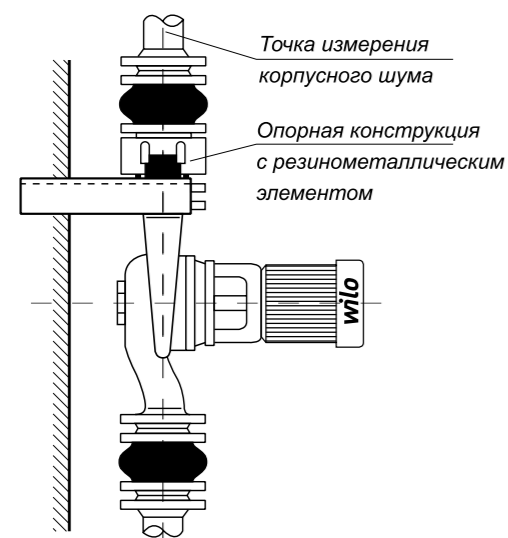
### ВАРИАНТ 2

Благодаря резинометаллическим трубным соединительным элементам уменьшается только доля высоких частот (600 Гц).



### ВАРИАНТ 3

Благодаря резиновым компенсаторам уменьшается доля как высоких (600 Гц), так и низких частот (150 Гц).

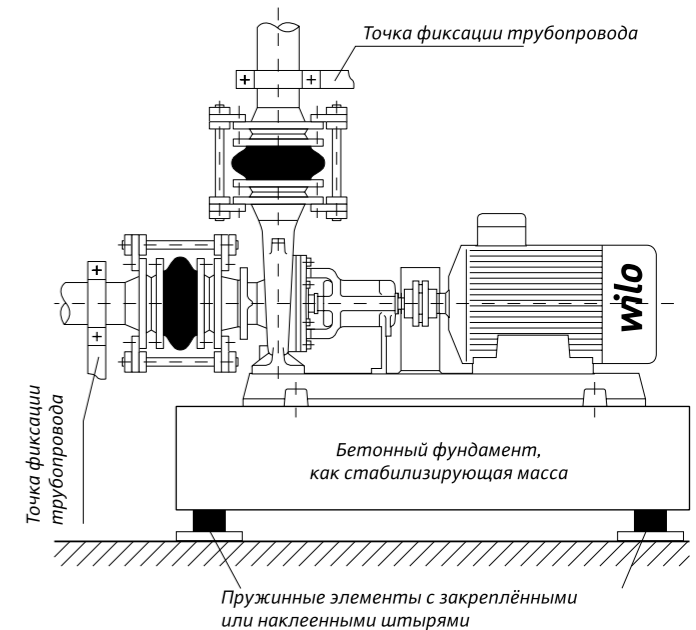


## МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПРЕДОТВРАЩЕНИЮ РАСПРОСТРАНЕНИЯ КОРПУСНОГО ШУМА НА КОРПУС ЗДАНИЯ

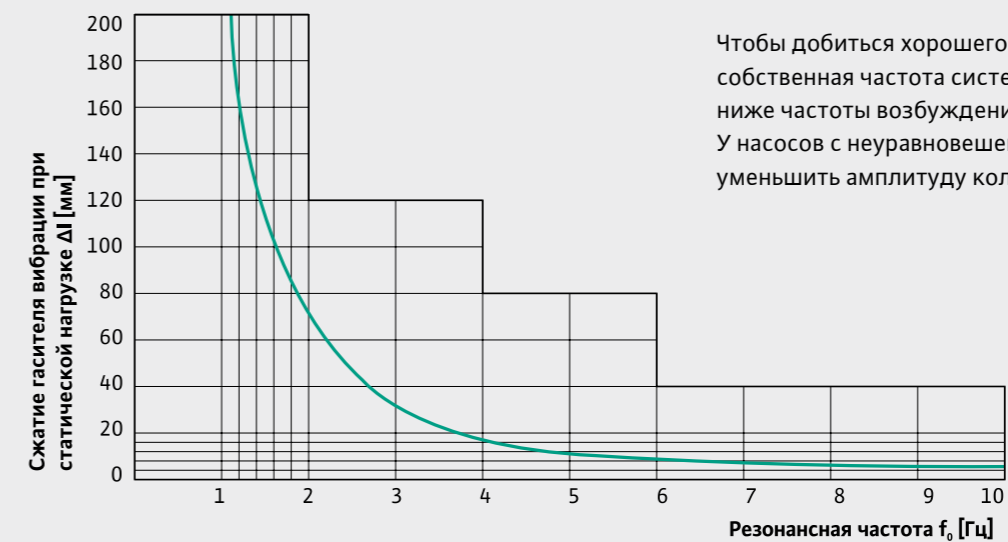
При монтаже насоса на полу, в целях предотвращения распространения корпусного шума часто возникает необходимость использовать в дополнение к виброизоляции трубопроводов специальную опору с упругими элементами, располагаемыми между основанием и полом. Это позволяет предотвратить передачу вибрации на корпус здания. При размещении насоса в междуэтажных перекрытиях использование упругой опоры является обязательным. Особого внимания требуют насосы с изменяемой частотой вращения.

Упругие элементы выбираются в соответствии с самой низкой частотой возбуждения (в большинстве случаев это частота вращения). Жесткость упругих элементов должна уменьшаться по мере снижения частоты вращения. Обычно при частоте вращения 3000 об/мин и выше рекомендуется использовать плиты из натуральной пробки, при частоте вращения от 1000 до 3000 об/мин резинометаллические элементы, а при частоте вращения ниже 1000 об/мин – спиральные пружины. При размещении насоса на полу подвала в качестве упругой опоры прекрасно подойдут несколько плит из натуральной пробки, минеральной ваты или резины.

Из рисунка видно, как должно осуществляться демпфирование вибрации насосного агрегата. Эффективность шумоизоляции зависит от собственной частоты установленного на упругой опоре насосного агрегата. Упрощенно собственная частота определяется на основе массы насосного агрегата и жесткости упругих элементов.



Собственная частота  $f_0$  системы показана на приведенном ниже графике.



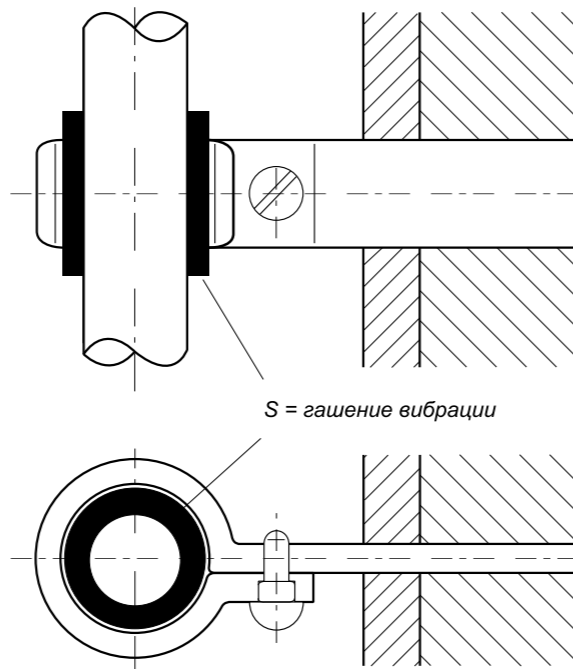
Чтобы добиться хорошего эффекта шумоизоляции, собственная частота системы  $f_0$  должна быть значительно ниже частоты возбуждения  $f_{вп}$ , исходящей от насоса. У насосов с неуравновешенными массами можно уменьшить амплитуду колебани

При изготовлении упругой опоры не следует допускать образования "звуковых мостиков". Также следует избегать перекрытия эластичной опоры штукатуркой или облицовочной плиткой. Любое нарушение подвижности насосного агрегата может вызвать разрушение или по крайней мере сильное снижение эффекта шумоизоляции.

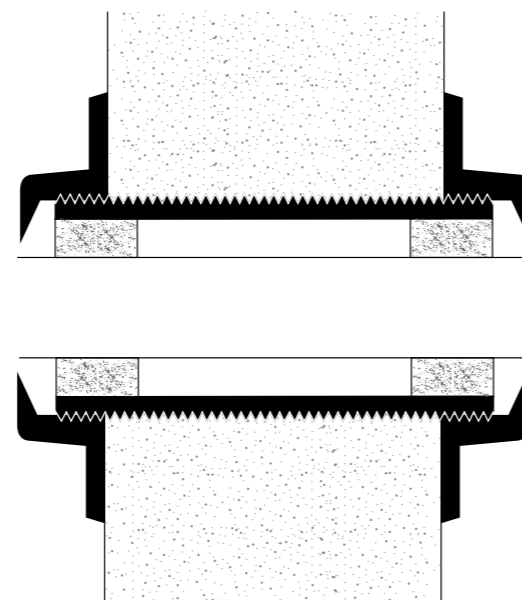
При прокладке трубопроводов следует избегать жестких, стационарных соединений с корпусом здания. Крепления труб также должны обеспечивать изоляцию от корпусного шума. Это следует учитывать, прежде всего, при прокладке трубопроводов под штукатуркой. Подходящие элементы крепления можно приобрести в специализированных магазинах.

Особое внимание следует уделить прокладке трубопроводов через стены и перекрытия. На этот случай в специализированных магазинах также имеются манжеты, отвечающие всем требованиям к хорошей изоляции от корпусного шума.

**Трубные подвесы**



**Прокладка трубопроводов с изоляцией от корпусного шума**



Шумоизоляция трубопроводов от корпуса здания должна быть выполнена с особой тщательностью, так как любая небрежность, допущенная даже в одном единственном месте, может свести к нулю все затраты.

**ДАВЛЕНИЕ ВО ВСАСЫВАЮЩЕМ ПАТРУБКЕ НАСОСА**

Достаточный уровень давления во всасывающем патрубке насоса помогает избежать кавитации в рабочем колесе. Термином "кавитация" обозначается процесс образования и резкого схлопывания паро-воздушных пузырьков. Пузырьки образуются в тех местах, где давление текущей жидкости падает настолько, что достигает значения давления пара, которое жидкость имеет при преобладающей температуре. Пузырьки увлекаются потоком и разрушаются (схлопываются), если в дальнейшем давление снова увеличивается выше уровня давления пара.

Кавитации следует избегать, так как она отрицательно влияет на производительность, плавность хода и шумовые характеристики насоса и даже может вызвать разрушение материала.

Чтобы такого рода нарушения не возникали в процессе эксплуатации, рекомендуется поддерживать "минимальный необходимый чистый напор" NPSH зависит у любого насоса от подачи. Каждый типоразмер насоса имеет при заданной частоте вращения свою собственную характеристику NPSH, которая была рассчитана производителем насоса на основе измерений. Инженер-проектировщик должен предусмотреть в

системе "системную NPSH", которая будет равна или больше значения NPSH насоса в самой неблагоприятной рабочей точке. График показывает значение избыточного давления по сравнению с атмосферным давлением, которое обязательно должно присутствовать на стороне всасывания насоса, в сравнении со значением NPSH насоса.

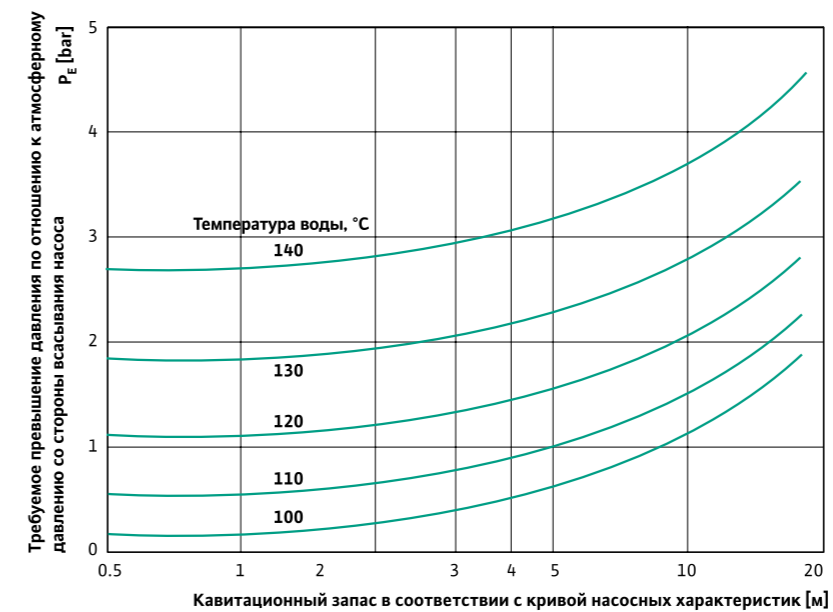
На графике указано минимальное необходимое избыточное давление по сравнению с атмосферным давлением, которое должно присутствовать во всасывающем патрубке насоса. Кривые действительны для максимальной скорости потока 2 м/с и высоты положения 100 м над уровнем моря.

При высоте положения более 100 значение PE, зависящее от значения NPSH насоса и температуры жидкости, подлежит корректировке. Действительная следующая формула:

$$P^* = P_E + X \cdot 0.0001$$

При этом значение X – это фактическая высота (в м) места положения насоса, измеренная над уровнем моря.

**Требуемое давление на входе в зависимости от температуры**



# ПОДВОД ЖИДКОСТИ К НАСОСУ

## Водосборный колодец насоса

При неравномерном подводе и откачивании рабочей среды необходимо использовать водосборный колодец. Размеры колодца зависят от подачи насоса и допустимой частоты включения электродвигателя. Полезный объем колодца рассчитывается по следующей формуле

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

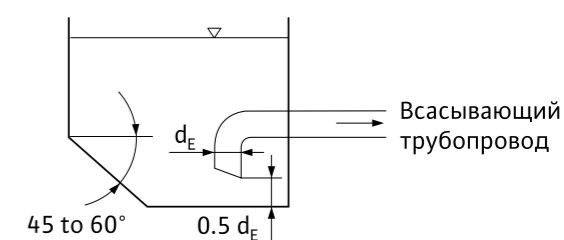
$$V_N = Q_{zu} \cdot \frac{Q_m - Q_{zu}}{Q_m \cdot Z}$$

### СОКРАЩЕНИЕ

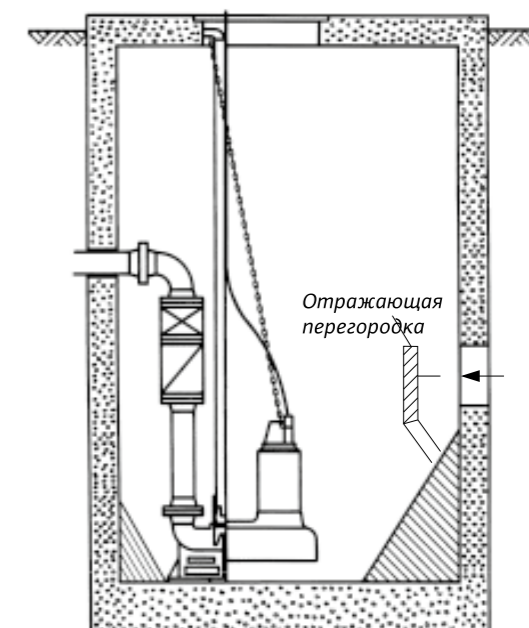
Z	макс. допустимое количество включений в час
$Q_{zu}$	приток в м <sup>3</sup> /ч
$Q_e$	подача в момент включения в м <sup>3</sup> /ч
$Q_a$	подача в момент выключения в м <sup>3</sup> /ч
$V_N$	полезный объем колодца в м <sup>3</sup>

При необходимости к этому нужно прибавить возможный объем обратного потока. В случае использования загрязненных жидкостей не следует допускать отложения твердых частиц на дне колодца. Это можно предотвратить за счет установки стенок под углом 45°, а еще лучше 60°. Во избежание завихрения и возникновения сил сдвига из-за неравномерного подвода жидкости рекомендуется оснастить колодец отражающей перегородкой.

## Приёмный резервуар



## Водосборный колодец насоса с отражающей перегородкой



## Всасывающие трубопроводы и расходный резервуар

Чтобы избежать попадания воздуха или вихрей во всасывающий трубопровод, расстояние между всасывающим и подводным трубопроводом должно быть достаточно большим.

Кроме этого, должны быть предусмотрены отражающие перегородки. Подводящий трубопровод должен обязательно входить в резервуар ниже свободной поверхности жидкости.

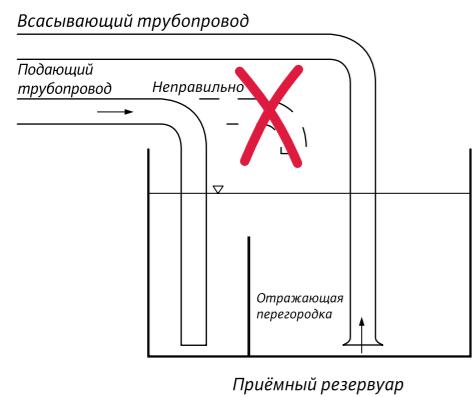
Кроме этого, следует обеспечить достаточное перекрытие всасывающего отверстия. При недостаточном перекрытии может возникнуть завихрение, сопровождающееся всасыванием воздуха. Начиная с воронкообразного углубления, на свободной поверхности жидкости образуется воздушный рукав до непосредственно всасывающего трубопровода. Следствием этого становится неплавный ход и падение мощности насоса. Для выполнения точных расчетов на основе данных Института гидравлики (США) можно использовать следующую формулу:

$$S_{\min} = d_E + 2.3 \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{d_E}{g}}$$

### СОКРАЩЕНИЕ

- $S_{\min}$  минимальное перекрытие в м
- $v_s$  скорость потока =  $Q/900 d_E^2$  в м/с рекомендовано 1-2 м/с, но не > 3 м/с
- $Q$  подача в м<sup>3</sup>/ч
- $g$  ускорение свободного падения 9,81 м/с<sup>2</sup>
- $d_{E \text{ трубы}}$  входной диаметр всасывающего или впускного патрубка в м

### Приёмный резервуар с отражающей перегородкой

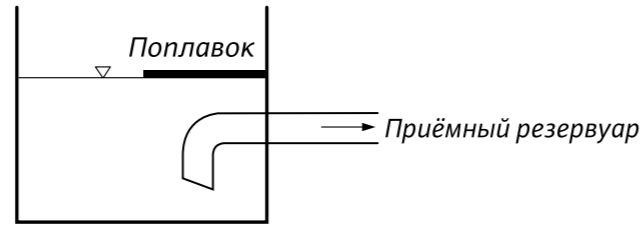


### Минимальное расстояние от всасывающего трубопровода до стенок

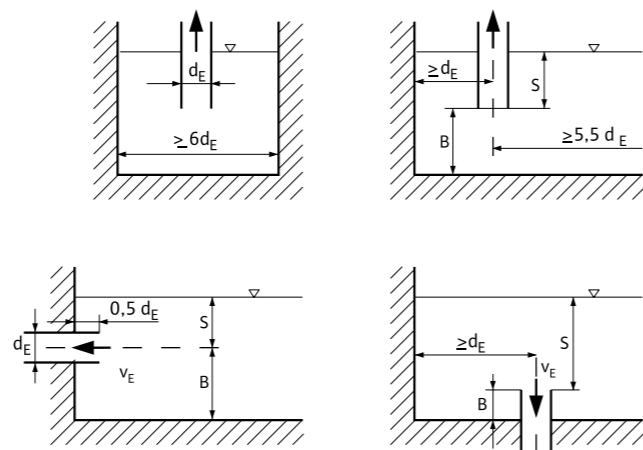
DN	25	32	40	50	65	80	100	150	200
В в мм	40	40	65	65	80	80	100	100	150

Если обеспечить требуемое минимальное перекрытие невозможно, во избежание завихрения и всасывания воздуха можно использовать поплавки или придать направляющим поверхностям форму, препятствующую образованию завихрения.

### Расходный резервуар и поплавок



### Приёмный резервуар и минимальные расстояния



### Минимальное перекрытие $S_{\min}$ при рекомендуемой скорости потока 0,5-3 м/с:

DN	25	32	40	50	65	80	100	150	200
$S_{\min}$ м	0.25	0.35	0.65	0.65	0.70	0.75	0.80	0.90	1.25

## Всасывание

Стандартные центробежные насосы не являются самовсасывающими. Это означает, что для того, чтобы насос мог перекачивать жидкость, из всасывающего трубопровода и корпуса насоса на стороне всасывания должен быть удален воздух. Если рабочее колесо насоса расположено выше уровня жидкости, следует заполнить насос и всасывающий трубопровод рабочей средой. Этой обременительной процедуры можно избежать, если оборудовать вход всасывающей трубы приемным (обратным) клапаном. В этом случае удаление воздуха выполняется только при первом вводе в эксплуатацию или при негерметичности арматуры.

### ВСАСЫВАНИЕ

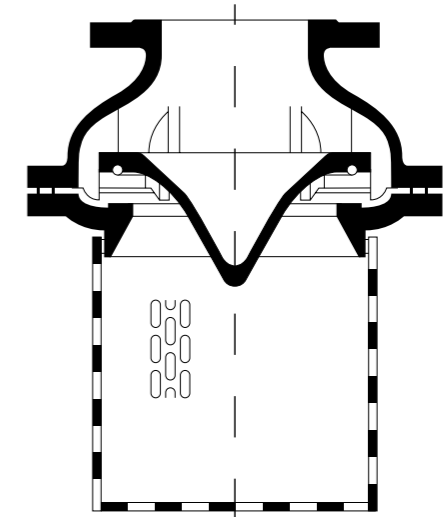
На практике из-за потерь в насосе, соединительных трубопроводах и арматуре максимальная высота всасывания составляет примерно 7-8 м. Разность высот измеряется от поверхности жидкости до всасывающего патрубка насоса.

Всасывающие трубопроводы должны иметь, по крайней мере, такой же условный проход, что и патрубок насоса, а по возможности даже больше. Сужения следует избегать, в особенности, если фильтры тонкой очистки устанавливаются как можно дальше от стороны всасывания. Всасывающий трубопровод должен быть проложен к насосу под все возрастающим углом и оснащен приемным клапаном, позволяющим предотвратить полное опорожнение трубопровода. Всасывающий трубопровод должен быть по возможности коротким. В длинных трубопроводах возникает повышенное сопротивление трению, которое сильно уменьшает высоту всасывания.

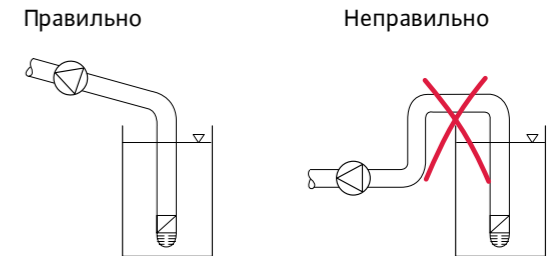
Следует избегать образования воздушных подушек (из-за негерметичности), так как они могут вызвать нарушение функционирования и повреждение насоса.

В качестве шлангопроводов следует использовать устойчивые к всасыванию и нагнетанию спиральные шланги.

### Приемный клапан



### Прокладка всасывающего трубопровода





## РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ НАСОСА

Объем подаваемой циркуляционным насосом жидкости определяется уровнем потребления тепловой мощности/мощности охлаждения в соответствующей системе. Это уровень может изменяться в зависимости от следующих факторов:

- климат;
- вмешательство пользователя;
- воздействие посторонних источников тепла;
- гидравлическое регулирование и т.д.

Параметры рассчитанного на максимальную нагрузку циркуляционного насоса постоянно изменяются в зависимости от фактического рабочего состояния системы путем сравнения заданного и фактического значений. Благодаря такому автоматическому регулированию мощность насоса и, тем самым, потребление электроэнергии, находится в постоянном соответствии с фактически потребляемой

### Способ регулирования $\Delta p$ -с

При способе регулирования  $\Delta p$ -с электронная система поддерживает создаваемый насосом перепад давления на уровне заданного значения  $H_S$  по всему допустимому диапазону подачи.

Это означает, что при уменьшении подачи ( $Q$ ) путем дросселирования гидравлическими регулирующими устройствами мощность насоса приводится в соответствие с мощностью, фактически потребляемой системой (за счет снижения частоты вращения). Одновременно с изменением частоты вращения происходит снижение потребляемой мощности до 50 % от номинального значения.

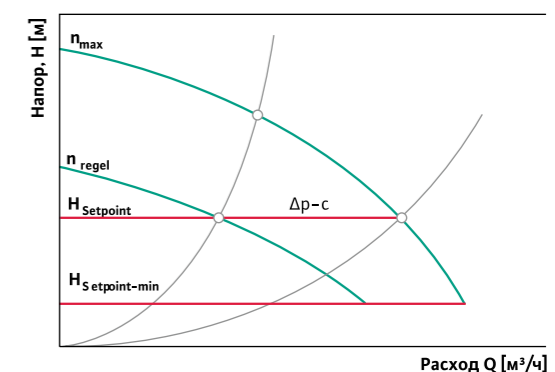
Условием применения данного способа регулирования является переменная подача. В режиме пиковых нагрузок, например, при использовании спаренного насоса, управление осуществляется автоматически в зависимости от нагрузки. Когда основной регулируемый насос не справляется с нагрузкой, подключается второй насос, предназначенный для эксплуатации при пиковых нагрузках. При этом мощность регулируемого насоса постепенно снижается и приводится в соответствие с заданным значением перепада давления.

В целом рекомендуется поддерживать постоянный перепад давления в системе. В качестве альтернативы предлагается оснащение системы датчиком, установленным в *так называемом "узком месте" системы (расширение области регулирования). Эксплуатация с дистанционным датчиком отчасти позволяет существенно снизить частоту вращения и, тем самым, мощность насоса.*

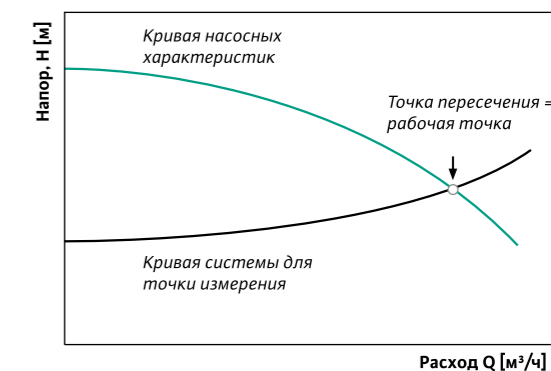
Предполагается, что условия в выбранном "узком месте" системы являются определяющими для всех остальных участков системы.

Так как "узкое место" может изменять свое положение в системе, возможно использование дополнительных блоков обработки сигналов Wilo DDG. Блок обработки сигналов может одновременно сравнивать сигналы от 2–4 датчиков. Однако в качестве основы для сравнения заданного и фактического значений блок обработки сигналов всегда использует минимальные измеренные значения.

### Регулирование $\Delta p$ -с



### Регулировочная характеристика при дистанционном сигнальном датчике

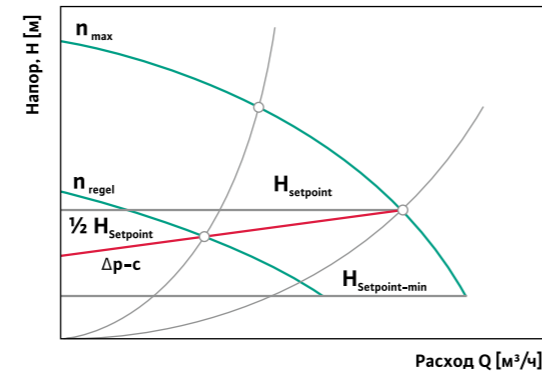


## Способ регулирования $\Delta p-v$

При модернизации оборудования не всегда возможно использование регулирования по "узкому месту". Если строительство было закончено несколько лет назад, могут возникнуть проблемы с шумом в комнатных регуляторах. "Узкое место" системы неизвестно или находится там, куда невозможно проложить сигнальные кабели, необходимые для функционирования дистанционных сигнальных датчиков. Тем не менее, расширить область регулирования можно за счет использования способа регулирования  $\Delta p-v$  (рекомендуется для однонасосных систем).

При способе регулирования  $\Delta p-v$  электронная система линейно изменяет поддерживаемое насосом заданное значение перепада давления в диапазоне между  $H_s$  и  $1/2 H_s$ . Заданное значение перепада давления  $H$  увеличивается или уменьшается одновременно с подачей  $Q$ .

### Регулирование $\Delta p-v$

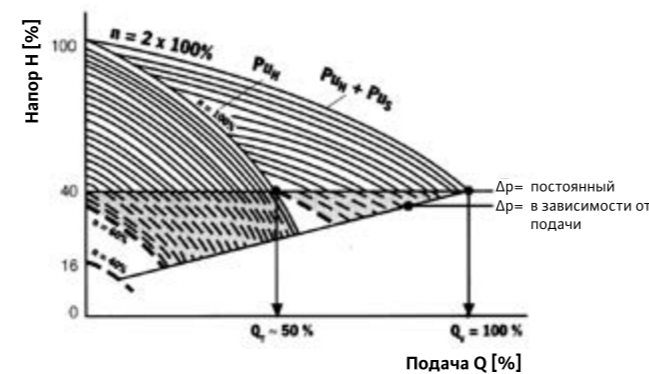


## Перепад давления – в зависимости от подачи $\Delta p-q$

Чтобы избежать затрат, связанных с регулированием по "узкому месту" (усилитель, прокладка кабеля и т.д.), значение перепада давления задается непосредственно сигналом, пропорциональным подаче. Это позволяет расширить область регулирования именно в системах с несколькими насосами независимо от центрального пункта измерений (датчик перепада давления на насосе). Кроме датчика перепада давления, размещаемого непосредственно на насосной станции, на выходе из контура охлаждения или на входе потребителя, в месте монтажа на входе в систему должен быть установлен объемный расходомер (0/4–20 мА).

Использование способа регулирования  $\Delta p-q$  рекомендуется в системах с неизвестным "узким местом" или характеристиками либо в системах, где невозможно проложить протяженные сигнальные линии, но где при этом имеется объемный расходомер.

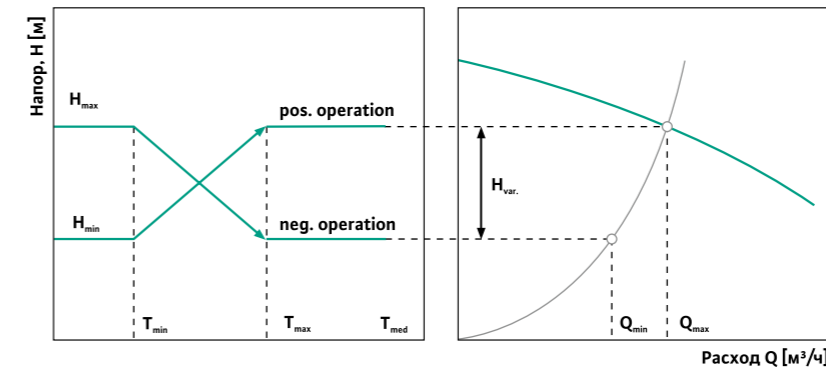
### Перепад давления – в зависимости от подачи $\Delta p-q$



## Способ регулирования $\Delta p-T$

При способе регулирования  $\Delta p-T$  (программирование возможно только через ИК-порт) электронная система изменяет поддерживаемое насосом заданное значение перепада давления в зависимости от измеренной температуры жидкости. Такой способ регулирования перепада давления в зависимости от температуры используется в системах как с постоянной (к примеру, однотрубная система), так и с переменной подачей с плавно изменяющейся температурой на входе. В случае с отопительными системами способ регулирования  $\Delta p-T$  производит обратный эффект при условии, что насос установлен в обратном трубопроводе системы.

### Регулирование $\Delta p-T$

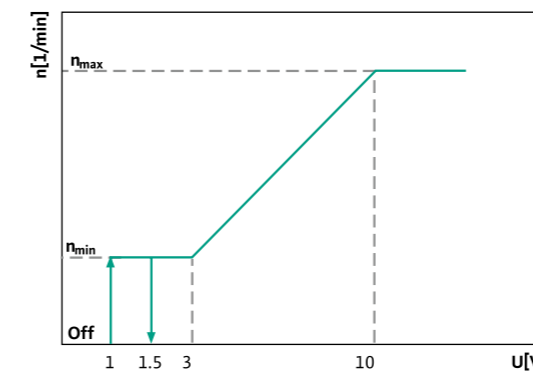


## Режим DDC

В режиме DDC результаты необходимого для регулирования сравнения заданных и фактических значений заимствуются у внешнего регулирующего устройства. Насосы Wilo со встроенной электронной схемой получают от внешнего регулирующего устройства аналоговый сигнал (0–10 В), который используется ими в качестве регулирующего параметра. Фактическая частота вращения отображается на дисплее, система управления непосредственно на насосе заблокирована.

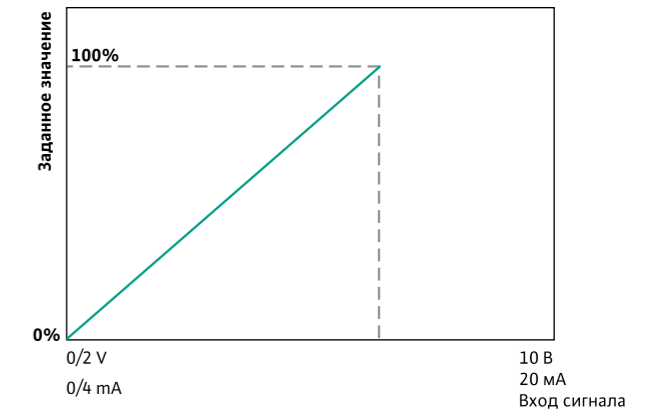
Режим DDC предполагает, что насосы Wilo обязательно должны получать сигнал от вышестоящего регулирующего прибора. Также, в зависимости от используемого насоса в месте монтажа должны быть предусмотрены беспотенциальные контакты для включения и выключения. Кроме этого, в целях контроля и ведения протоколов могут использоваться беспотенциальные сообщения или сигналы 0–10 В (0/4–20 мА), передаваемые на насосы Wilo. Подробную информацию можно найти в соответствующих каталогах продукции.

### Режим DDC с насосом со встроенной электронной схемой



При эксплуатации с системой регулирования Wilo заданное значение зависит от используемого датчика. Так, при использовании датчика сигналов DDG 40 заданное значение напора при 0 % равно 0 метрам, а при 100 % – 40 метрам. Этот же принцип действует и для всех остальных диапазонов измерения.

### Режим DDC с насосом со встроенной электронной схемой



# КОНТУРЫ ГЕНЕРАТОРА В ЧАСТИ КОНДЕНСАТОРА

На стороне генератора различают контуры охлаждения, выполненные в виде открытых и закрытых систем. Таким образом, для первичного контура можно использовать грунтовые или речные воды, забираемые из поглощающего или сточного колодца. Можно охлаждать нагретую сторону генератора с помощью воздуха. Благодаря рекуперации тепла возможно одновременно обогревать различные части здания.

## Системы охлаждения оборотной воды/ системы аварийного охлаждения

Погружные насосы подают воду из колодца непосредственно к конденсатору, причем насос может быть также установлен в реке или в пруду. Погружные насосы должны обладать достаточной устойчивостью к коррозионному воздействию воды. Напор насосов рассчитывается с учетом совокупных потерь давления в контуре конденсатора и геодезической разности высот между дном колодца и самой высокой точкой испарителя.

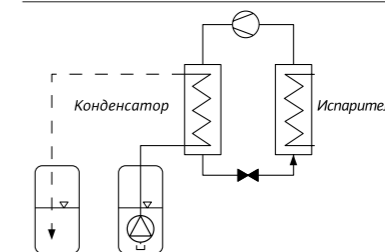
Погружные насосы подают воду из колодца непосредственно к пластинчатому теплообменнику, причем насос может быть также установлен в реке или в пруду. Использование нержавеющей стали и/или пластика в качестве материала для первичной стороны теплообменника позволяет избежать повреждений, вызванных коррозией. Холодильная машина может быть изготовлена из обычных материалов. Напор насосов рассчитывается с учетом совокупных потерь давления в контуре конденсатора и геодезической разности высот между уровнем воды в колодце и самой высокой точкой теплообменника.

Башенный охладитель (градирня) с приемным резервуаром, как правило, размещаемый на крыше здания, осуществляет отвод тепла из конденсатора. Из-за постоянного притока кислорода следует использовать насосы, выполненные из бронзы или пластика. Если водоподготовка выполняется непрерывно, можно использовать также обычные чугунные варианты.

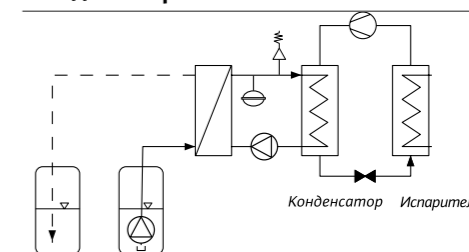
Напор насосов рассчитывается с учетом совокупных потерь давления в контуре конденсатора и геодезической разности высот между испарителем и самой высокой точкой форсунок башенного охладителя.

Так как используется закрытый контур, оборудование может быть выполнено из обычных материалов. Во избежание образования отложений и коррозии первичное заполнение водой должно быть выполнено в соответствии с VDI 2035.

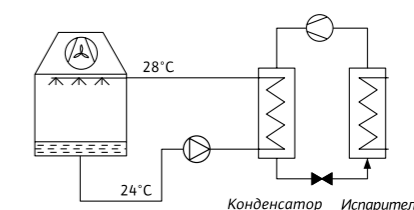
### Грунтовая вода для прямого использования в конденсаторе



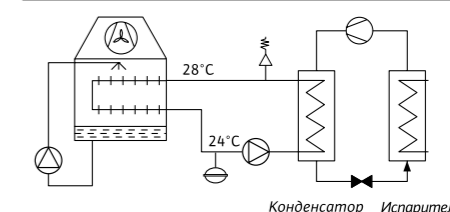
### Грунтовая вода для непрямого использования в конденсаторе



### Открытая башенная система охлаждения

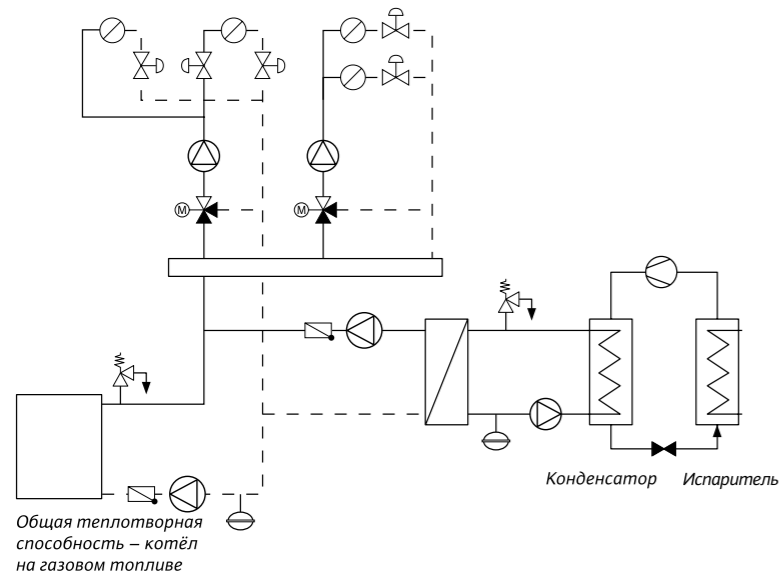


### Закрытая башенная система охлаждения в контуре конденсатора



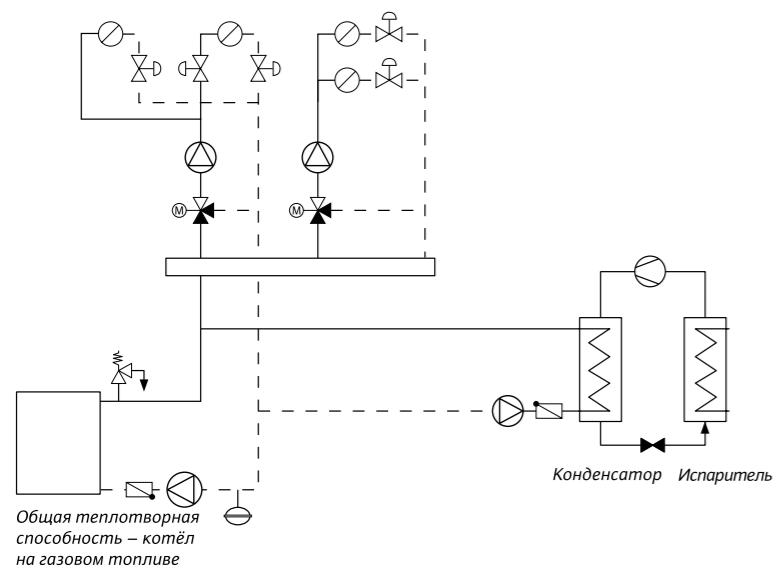
## Рекуперация тепла

## Непрямое отопление с помощью охлаждающей воды



Нагреваемая в конденсаторе холодильной установки охлаждающая вода используется для отопления (через теплообменник). В связи с гальваническим разделением установленный в контуре конденсатора насос должен быть рассчитан только на эти потери давления. Так как используется закрытый контур, можно выбрать оборудование из любого материала. В случае установки в контур насоса аварийного охладителя следует выбирать насос в соответствии с его параметрами, а также произвести согласование гидравлических параметров теплообменника и аварийного охладителя. Во избежание коррозии рекомендуется выполнить систему аварийного охлаждения в виде закрытой системы охлаждения оборотной воды.

## Непрямое отопление с помощью охлаждающей воды

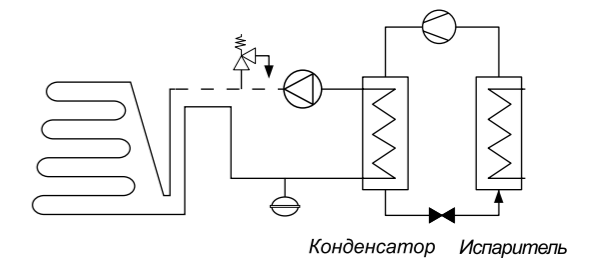


Нагреваемая в конденсаторе холодильной установки охлаждающая вода используется для отопления (непосредственно). Благодаря непосредственному соединению встроенный в контур конденсатора насос должен быть рассчитан только на потери давления в конденсаторе и трубопроводе на участке до распределителя/коллектора. Выбор материала определяется типом контура отопления. В случае встраивания в контур насоса аварийного охладителя следует выбирать насос в соответствии с его параметрами, а также произвести согласование гидравлических параметров теплообменника и аварийного охладителя. Лучше всего, если аварийный охладитель будет иметь собственный контур насоса. Во избежание коррозии можно выполнить систему аварийного охлаждения в виде закрытой системы охлаждения оборотной воды.

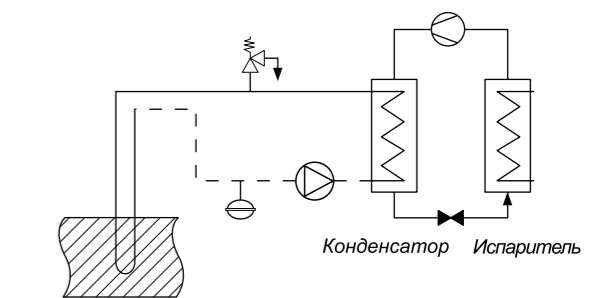
## Геотермальная энергия в контуре конденсатора

При монтаже в закрытом контуре между конденсатором и закопанным в землю змеевиком теплообменника насос должен быть рассчитан только на преодоление сопротивления на этом участке. В целях защиты от замерзания можно рекомендовать использовать в качестве рабочей среды водно-гликолевую смесь. Свойства материала, из которого выполнено оборудование, должны соответствовать этим требованиям.

## Использование земляных коллекторов для охлаждения и аккумуляции тепла



## Использование заземляющих стержней для охлаждения и аккумуляции тепла



При монтаже в закрытом контуре между конденсатором и заземляющим стержнем насос должен быть рассчитан только на это сопротивление. В целях защиты от замерзания можно рекомендовать использовать в качестве рабочей среды водно-гликолевую смесь. Свойства материала, из которого выполнено оборудование, должны соответствовать этим требованиям.



# КОНТУРЫ ГЕНЕРАТОРА В ЧАСТИ ИСПАРИТЕЛЯ

Независимо от базовой концепции, лежащей в основе гидравлической системы, к большинству систем холодоснабжения предъявляется требование, в соответствии с которым объемный расход воды, проходящей через испаритель, не должен отличаться от номинального объемного расхода более, чем на 10%. В противном случае могут возникнуть трудности с регулированием холодильных машин.

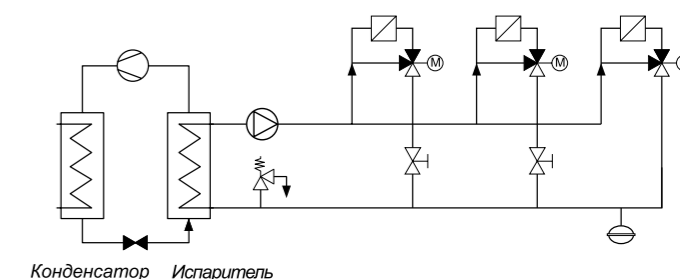
Кроме всего прочего, при слишком низком расходе существует опасность замерзания теплоносителя. Таким образом, при всех изменениях в испарителе, связанных с регулированием, требование в отношении постоянного потока воды через испаритель должно быть выполнено. Несмотря на это жесткое требование в отношении постоянного объемного расхода воды в испарителе, в недавнем прошлом еще производились холодильные машины, которые допускали переменный объемный расход. Благодаря этому в первичном контуре можно использовать также энергосберегающие насосы с регулируемой частотой вращения. Чтобы обеспечить бесперебойное функционирование систем холодного водоснабжения с несколькими генераторами и потребителями, следует разделить систему на первичный и вторичный контуры.

## Постоянный объемный расход в контуре испарителя

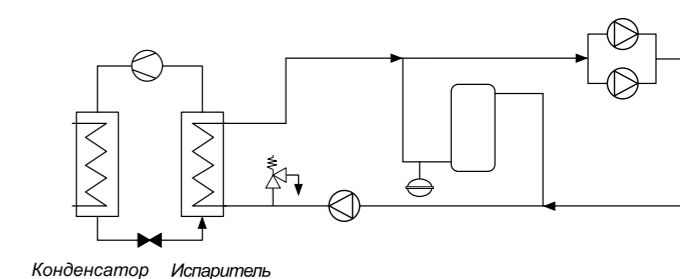
Перепуск воды из прямого в обратный трубопровод распределительной схемы обеспечивает поддержание объемного расхода на постоянном уровне и предотвращает ошибки при регулировании мощности испарителя. Насос должен быть рассчитан на потери давления в самом неблагоприятно расположенном с гидравлической точки зрения потребителе. При этом объем воды, подаваемой потребителям, расположенным перед насосом, должен соответствовать номинальному значению. Объемный расход для потребителей должен быть гарантирован. При необходимости следует установить более высокую подачу насоса в целях обеспечения минимального объемного расхода контура испарителя.

Перепуск воды из прямого в обратный трубопровод схемы разъединителя обеспечивает поддержание объемного расхода на постоянном уровне и предотвращает ошибки при регулировании мощности испарителя. Насос должен быть рассчитан на потери давления в испарителе и сопротивление в разъединителе. Объемный расход испарителя – это требуемая подача насоса.

### Контур испарителя с постоянным объемным расходом (распределительная схема)

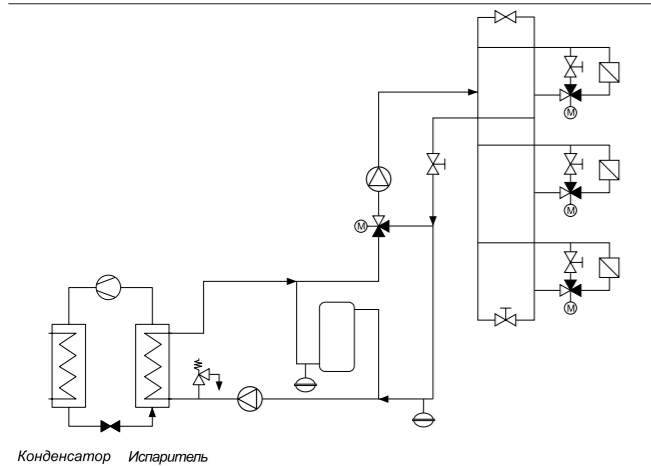


### Контур испарителя с постоянным объемным расходом (гидравлический разъединитель)

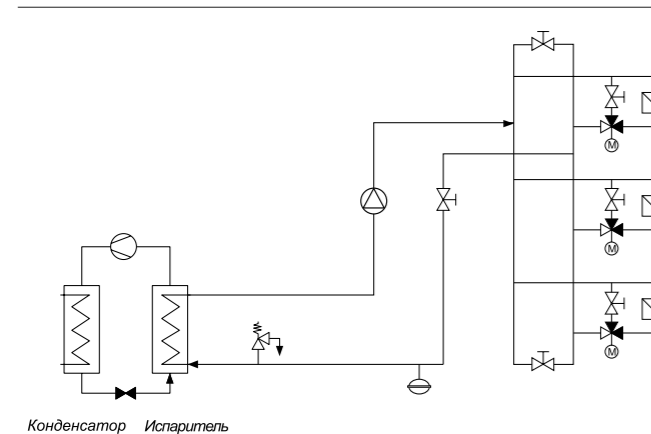


## Переменный объемный расход в контуре испарителя

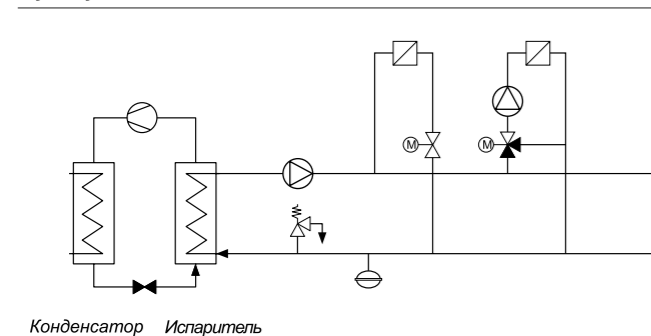
### Контур испарителя с переменным объемным расходом (гидравлический разъединитель)



### Контур испарителя с переменным объемным расходом (распределительная схема)



### Контур испарителя с переменным объемным расходом (распределительная схема)



Перетекание воды из прямого в обратный трубопровод контура разъединителя обеспечивает поддержание объемного расхода на постоянном уровне и предотвращает ошибки при регулировании мощности испарителя. Насос должен быть рассчитан на потери давления в испарителе и сопротивление в разъединителе. Объемный расход испарителя – это требуемая подача насоса. Для обеспечения соответствующей мощности потребителей трубопровод, используемый для соединения с разъединителем, должен иметь больший диаметр, чем этого требует мощность испарителя. В современных холодильных машинах мощность насоса может регулироваться путем регулирования температуры в соответствии с требованиями потребителей. Минимальный объемный расход испарителя обеспечивается за счет ограничения частоты вращения привода насоса.

В некоторых современных холодильных машинах мощность насоса может регулироваться путем регулирования перепада давления в соответствии с требованиями потребителей. Минимальный объемный расход испарителя и/или насоса обеспечивается за счет перетекающей среды. Объем перетекания должен быть таким, чтобы идущий к потребителю трубопровод оставался холодным. При этом следует учитывать полный объемный расход потребителей и объем перетекания, необходимый для обеспечения мощности насоса. Трехходовые клапаны перед потребителями нужны только при использовании более длинного соединительного трубопровода. Если же соединение выполнено близко к распределительному трубопроводу, то, как правило, время, необходимое для подачи холодной среды, находится в пределах допустимого.

В настоящее время существует ограниченное количество ситуаций, при которых возможно регулирование мощности насоса между нулевой и номинальной подачей. С одной стороны, генераторы холода могут не подходить для этой цели, с другой стороны циркуляционные насосы требуют минимального объемного расхода для самоохладения и смазывания. Подробную информацию можно найти в соответствующих каталогах.

## Потребители холодной воды

В системах кондиционирования существует два основных способа изменения температуры помещения. Во-первых, можно изменять температуру воздуха (конвекция), который подается в помещение. Во-вторых, можно регулировать температуру помещения с помощью радиационных теплообменников, таких как охлаждающие потолки, или с помощью изменения температуры конструктивных элементов. Гидравлические схемы обеих систем могут быть двух-, трех- или четырехтрубными.

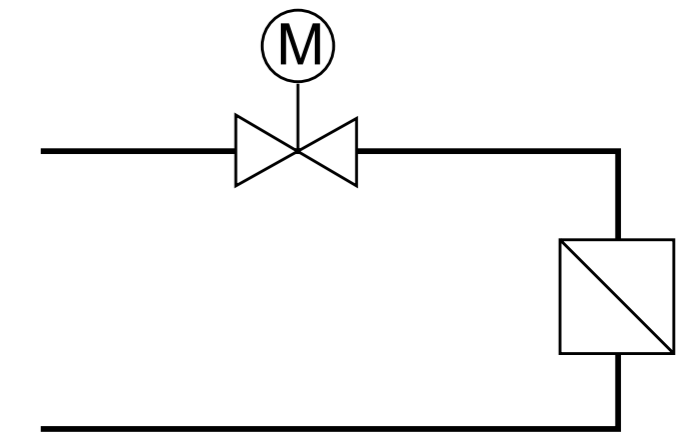
Для транспортировки холодной воды всегда используются две трубы. Третья и четвертая трубы относятся к отопительной части и служат для поддержания температуры в помещении при низкой температуре наружного воздуха. При трехтрубной схеме системы отопления и охлаждения имеют общую обратную трубу. Наличие четырех труб означает, что системы отопления и охлаждения разделены до самого теплообменника. Подача воды в помещения может осуществляться либо по общей трубе, либо по двум трубам отдельно для системы отопления и охлаждения. На следующих схемах представлена только система охлаждения с прямым и возвратным трубопроводами.

### РЕГУЛИРОВАНИЕ ОБЪЕМНОГО РАСХОДА

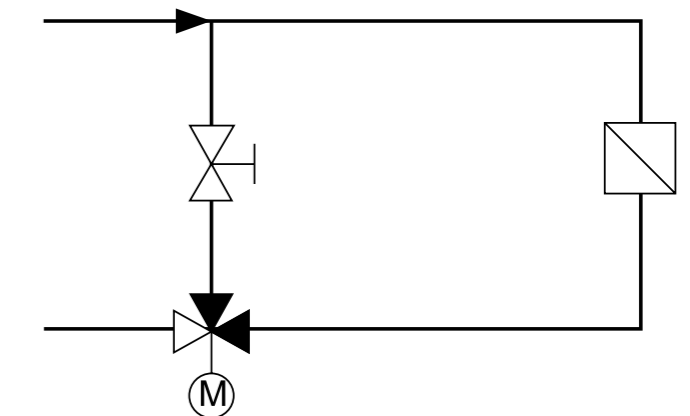
Так как тепловая нагрузка помещения подвержена постоянным изменениям (и то же самое происходит с приточным воздухом), мощность охлаждения регулируется путем изменения расхода. Эту схему можно рекомендовать, если распределительный трубопровод расположен на достаточно близком расстоянии от потребителя. Однако, как правило, не все потребители могут быть объединены таким образом. Не все холодильные машины и циркуляционные насосы могут работать без подачи. Во избежание возникновения повреждений в результате замерзания или "сухого" хода следует выбрать обводную или распределительную схему или обеспечить контролируемый перепуск в конце системы. Контролировать перепускаемый объем можно с помощью постоянно дросселированного байпаса или байпасного регулирования. Байпасное регулирование является оптимальным вариантом в случае, если положение всех регулирующих клапанов контролируется и при выходе за нижнюю границу объема производится компенсация.

Регулирование мощности в зависимости от нагрузки помещения выполняется путем изменения расхода в потребителе. Чтобы в байпас перетекало ровно столько жидкости, сколько необходимо для поддержания температуры или требуемого минимального объема для холодильной машины и/или насоса, следует установить в байпас регулирующий клапан с функцией компенсации.

### Регулирование подачи с помощью проходного клапана при постоянной температуре в прямом трубопроводе



### Регулирование подачи с помощью распределительного клапана при постоянной температуре в прямом трубопроводе

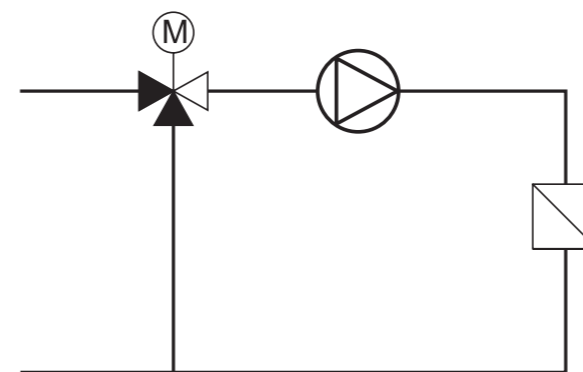




### РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ

Регулирование расхода не всегда имеет положительный результат. В целях контролируемого удаления влаги и предотвращения падения температуры ниже точки росы можно использовать так называемую схему подмешивания. Она позволяет регулировать температуру на входе в зависимости от нагрузки помещения и поддерживать ее в допустимых пределах путем измерения фактического значения в критической точке системы. Объемный расход в контуре потребителя остается постоянным.

#### Регулирование температуры с помощью смесительного клапана



Насос должен быть рассчитан на мощность и преодоление сопротивления в контуре потребителя. Перепад давления на входе регулирующего контура должен быть нулевым. Однако на практике этого не всегда удается достичь даже при использовании регулируемых подкачивающих насосов. По этой причине следует установить в соединительный трубопровод контура потребителя регулятор перепада давления без затрат вспомогательной энергии. Чтобы сохранить высокую способность контура потребителя к регулированию и предохранить насос от вредного воздействия динамических сил, необходимо поддерживать перепад давления на уровне  $\leq 0,3$  бара.

Распределительный клапан, установленный в обратном трубопроводе, выполняет ту же регулировочную функцию, что и смесительный клапан в прямом трубопроводе. Регулятор перепада давления должен быть всегда установлен в том же трубопроводе. Это означает, что в прямом трубопроводе со смесительным клапаном он должен быть установлен перед клапаном, а в обратном трубопроводе с распределительным клапаном – за клапаном. Причина заключается в необходимости поддержания давления в контуре потребителя, а одновременно закрытые клапаны в прямом и обратном трубопроводах препятствуют этому. Когда клапан в контуре потребителя находится в положении нулевой мощности охлаждения, происходит уменьшение или увеличение давления (в зависимости от изменения температуры среды под воздействием внешних факторов). В результате каждый циркуляционный насос отдает свою энергию среде и увеличение давления в контуре потребителя приводит к возникновению закрытого соединения с распределительным контуром, в котором находится клапан сброса давления.

# СОБЛЮДЕНИЕ ПРАВИЛ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСОВ И ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

Любая техника имеет пределы физических возможностей. Холодильная машина должна пропускать через себя определенный объем жидкости, позволяющий избежать обледенения. В результате отсутствия того объема жидкости, который необходим для самой низкой ступени регулирования испарителя, могут возникнуть механические повреждения, не сопровождающиеся аварийным отключением. Минимальное время работы генераторов холода и режим буферного аккумулятора

Надежная эксплуатация с постоянным потоком жидкости в части испарителя возможна, если циклы включения и выключения сменяют друг друга как можно реже. Это означает, что с точки зрения емкости аккумулятора объем циркуляции должен быть достаточным для превышения минимального времени работы генератора холода. Опыт показывает, что 90 % всех систем не удовлетворяют этому условию без проведения дополнительных мероприятий.

## БУФЕРНЫЙ АККУМУЛЯТОР

Целью является обеспечение высокой экономичности и эксплуатационной надежности, достижения длительных циклов включения и выключения и, как следствие, длительного времени работы/простоя генератора холодной воды и гидравлического разъединителя генератора и системы потребителей холодной воды. Это возможно благодаря гидравлическому разъединителю. Его эффективность повышается при использовании в аккумуляторе трубок с соплами и направляющих пластин. Размер гидравлического разъединителя, используемого в качестве буферного аккумулятора, определяется по следующей схеме:

$$S_i = \frac{kW \cdot F_{ii} \cdot 14.34 \cdot \text{min}}{\Delta t_w}$$

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА 14,34

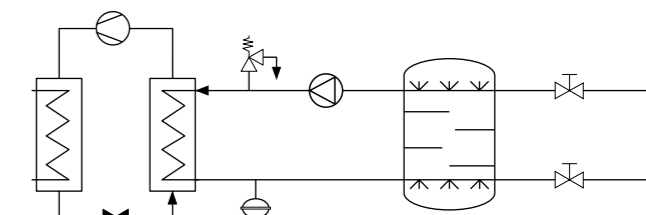
$$\dot{m}_w = \frac{Q_w [kW] \frac{kJ}{s} \cdot 3600 \frac{s}{h}}{C_{pw} 4.2 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot K [\Delta t_w]}$$

$$\dot{m}_w = \frac{\cancel{kJ} \cdot \cancel{kg} \cdot \cancel{K} \cdot 3600 \cancel{s}}{\cancel{s} \cdot 4.2 \cancel{kJ} \cdot h \cdot \cancel{K}} = 857 \frac{kg}{h} \approx 860$$

$$\text{Factor} = \left[ \frac{L}{\text{min}} \right] = \frac{860 \cancel{kg} \cancel{h}}{\cancel{h} \cdot 60 \text{ min}} = 14.34 \frac{kg}{\text{min}} = \frac{L}{\text{min}}$$

В случае изменения удельной теплоемкости удельный коэффициент определяется заново.

## Гидравлическая схема разъединителя в качестве буферного аккумулятора



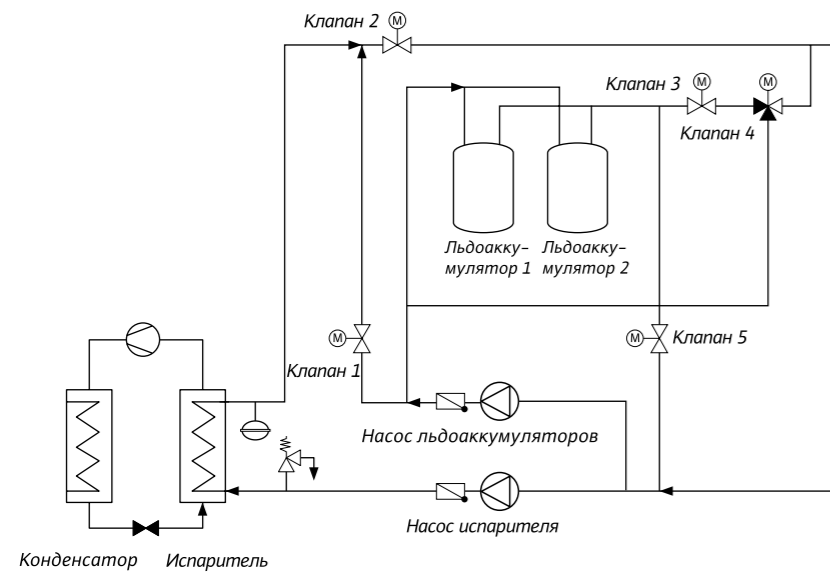
Конденсатор Испаритель

## МИНИМАЛЬНЫЙ ОБЪЕМ ЖИДКОСТИ, СОДЕРЖАЩЕЙСЯ В СИСТЕМЕ (Si) ЗАВИСИТ ОТ

kW	номинальная мощность охлаждения (кВт)
Ftl	коэффициент частичной нагрузки при использовании многоступенчатых генераторов холода
min	минимальное время работы
Δtw	разность температур
Cpw	удельная теплоемкость



**Интеграция льдоаккумуляторов в гидравлическую систему**



**Таблица функционирования льдоаккумулятора**

Режим	Холодильная машина	Насос испарителя	Насос льдоаккумулятора	Клапан 1	Клапан 2	Клапан 3	Клапан 4	Клапан 4 затвор 1	Клапан 4 затвор 2	Клапан 5 затвор 3
Разрядка льдоаккумулятора	Выкл.	Выкл.	Вкл.	Закр.	Откр.	Откр.	Регулир.	Регулир.	Регулир.	Закр.
Холодильная машина в сети	Вкл.	Вкл.	Выкл.	Закр.	Откр.	Откр.	/	/	/	Закр.
Разрядка льдоаккумулятора Холодильная машина в сети	Вкл.	Вкл.	Вкл.	Откр.	Закр.	Откр.	Регулир.	Регулир.	Регулир.	Закр.
Зарядка льдоаккумулятора	Выкл.	Вкл.	Выкл.	Откр.	Закр.	Закр.	Закр.	Откр.	Откр.	Откр.

**ЛЬДОАККУМУЛЯТОРЫ**

Уже в течение нескольких лет производятся системы кондиционирования со встроенными системами аккумуляции льда, не требующими технического обслуживания. Холодильная машина и её подключаемая мощность, включая мощность охлаждения оборотной воды, рассчитаны только на основную нагрузку. Нагрузки, составляющие более 50 % от пиковой нагрузки, покрываются за счет льдоаккумулятора. В качестве теплоносителя служит соляной раствор. Подключение к коммунальной системе водоснабжения осуществляется при необходимости либо через гидравлический разъединитель, либо через системный разделитель (теплообменник) в зависимости от конструкции системы.

Приведенная выше таблица показывает состояния клапанов для соответствующих уровней нагрузки. В процессе регулирования возникает различное гидродинамическое сопротивление, которое влияет на функционирование циркуляционных насосов. При разрядке

льдоаккумулятора насосу льдоаккумулятора приходится преодолевать сопротивление клапанов 3 и 4 аккумулятора. В режиме пиковых нагрузок другое сопротивление насоса льдоаккумулятора требуется только при значительном объеме расходе, так как контур испарителя инициирует дополнительный расход в зависимости от положения клапана 1.

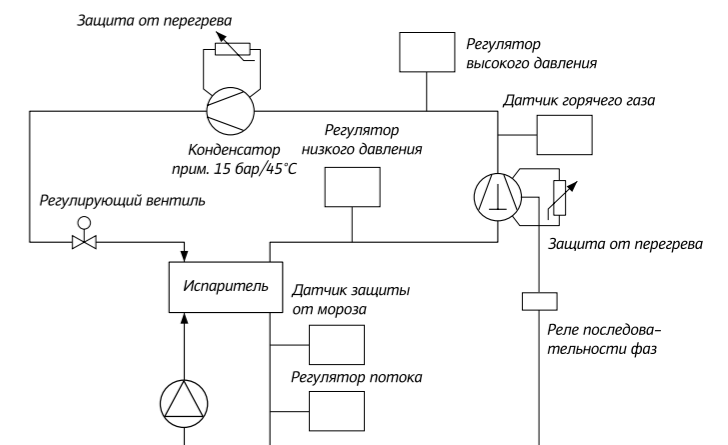
Для насоса испарителя предусмотрены три различных уровня нагрузки. Если холодильная машина одна в сети, имеет место только сопротивление клапана 2. Если требуется режим пиковых нагрузок, имеет место сопротивление клапанов 1, 3 и 4, а также сопротивление льдоаккумулятора. При зарядке льдоаккумулятора насосу испарителя приходится преодолевать потери давления на клапанах 1 и 5, а также на льдоаккумуляторе. Исходя из этих условий, рекомендуется регулировать насос испарителя на основе объема или температуры на выходе испарителя.

**Защита холодильной машины в контуре испарителя**

Контур испарителя находится под влиянием собственного циркуляционного насоса. Если мощность насоса слишком низкая, датчик защиты от замерзания и/или датчик контроля потока переключает холодильную машину в режим "Неисправность", то есть просто отключает. Перед включением компрессора насос испарителя должен включиться и отработать некоторое время. Циркуляционным насосам требуется для достижения номинальной мощности от 2 секунд до одной минуты в зависимости от пусковой схемы. В случае отключения стандартный центробежный насос останавливается менее, чем через 2 секунды. Если в режиме трехфазного тока отсутствует фаза или имеет место пониженное напряжение, привод может работать с перебоями. Мощность циркуляционного насоса падает ниже номинального значения, однако реле защиты мотора не срабатывает. Исходя из этого, а также из того, что в связи с особенностями системы подача может уменьшаться (дресселирование) или мощность компрессора может неправильно регулироваться, следует установить в контур испарителя датчик защиты от замерзания и датчик контроля расхода. Для контроля расхода может использоваться лопастной датчик, датчик перепада давления или датчик объемного расхода. Кроме этого, следует защитить контур испарителя от

нарушения статического и динамического давления с помощью системы поддержания давления и предохранительного клапана. Чтобы гарантировать определенный объемный расход при параллельном включении нескольких испарителей с собственными циркуляционными насосами, рекомендуется использовать схему соединения труб Тихельмана или гидравлические разъединители.

**Требования безопасности при эксплуатации генераторов холода**

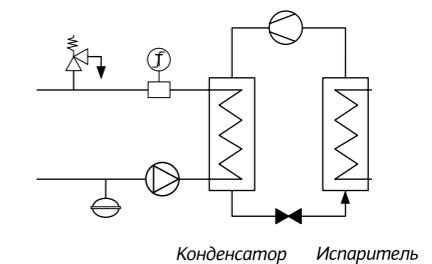


**Защита холодильной машины в контуре конденсатора**

Снижение температуры конденсатора имеет функциональные пределы. Для функционирования холодильной машины, в особенности, расширительных клапанов, должны поддерживаться минимальные значения, которые указаны в документации производителя. Температура конденсатора зависит от компрессора и температуры на входе и выходе. Температура охлаждающей жидкости на выходе зависит от объема циркуляции и температуры на входе. В обычных случаях для защиты холодильной машины достаточно контролировать температуру на выходе конденсатора.

Однако при определенных обстоятельствах для защиты системы охлаждения оборотной воды требуется проведение дополнительных мероприятий. Так, во избежание повреждений температура на входе сточного колодца или напольной системы отопления не должна превышать максимально допустимое значение. При необходимости можно использовать быстродействующие клапаны, которые автоматически закрываются при прерывании тока.

**Контур конденсатора с минимальной защитой**



Кроме этого, следует защитить контур конденсатора от нарушения статического и динамического давления с помощью системы поддержания давления и предохранительного клапана. Чтобы гарантировать определенный объемный расход при параллельном включении нескольких испарителей с собственными циркуляционными насосами, рекомендуется использовать схему соединения труб Тихельмана или гидравлические разъединители.

## Защита циркуляционных насосов

При несоблюдении граничных условий эксплуатации в случае нарушения давления, рабочей среды, усилий, температуры, схем переключения, вибрации и способов управления/регулирования существует вероятность повреждения и даже разрушения циркуляционных насосов.

### ДАВЛЕНИЕ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ

При слишком низком статическом давлении на стороне всасывания циркуляционного насоса существует вероятность повреждения и даже разрушения корпуса и рабочего колеса в результате кавитации. Если к тому же из-за газообразования или всасывания воздуха во всасывающем трубопроводе возникнут колебания, это вызовет разрушение всасывающего патрубка. При этом разрушения могут не носить явный характер, а проявиться при определенных условиях только через некоторое время. У насосов с мокрым ротором возможен отказ системы смазывания подшипников, а у насосов с сухим ротором – отсутствие охлаждающей пленки на поверхности скользящего торцевого уплотнения. Этого можно избежать путем контроля давления подпора с помощью манометра/вакуумметра.

Слишком высокое статическое давление может разорвать корпус или сделать уплотнители неэффективными. Слишком высокое давление прижимает в скользящих торцевых уплотнениях может вызвать повышение температуры и преждевременный износ уплотнения. В целях безопасности можно предусмотреть отключение насоса с помощью реле контроля максимального давления или установить перед насосом редукционный клапан.

Слишком большая разность давления между сторонами всасывания и нагнетания насоса ведет к значительному повышению температуры в рабочей камере под действием энергии привода и, тем самым, к преждевременному износу подшипников и уплотнителей. Требуемый уровень экономичности не достигается, так как в этой ситуации эффективный коэффициент полезного действия оказывается слишком низким. С этим можно справиться путем контроля перепада давления, перепускного регулирования или использования перепускных клапанов.

Разность давления между сторонами всасывания и нагнетания насоса, расположенного справа за пределами задокументированной графической характеристики производителя, ведет к перегрузке привода и недопустимой силовой нагрузке на подшипники. Смазочная пленка на вращающихся элементах, находящихся в контакте с рабочей средой, разрушается.

Этого можно избежать путем контроля перепада давления или оснащения насоса регулятором расхода.

Если, например, насос установлен за гидравлическим разъединителем в качестве питателя для подключенных потребителей, следует убедиться, что при частичной нагрузке остаточный перепад давления этого насоса не окажется слишком большим. В этом случае насосы потребителей будут форсироваться, что станет причиной слишком большого объемного расхода. Исходя из возможности возникновения такой ситуации, следует установить перед вторичным насосом регулятор перепада давления.

### РАБОЧАЯ СРЕДА

Если при проектировании системы в качестве теплоносителя была выбрана вода, а в дальнейшем – неважно, по какой причине – в систему был залит соляной раствор, рабочие параметры насоса требуют корректировки. Все производители указывают в своих каталогах производительность насосов именно для воды. За основу принимается плотность и вязкость 1. Любое отклонение от этого означает изменение производительности.

Наличие абразивных веществ в рабочей среде ведет к преждевременному выходу насосов из строя, поэтому следует использовать либо воду, подготовленную в соответствии VDI 2035, либо среду, разрешенную стандартом VDTÜV. Подробную информацию можно найти в каталогах и коммерческих предложениях по соответствующим типам насосов.

Если, например, в системе было создано давление воды, а затем система была опорожнена и через шесть недель заправлена обычным соляным раствором, содержащиеся в соляном растворе ингибиторы растворят ржавчину в трубопроводах и вызовут преждевременный износ вращающихся деталей насоса. В открытых системах следует постоянно подвергать рабочую среду контролируемой обработке, а также уделять особое внимание выбору материалов.

При использовании водных смесей заправка системы должна осуществляться из бакасмесителя с соблюдением правильного соотношения компонентов смеси. Последующее добавление веществ может стать причиной нарушения концентрации на любом участке и, как следствие, неравномерной передачи энергии. Кроме этого, как правило, существует повышенная опасность коррозии.



### СИЛЫ

Насосы встраиваются в системы трубопроводов, которые в результате термического расширения или вибрации вызывают силы, воздействующие через поток жидкости непосредственно на соединительные патрубки. В целях безопасности при встраивании насосов в систему трубопроводов следует избегать передачи механических напряжений и нагрузок на соединительные патрубки. Точки крепления трубопроводов определяются в соответствии с действующими техническими нормами.

Проходя через колена, фасонные элементы и арматуру, поток жидкости изменяет направление и порождает динамические силы. В связи с этим насосы должны устанавливаться – особенно при большой скорости потока – на успокоительных участках, в диффузорах или выпрямителях на стороне всасывания и стороне нагнетания.

### ТЕМПЕРАТУРА

В случае отказа регулирующих приборов параметры рабочей среды могут отклоняться от расчетных значений. В результате при слишком высокой температуре рабочей среды может иметь место кавитация или увеличение объемного расхода. При слишком низкой температуре рабочей среды происходит уменьшение объемного расхода. В обоих случаях возможна перегрузка привода и отключение насоса в целях безопасности системой защиты мотора. Для сокращения расходов современные системы часто эксплуатируются без постоянного обслуживающего персонала. Поэтому рекомендуется постоянно контролировать температуру с помощью специальной системы сигнализации.

Температура окружающей среды воздействует непосредственно на привод и корпус насосов. Как правило, увеличение или уменьшение температуры не оказывает отрицательного воздействия на корпуса, если только оно не носит внезапный характер. Электропривод не может функционировать при температуре ниже 0°C или выше 40°C без предварительной адаптации. По этой причине помещения, в которых находятся машины, должны быть оснащены надежной системой вентиляции или охлаждения. Также следует избегать прямого воздействия на электромоторы теплового излучения.

### СХЕМЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ

Моторы с пусковой схемой "звезда/треугольник" не должны постоянно работать в конфигурации "звезда". Приводы, рассчитанные на 230 В, не могут эксплуатироваться при напряжении 400 В. Слишком низкое напряжение также может вызвать повреждение мотора. Особенности привода должны учитываться при подключении оборудования к сети (см. каталоги).

Насосы при перекачивании рабочей среды придают ей кинетическую энергию. Эта кинетическая энергия преобразуется в тепло по закону сохранения энергии (энергия не исчезает). Пока поддерживается поток рабочей среды, тепло передается от насоса. При закрытии проходных или подмешивающих клапанов потребителей передача тепла прекращается. Теплоизоляция и изоляция, используемая согласно предписаниям об экономии энергии, создает эффект термоса и насосная камера нагревается.

Как показывает практика, в зоне охлаждения система поддержания давления не рассчитана на температуру выше 110 °С. Однако при отсутствии движения рабочей среды температура насоса может быть даже больше. Решением проблемы могут стать перепускные клапаны, позволяющие охлаждать рабочую среду. Однако более целесообразно выключать насосы, исходя из результатов контроля закрытого положения всех регулирующих клапанов. Выключение возможно благодаря сигнальному датчику контроля потока. При этом насос можно периодически запускать в режиме принудительного запуска с целью отслеживания открытого положения регулирующих клапанов. Параллельная работа насосов в рамках гидравлической системы возможна только при их одинаковой мощности. Исключением является вариант, при котором система контроля перепада давления проверяет рабочую точку и дает сигнал к включению менее мощного насоса только при достижении требуемого давления. Последовательная работа насосов в рамках гидравлической системы возможна только при их одинаковой мощности. Исключением является вариант, при котором система контроля объема проверяет рабочую точку и дает сигнал к включению менее мощного насоса только при достижении требуемого объема. В закрытой системе насос может преобразовывать весь напор в мощность всасывания. Поэтому система поддержания давления всегда должна быть расположена на стороне всасывания насоса или в контуре насоса не должно быть регулирующих устройств, которые ограничивали бы поток и, тем самым, снижали давление нагнетания. Если это не представляется возможным в связи с условиями монтажа, следует увеличить расчетное давление в системе поддержания давления на значение максимального напора при нулевом расходе через насос.

### ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ

Снабжение электроэнергией от общей электросети имеет определенные ограничения, которые следует учитывать при расчете параметров приводов и регулирующих приборов. При использовании слишком длинных или слишком тонких кабелей происходит падение напряжения, которое может вызвать уменьшение мощности и перегрев. Из-за возможности индукционных наводок кабели системы управления должны быть проложены отдельно от силовых кабелей. Системы должны быть защищены от перенапряжения (например, в случае удара молнии) и иметь функцию отключения при пониженном напряжении. Самое оптимальное – использовать разрядники для защиты от перенапряжения и реле контроля сетевого напряжения с разделением всех полюсов цепи электроснабжения.

Если планируется использование систем с автономным источником питания, резервной электросети или преобразователя частоты, необходимо учитывать следующее:

- Все насосы Wilo рассчитаны на европейское напряжение 230/400 В ( $\pm 10\%$ ) согласно DIN IEC 60038. С 1.1.1995 все насосы Wilo имеют знак CE согласно Директивам о механическом оборудовании Европейского Союза. При замене насосов в системах с температурой рабочей среды выше 90 °С следует использовать соответствующие термостойкие соединительные кабели. При эксплуатации насосов Wilo с блоком управления или модулем следует соблюдать правила эксплуатации согласно VDE 0160. При эксплуатации насосов с мокрым и сухим ротором в сочетании с оборудованием других производителей (не Wilo), включающим преобразователи частоты, следует использовать выходные фильтры для уменьшения уровня шума в моторе и предотвращения скачков напряжения, а также соблюдать следующие предельные значения:
- насосы с мокрым ротором с  $P_2$  и насосы с сухим ротором с  $P_2 \leq 1,1$  кВт – скорость увеличения напряжения  $du/dt < 500$  В/Мс, скачки напряжения  $\dot{u} < 650$  В;
- у насосов с мокрым ротором рекомендуется вместо фильтра  $du/dt$  (фильтр RC) использовать синус-фильтр (фильтр LC);
- насосы с сухим ротором с  $P_2 > 1,1$  кВт – скорость увеличения напряжения  $du/dt < 500$  В/Мс, скачки напряжения  $\dot{u} < 850$  В.

Использование кабелей большой длины ( $l > 10$  м) для соединения преобразователя частоты и мотора может вызвать увеличение показателей  $du/dt$  (резонанс). То же самое может произойти при работе более 4-х агрегатов от одного источника питания. Расчет параметров выходных фильтров осуществляется производителем преобразователя частоты или поставщиком фильтра. Если преобразователь частоты вызывает потерю мощности мотора, насос следует использовать не более, чем на 95 % от номинальной частоты вращения. Если насосы с мокрым ротором подключены к одному преобразователю частоты, следует избегать превышения следующих предельных значений на соединительных клеммах насоса:  $U_{\min} = 150$  В,  $f_{\min} = 30$  Гц. Огромное значение для срока службы и эксплуатационной надежности циркуляционного насоса также имеет выбор правильной защиты мотора. У насосов с переключаемой частотой вращения выключатель защиты мотора больше не используется, так как такие моторы имеют различную номинальную силу тока для различных скоростей, для каждой из которых требуется отдельная защита.

Все циркуляционные насосы с мокрым ротором:

- устойчивы к токам блокировки, или
- имеют внутреннюю защиту от недопустимо высокой температуры обмотки, или

→ имеют полную защиту мотора в виде защитных контактов обмотки (WSK) и отдельного прибора защитного отключения, или

→ имеют полную защиту мотора и встроенный механизм отключения (серию см. в каталогах), или

→ никакая дополнительная защита мотора по месту эксплуатации не требуется, за исключением ситуаций, когда местным предприятием по энергоснабжению требуется использование защиты для моторов устойчивых к токам блокировки, и моторов с внутренней защитой от недопустимо высокой температуры обмотки.

Стандартные насосы с сухим ротором должны быть защищены по месту эксплуатации выключателями защиты мотора, установленными на номинальную силу тока. Однако полная защита мотора достигается только в случае, если дополнительно осуществляется контроль защитного контакта обмотки или датчика-терморезистора.

Если насос с сухим ротором оснащен системой регулирования, установленной на корпусе мотора, то он оснащен полной защитой мотора производителем. Для систем регулирования с преобразователем частоты и подключением к трехфазному току в качестве средства защиты используется защитное заземление. Использование приборов защиты от тока утечки согласно DIN VDE 0664 не допускается. Исключение: выборочные защитные выключатели FI, чувствительные к любому току (рекомендуемый номинальный ток утечки  $\Delta = 300$  мА).

Входные предохранители должны быть рассчитаны на максимальную силу тока в соответствии со схемой электромонтажа и количеством встроенных приборов в месте эксплуатации согласно DIN/VDE. Максимально допустимое сечение кабелей/жил указано в соответствующем каталоге. При выборе кабелей следует учитывать условия окружающей среды во время эксплуатации. В некоторых случаях может возникнуть необходимость в создании специальных условий, таких как водонепроницаемость под напором, экранирование и т.д.

### ВИБРАЦИЯ

Любая система, работающая по принципу циркуляции, и любая текущая жидкость генерируют вибрацию. Все насосы Wilo имеют низкий уровень вибрации. Однако в связи с особенностями системы может возникать резонанс, в результате чего вибрация будет усиливаться. Поэтому необходимо соблюдать следующее:

При монтаже трубопроводов и насоса следует избегать создания механического напряжения. Трубопроводы должны быть закреплены таким образом, чтобы вес трубопровода не воздействовал на насос. Насосы в

Inline-исполнении предназначены для горизонтального и вертикального монтажа непосредственно в трубопроводе. Если мощность мотора превышает 18,5 кВт, монтаж, при котором вал насоса находится в горизонтальном положении, не допускается. При вертикальном монтаже насоса трубопровод не должен испытывать механического напряжения, а сам насос должен быть установлен на опорах. Чтобы избежать усиления вибрации, рекомендуется устанавливать насос на фундаменте. Блочные и стандартные насосы должны устанавливаться на прочных фундаментах или колоннах.

Правильный выбор фундамента для насоса также имеет решающее значение для бесшумной работы. Для увеличения массы, способной к поглощению вибрации, и компенсации неуравновешенных сил инерции рекомендуется использовать непосредственное, жесткое соединение насосного агрегата и фундаментного блока. Однако в то же время, чтобы система была хорошо изолирована от вибрации, требуется отделение самого фундаментного блока от корпуса здания с помощью эластичной разделительной вкладки.

Выбор типа и материала разделительной вкладки зависит от целого ряда факторов (и сфер ответственности), в том числе от частоты вращения, массы и расположения центра тяжести агрегата, конструкции здания (архитектор), а также распространения других воздействий, вызванного трубопроводами и т.д. (проектировщик/монтажная фирма).

В случае необходимости рекомендуется привлечь к расчету параметров и проектированию с учетом всех важных с точки зрения строительства и акустики критериев квалифицированного специалиста по акустике зданий. Внешние размеры фундаментного блока (длина и ширина) должны быть прим. на 15–20 см больше, чем габариты насосного агрегата. При изготовлении фундаментного блока следует избегать образования "звуковых мостиков" в штукатурке, плитке или вспомогательных конструкциях, так как это может сильно ухудшить свойства изоляции или сделать ее совершенно неэффективной.

Проектировщик/монтажная фирма должна следить за тем, чтобы соединения трубопроводов с насосом не испытывали механического напряжения и не способствовали передаче инерционных сил или вибраций на корпус насоса.

Точки крепления трубопроводов на сторонах всасывания и нагнетания насоса должны находиться за пределами фундаментного блока.

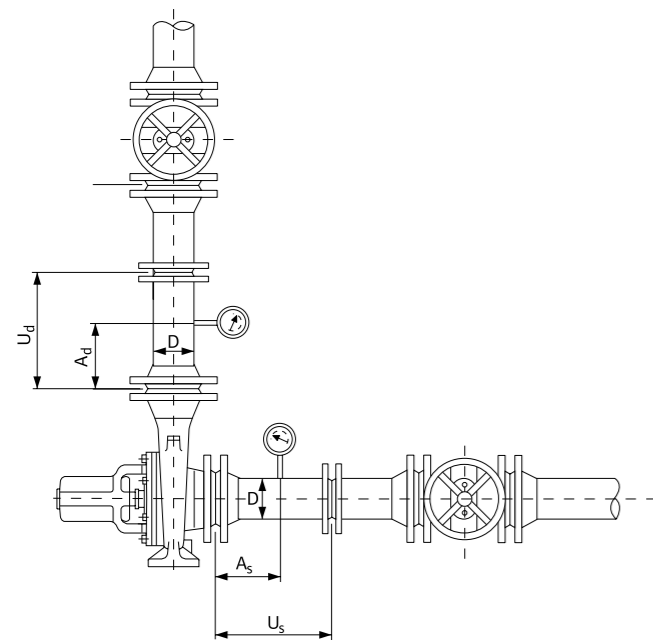
**МЕСТО РАЗМЕЩЕНИЯ**

Стандартные насосы должны размещаться в защищенном от атмосферных воздействий, мороза и пыли, взрывобезопасном, сухом, хорошо проветриваемом месте. При монтаже вне помещения необходимо использовать специальные моторы и специальные средства защиты от коррозии.

Монтаж, при котором мотор и клеммная коробка обращены вниз, не допускается. Следует предусмотреть свободное пространство (не менее 1,2 м без учета места для материалов с обеих сторон) для демонтажа мотора, фонаря и рабочего колеса. Если номинальная мощность мотора составляет более 4 кВт, при выполнении работ по монтажу и техническому обслуживанию рекомендуется использовать подходящую опору для монтажа и обслуживания. При монтаже насосов на расстоянии более 1,8 м от пола следует предусмотреть в месте монтажа рабочие платформы, которые могут быть стационарными или передвижными.

Для скважинных и погружных насосов должно быть обеспечено постоянное минимальное и максимальное покрытие водой в соответствии с их спецификацией. Следует предусмотреть достаточное пространство для опускания и извлечения насосов и системы труб. При монтаже в шахте следует в соответствии с действующими правилами техники безопасности оборудовать промежуточные платформы для выполнения работ по монтажу и техническому обслуживанию.

При монтаже в трубопроводе в целях проверки мощности насоса следует предусмотреть участки входа и выхода перед и за насосом.

**Минимальное расстояние до точек измерения для проверки давления насоса**

Минимальные размеры точки измерения  $A_d$  и  $A_s$  равны двойному диаметру трубы для  $U_s$  5+Nq/53 и для  $U_d$  2,5. Рекомендуется использовать манометры с контрольным краном.

Все указанные для насосов расчетные значения мощности и рабочие параметры электрических приводов действительны при расчетной частоте 50 Гц и расчетном напряжении 230/400 В до 3 кВт и 400/690 В с 4 кВт, максимальной температуре охлаждающей жидкости – КТ (температура воздуха) 40 °С и высоте монтажа до 1000 мм над уровнем моря. В случаях, которые выходят за рамки этих значений, следует уменьшить расчетную мощность или выбрать более мощный тип мотора или более высокий класс теплоизоляции.

**СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ/РЕГУЛИРОВАНИЯ**

Насосы, предназначенные для создания давления на входе, следует включать/выключать только, если уменьшение объема под воздействием вторичного контура насоса находится на уровне требуемого минимального/максимального объемного расхода. При параллельной работе нескольких таких насосов должна быть предусмотрена функция автоматического включения/выключения отдельных насосов в пределах допустимых рабочих диапазонов.

Установленные во вторичных контурах циркуляционные насосы следует включать только, если первичный контур обеспечивает необходимый минимальный объемный расход. Выключать же их следует, если нагнетаемое насосом давление вызывает слишком сильное увеличение объемного расхода.

Если в месте эксплуатации предусмотрена возможность плавного регулирования частоты вращения, следует ограничить минимальную и максимальную частоту вращения с целью предотвращения перегрузки и обеспечения самоохладения мотора. Дроссельное и байпасное регулирование в контуре насоса должно осуществляться таким образом, чтобы всегда был гарантирован максимально и минимально допустимый объемный расход. Целесообразно контролировать температуру рабочей среды и в случае достижения предельного значения отключать насос.

Параллельная работа насосов и одновременное плавное регулирование одного, нескольких или всех насосов возможно только при автоматическом включении, подключении и выключении в зависимости от нагрузки в пределах допустимых значений объема и напора отдельных агрегатов.

Чтобы избежать сбоев и повреждений, следует также контролировать давление на входе или систему поддержания давления. В связи с постоянным изменением давления в регулируемых контурах насосов в любой момент возможен новый приток.



# ПРИМЕРЫ ВЫБОРА НАСОСА ДЛЯ КОНТУРА КОНДЕНСАТОРА

## Колодезная система

Для отвода тепла из конденсатора была выбрана колодезная система. Соляной раствор для поглощающего колодца находится на глубине прим. 10 м ниже уровня пола помещения, в котором находится холодильная машина. Из-за геодезической разности высот используется погружной насос. Длина трубопровода между погружным насосом и соединительным патрубком холодильной машины составляет 30 м. Сторона выхода конденсатора находится на глубине 2 м ниже самой высокой точки трубопровода, идущего к сточному колодцу, и оснащена трубой общей длиной 45 м. Тепловая мощность составляет 200 кВт. Тепло отводится в колодезную систему с разностью температур 6 К. Объем циркуляции определяется следующим образом:

### Формула для расчета объемного расхода $V_{pu}$

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.16 \cdot \Delta t} \text{ м}^3/\text{ч}$$

### Пример расчета

$$V_{pu} = \frac{200}{1.16 \cdot 6} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = 28.74 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Заданный напор насоса определяется параметрами трубопровода. Общая разность высот составляет 12 м. Трубопровод выполнен из труб ПВХ с условным проходом 100. Значение R составляет 100 Па/м при скорости течения прим. 1 м/с. С учетом имеющейся арматуры и колен, а также сопротивления в конденсаторе в сумме 8 колен, всасывающий клапан и 2 запорных клапана дают значение  $\zeta$  114,13.

### Формула для расчета давления/напора H

$$H_{ges} = H_{Geo} + H_A \quad H_A = H_{VL} + H_{VA}$$

### Пример расчета

$$H_{ges} = H_{Geo} + H_A \quad H_A = H_{VL} + H_{VA}$$

$$H_{ges} = H_{Geo} + H_{VL} + H_{VA}$$

$$H_{VL} = R \cdot l \quad H_{VA} = Z$$

$$H_{VL} = 100 \cdot 75 \quad Z = \sum \zeta \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ Па}$$

$$H_{VL} = 7\,500 \text{ Па} \quad Z = 114.13 \cdot \frac{999.6 \cdot 1^2}{2} \text{ Па}$$

$$Z = 57\,127 \text{ Па}$$

### Результат

$$H_{Ges} = H_{Geo} + H_{VL} + H_{VA}$$

$$H_{ges} = 120\,000 \text{ Па} + 7\,500 \text{ Па} + 57\,127 \text{ Па}$$

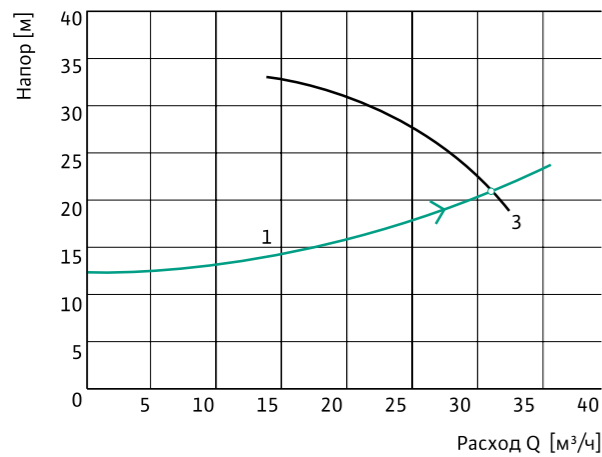
$$H_{ges} = 184\,627 \text{ Па}$$

### СОКРАЩЕНИЕ

1,16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta t$	расчетная разность температур [К]
10–20 К	для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]
$H_A$	потери давления в системе в Па
$H_{Geo}$	геодезическая разность напора в Па (1 м водяного столба 10 000 Па)
$H_{Ges}$	общие потери давления в Па
$H_{VL}$	потери давления в трубопроводе в Па
$H_{VA}$	потери давления в арматуре в Па
R	потери давления в трубопроводе в Па/м
L	длина трубопровода
$\zeta$	сопротивление в Па
$\rho$	плотность рабочей среды в кг/м <sup>3</sup>
w <sup>2</sup>	скорость течения в м/с <sup>2</sup>
Z	потеря давления в фасонных элементах в Па
$\Sigma$	сумма потерь

Рекомендуется использовать погружной насос с производительностью  $Q = 28,74 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 18,5 \text{ м}$ .

В данном примере выбран насос Wilo-Sub TWU 6-2403 с охлаждающей рубашкой.



#### Заданные рабочие параметры

Подача	28,74 м³/ч
Напор	18,5 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	10 °С
Плотность	0,9996 кг/дм³
Кинематическая вязкость	1,31 мм²/с
Давление пара	0,1 бара

#### Гидравлические параметры (рабочая точка)

Подача	31,3 м³/ч
Напор	20,3 м



## Открытая система башенного охладителя

Контур конденсатора охлаждается с помощью открытого башенного охладителя. При одинаковой мощности 200 кВт и разности температур 5 К получается следующий объемный расход:

#### Формула для расчета объемного расхода $V_{PU}$

$$V_{PU} = \frac{Q_N}{1.16 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{PU} = \frac{200}{1.16 \cdot 5} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{PU} = 34.48 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Потери давления рассчитываются с учетом длины трубопровода 88 м, 14 колен, 4 запорных клапанов и геодезической разности высот 2,2 м между минимальным уровнем воды и форсунками. Трубопровод выполнен из труб ПВХ с условным проходом 80. Из этого вытекает коэффициент сопротивления  $\zeta = 59,7$ . Результат:

#### Формула для расчета давления/напора $H$

$$H_{ges} = H_{Geo} + H_A \quad H_A = H_{VL} + H_{VA}$$

#### Пример расчета

$$H_{ges} = H_{Geo} + H_{VL} + H_{VA}$$

$$H_{VL} = R \cdot l \quad H_{VA} = Z$$

$$H_{VL} = 400 \cdot 88 \quad Z = \sum \zeta \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ Па}$$

$$H_{VL} = 25\,200 \text{ Па} \quad Z = 59.7 \cdot \frac{999.6 \cdot 1.9^2}{2} \text{ Па}$$

$$Z = 107\,230 \text{ Па}$$

#### Результат

$$H_{ges} = H_{Geo} + H_{VL} + H_{VA}$$

$$H_{ges} = 22\,000 \text{ Па} + 35\,200 \text{ Па} + 107\,230 \text{ Па}$$

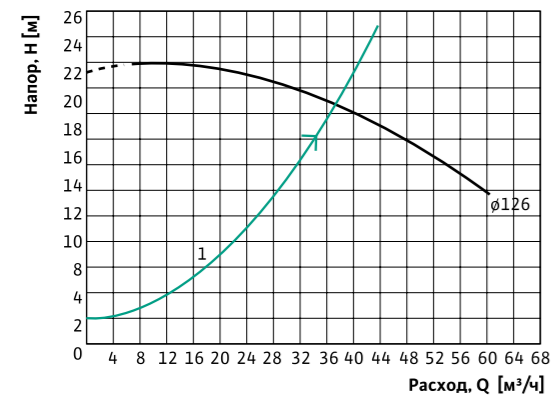
$$H_{ges} = 164\,430 \text{ Па}$$

Рекомендуется использовать блочный насос с производительностью  $Q = 34,48 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 16,5 \text{ м}$ .

#### СОКРАЩЕНИЕ

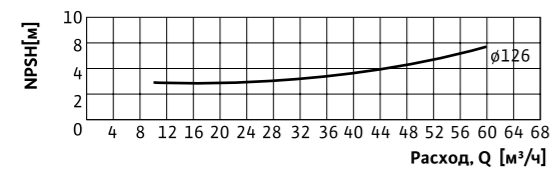
1,16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta v$	расчетная разность температур [К]
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]
$H_A$	потери давления в системе в Па
$H_{Geo}$	геодезическая разность напора в Па (1 м водяного столба 10 000 Па)
$H_{ges}$	общие потери давления в Па
$H_{VL}$	потери давления в трубопроводе в Па
$H_{VA}$	потери давления в арматуре в Па
$R$	потери давления в трубопроводе в Па/м
$l$	длина трубопровода
$\zeta$	сопротивление в Па
$\rho$	плотность рабочей среды в кг/м³
$w^2$	скорость течения в м/с²
$Z$	потеря давления в фасонных элементах в Па
$\Sigma$	сумма потерь

В данном примере выбран насос Wilo-Сропо-Влос-ВЛ 40/130-3/2 с рабочим колесом из бронзы. Кавитацию можно не учитывать, так как уровень воды в башенном охладителе находится на высоте прим. 12 м над впускным отверстием насоса. Однако из-за проблем с коррозией и легионеллой рабочая среда должна постоянно высаливаться и специальным образом обрабатываться.



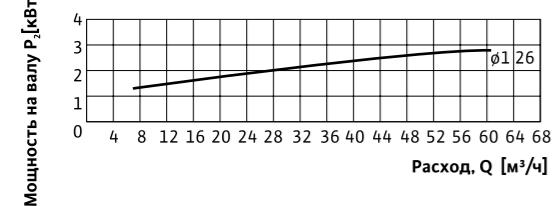
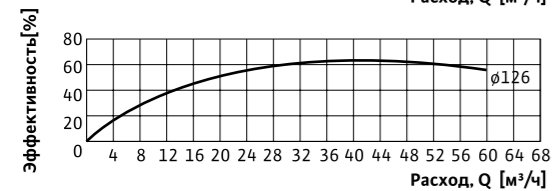
#### ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	34,48 м³/ч
Напор	16,5 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	32 °С
Плотность	0,9951 кг/дм³
Кинематическая вязкость	0,7605 мм²/с
Давление пара	0,1 бар



#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	37,3 м³/ч
Напор	19 м
Мощность на валу P2	2,51 кВт
Частота вращения	2000 об/мин
Допустимый кавитационный запас (NPSH)	3,43 м
Диаметр рабочего колеса	125 мм



## Закрытая система башенного охладителя

В связи с особой зимостойкостью обратное охлаждение мощности 200 кВт осуществляется через закрытый башенный охладитель. В качестве средства защиты от замерзания используется Antifrogen L в соотношении 40 % на 60 % воды.

#### Формула для расчета объемного расхода V<sub>pu</sub>

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.04 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

#### Пример расчета

$$V_{pu} = \frac{200}{1.04 \cdot 5} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = \mathbf{38.46 \text{ м}^3/\text{ч}}$$

Потери давления рассчитываются с учетом длины трубопровода 88 м, 14 колен и 4 запорных клапанов. Трубопровод выполнен из труб ПВХ с условным проходом 80. Из этого вытекает коэффициент сопротивления  $\zeta = 59.7$ . Результат:

#### Формула для расчета давления/напора H

$$H_{ges} = (H_{geo} + H_A) \cdot f_p \quad H_A = H_{VL} + H_{VA}$$

#### Пример расчета

$$H_{ges} = H_{geo} + H_{VL} + H_{VA}$$

$$H_{VL} = R \cdot l \quad H_{VA} = Z$$

$$H_{VL} = 400 \cdot 88 \quad Z = \sum \zeta \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ Па}$$

$$H_{VL} = 35\,200 \text{ Па} \quad Z = 59.7 \cdot \frac{1\,034 \cdot 1.9^2}{2} \text{ Па}$$

$$Z = 111\,422 \text{ Па}$$

#### Результат

$$H_{ges} = (H_{geo} + H_{VL} + H_{VA}) \cdot f_p$$

$$H_{ges} = (0 + 35\,200 \text{ Па} + 111\,422 \text{ Па}) \cdot 1.36$$

$$H_{ges} = \mathbf{199\,406 \text{ Па}}$$

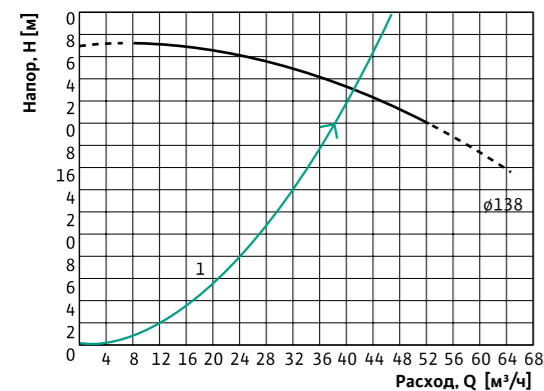
Используется блочный насос с производительностью  $Q = 38,46 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 19,9 \text{ м}$ .

#### СОКРАЩЕНИЕ

1,16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta v$	расчетная разность температур [К]
10-20 К	для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]
$H_A$	потери давления в системе в Па
$H_{geo}$	геодезическая разность напора в Па (1 м водяного столба 10 000 Па)
$H_{ges}$	общие потери давления в Па
$H_{VL}$	потери давления в трубопроводе в Па
$H_{VA}$	потери давления в арматуре в Па
R	потери давления в трубопроводе в Па/м
L	длина трубопровода
$\zeta$	сопротивление в Па
$\rho$	плотность рабочей среды в кг/м³
$w^2$	скорость течения в м/с²
Z	потеря давления в фасонных элементах в Па
$\Sigma$	сумма потерь

В данном примере выбран насос Wilo-Сропо-Влос-ВЛ 40/140-4/2.

Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. Мембранный расширительный бак должен быть рассчитан на объемное расширение от 2 до 5 %.

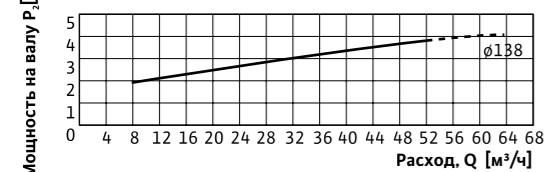
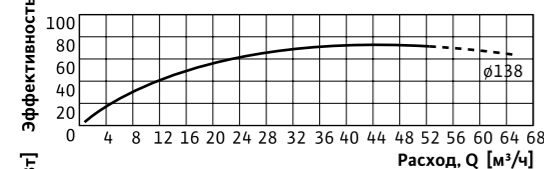
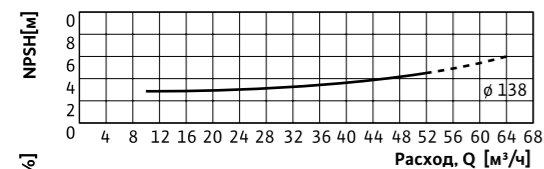


#### ЗАДАНИЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	38,46 м³/ч
Напор	19,9 м
Рабочая среда	Antifrogen L (40 %)
Температура рабочей среды	27 °С
Плотность	1,039 кг/дм³
Кинематическая вязкость	5,963 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	41,3 м³/ч
Напор	23,1 м
Мощность на валу P2	2,57 кВт
Частота вращения	2000 об/мин
Допустимый кавитационный запас (NPSH)	3,67 м
Диаметр рабочего колеса	138 мм



## Рекуперация тепла через систему отопления здания и систему подогрева воды

В связи с особой зимостойкостью обратное охлаждение мощности 200 кВт осуществляется через закрытый башенный охладитель. В качестве средства защиты от замерзания используется Antifrogen L в соотношении 40 % на 60 % воды.

#### Формула для расчета объемного расхода V<sub>PU</sub>

$$V_{PU} = \frac{Q_N}{1.16 \cdot \Delta \vartheta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

#### Пример расчета

$$V_{PU} = \frac{200}{1.16 \cdot 20} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{PU} = 8.62 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Потери давления рассчитываются с учетом длины трубопровода 88 м, 14 колен и 4 запорных клапанов. Трубопровод выполнен из труб ПВХ с условным проходом 80. Из этого вытекает коэффициент сопротивления  $\zeta = 59,7$ . Результат:

#### Формула для расчета давления/напора H

$$H_{Ges} = H_{geo} + H_A \quad H_A = H_{VL} + H_{VA}$$

#### Пример расчета

$$H_{ges} = H_{geo} + H_{VL} + H_{VA}$$

$$H_{VL} = R \cdot l \quad H_{VA} = Z$$

$$H_{VL} = 160 \cdot 36 \quad Z = \sum \zeta \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ Па}$$

$$H_{VL} = 5760 \text{ Па} \quad Z = 74,9 \cdot \frac{977,7 \cdot 0,98^2}{2} \text{ Па}$$

$$Z = 35165 \text{ Па}$$

#### Результат

$$H_{ges} = H_{geo} + H_{VL} + H_{VA}$$

$$H_{ges} = (0 + 35200 \text{ Па} + 111422 \text{ Па}) \cdot 1.36$$

$$H_{ges} = 40925 \text{ Па}$$

В целях минимизации расходов на техническое обслуживание используется насос с мокрым ротором с производительностью  $Q = 8,62 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 4,09 \text{ м}$ .

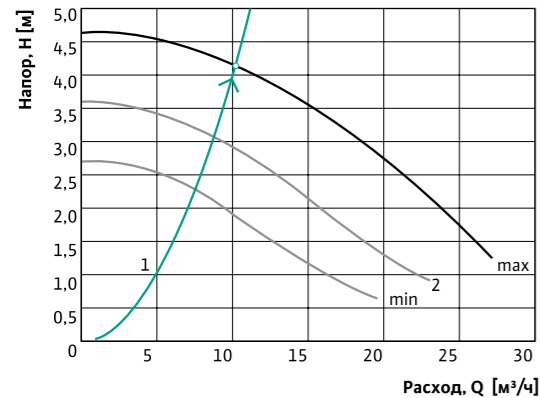
#### СОКРАЩЕНИЕ

1,16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta v$	расчетная разность температур [К]
10–20 К	для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]
$H_A$	потери давления в системе в Па
$H_{geo}$	геодезическая разность напора в Па (1 м водяного столба 10 000 Па)
$H_{Ges}$	общие потери давления в Па
$H_{VL}$	потери давления в трубопроводе в Па
$H_{VA}$	потери давления в арматуре в Па
R	потери давления в трубопроводе в Па/м
l	длина трубопровода
$\zeta$	сопротивление в Па
$\rho$	плотность рабочей среды в кг/м³
$w^2$	скорость течения в м/с²
Z	потеря давления в фасонных элементах в Па
$\Sigma$	сумма потерь



В данном примере выбран насос Wilo-TOP-S 50/4 3-PN 6/10.

Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур конденсатора должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 2 до 5 %.



#### ЗАДАНИЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	8,62 м³/ч
Напор	4,09 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	70 °С
Плотность	0,9777 кг/дм³
Кинематическая вязкость	0,4084 мм²/с
Давление пара	0,3121 бар

#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	8,88 м³/ч
Напор	4,3 м
Потребляемая мощность P1	0,295 кВт
Частота вращения	2600 об/мин

#### ВНИМАНИЕ!

При работающей холодильной машине насос должен постоянно перекачивать требуемое количество жидкости. Это можно обеспечить за счет гидравлического разделителя, теплообменника, перепускных клапанов или байпасов.

Параметры систем охлаждения оборотной воды (с собственным насосом) рассчитываются по приведенной выше схеме. При добавлении средств защиты от замерзания рекомендуется разделить системы с помощью теплообменника.



## Система с земляным коллектором

В целях защиты от замерзания система заполнена водно-гликолевой смесью (40 % Antifrogen N и 60 % воды). Объем циркуляции определяется следующим образом:

#### Формула для расчета объемного расхода $V_{PU}$

$$V_{PU} = \frac{Q_N}{0.97 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

#### Пример расчета

$$V_{PU} = \frac{200}{0.97 \cdot 6} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{PU} = \mathbf{34.29 \text{ м}^3/\text{ч}}$$

Заданный напор насоса определяется параметрами трубопровода. Трубопровод выполнен из труб ПВХ с условным проходом 125. Значение R составляет 50 Па/м при скорости течения прим. 0,8 м/с. С учетом имеющейся арматуры и колен, а также сопротивления в конденсаторе в сумме 8 колен и 2 запорных клапана дают значение  $\zeta$  109,63. К этому следует прибавить также 20 кПа на коллектор и учесть длину трубопровода 75 м.

#### Формула для расчета давления/напора H

$$H_{Ges} = (H_{Geo} + H_A) \cdot f_p \quad H_A = H_{VL} + H_{VA}$$

#### Пример расчета

$$H_{Ges} = (H_{Geo} + H_{VL} + H_{VA}) \cdot f_p$$

$$H_{VL} = R \cdot l \quad H_{VA} = Z + \text{collector resistance}$$

$$H_{VL} = 50 \cdot 75 \quad Z = \sum \zeta \frac{\rho \cdot w^2}{2} \text{ Pa}$$

$$H_{VL} = 3750 \text{ Pa} \quad Z = 109.63 \cdot \frac{1070 \cdot 0.8^2}{2} \text{ Pa}$$

$$Z = 37537 \text{ Pa}$$

#### Результат

$$H_{Ges} = (H_{Geo} + H_{VL} + H_{VA}) \cdot f_p$$

$$H_{Ges} = (0 + 3750 \text{ Pa} + 57537 \text{ Pa}) \cdot 1.47$$

$$H_{Ges} = \mathbf{90092 \text{ Pa}}$$

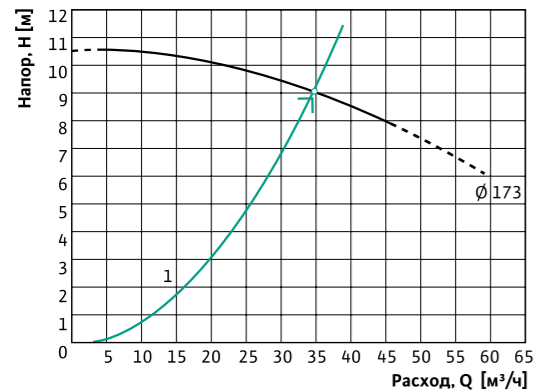
Рекомендуется использовать насос с производительностью  $Q = 34,29 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 9,0 \text{ м}$ .

#### СОКРАЩЕНИЕ

1,16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta v$	расчетная разность температур [К]
10–20 К	для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]
$H_A$	потери давления в системе в Па
$H_{Geo}$	геодезическая разность напора в Па (1 м водяного столба 10 000 Па)
$H_{Ges}$	общие потери давления в Па
$H_{VL}$	потери давления в трубопроводе в Па
$H_{VA}$	потери давления в арматуре в Па
R	потери давления в трубопроводе в Па/м
L	длина трубопровода
$\zeta$	сопротивление в Па
$\rho$	плотность рабочей среды в кг/м³
$w^2$	скорость течения в м/с²
Z	потеря давления в фасонных элементах в Па
$\Sigma$	сумма потерь

В данном примере выбран насос Wilo-Crono-Line-IL 65/170-1,5/4.

Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур конденсатора должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.



#### ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	34,29 м³/ч
Напор	9 м
Рабочая среда	Antifrogen N (40 %)
Температура рабочей среды	10 °С
Плотность	1,073 кг/дм³
Кинематическая вязкость	4,507 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	34,7 м³/ч
Напор	9,22 м
Мощность на валу P2	1,31 кВт
Частота вращения	1450 об/мин
Допустимый кавитационный запас (NPSH)	2,39 м
Диаметр рабочего колеса	173 мм



## Система с заземляющим стержнем

Расчетные потери напора в закрытом контуре системы на основе заземляющих стержней составляют 3,1 м. К этому следует прибавить также напор на конденсатор (2 м). Насос должен обеспечивать минимальный напор 5,1 м.

В целях защиты от замерзания система заполнена водно-гликолевой смесью (40% Tufosog L и 60 % воды). Объем циркуляции определяется следующим образом:

#### Формула для расчета объемного расхода $V_{PU}$

$$V_{PU} = \frac{Q_N}{1.01 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

#### Пример расчета

$$V_{PU} = \frac{200}{1.01 \cdot 4} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{PU} = 49.32 \text{ м}^3/\text{ч}$$

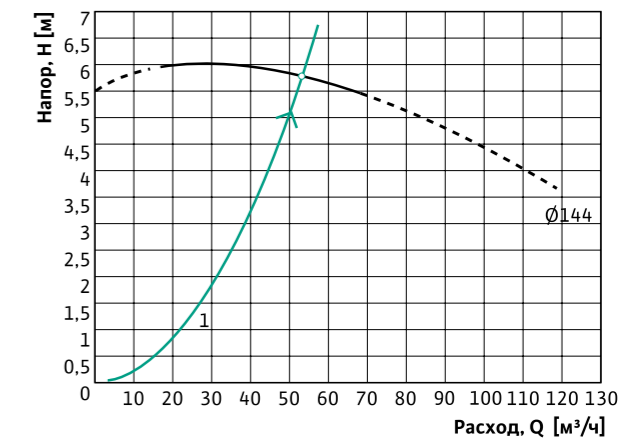
Рекомендуется использовать насос с производительностью  $Q = 49,32 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 5,1 \text{ м}$ .

#### СОКРАЩЕНИЕ

0,97	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta\theta$	расчетная разность температур [К]
2–6 К	для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]

В данном примере выбран насос Wilo-Crono-Bloc- BL 80/150-1,5/4.

Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур конденсатора должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.



#### ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	49,32 м³/ч
Напор	5,1 м
Рабочая среда	Туфосог L (40 %)
Температура рабочей среды	10 °С
Плотность	1,045 кг/дм³
Кинематическая вязкость	6,604 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

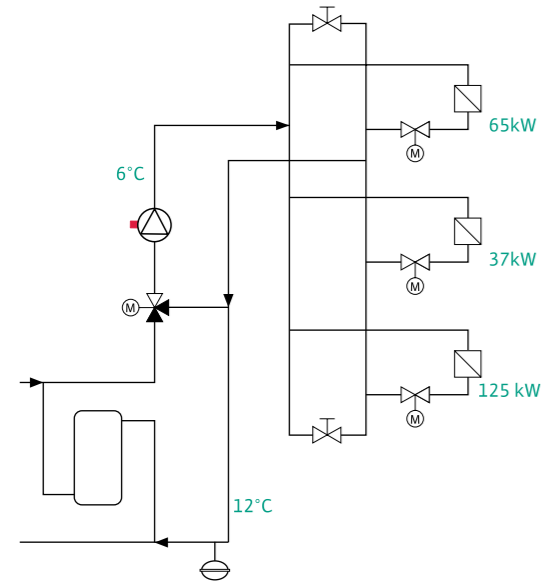
#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	52,6 м³/ч
Напор	5,78 м
Мощность на валу P2	1,41 кВт
Частота вращения	1450 об/мин
Допустимый кавитационный запас (NPSH)	2,54 м
Диаметр рабочего колеса	144 мм

# ПРИМЕРЫ ВЫБОРА НАСОСА ДЛЯ КОНТУРА ХОЛОДНОЙ ВОДЫ

Регулирование подачи с помощью проходных клапанов

Регулирование подачи с помощью проходных клапанов и изменения мощности насоса



Объем определяется следующим образом:

Формула для расчета объемного расхода  $V_{pu}$

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.16 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

**СОКРАЩЕНИЕ**

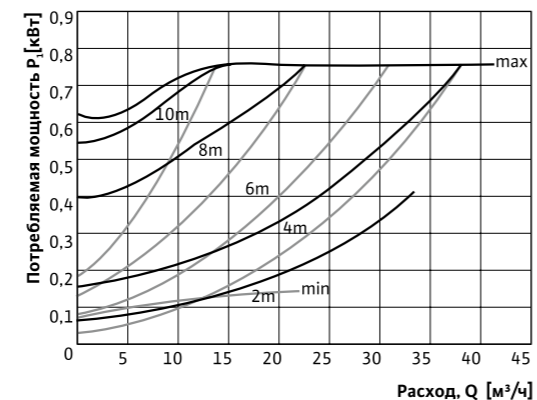
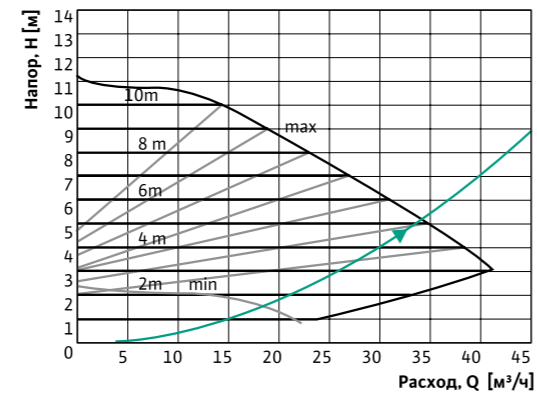
1.16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta\theta$	расчетная разность температур [К]
10–20	К для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]

Пример расчета

$$V_{pu} = \frac{227}{1.16 \cdot 6} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = 32.61 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Потери давления в системе (4,65 м) в качестве максимального напора насоса берутся из расчетов для сети трубопроводов. С учетом основных потерь давления 3 м в отдельном контуре потребителя рекомендуется использовать насос с функцией постоянного регулирования давления.



**ЗАДАНИЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ**

Подача	32,61 м³/ч
Напор	4,65 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	6 °С
Плотность	0,9999 кг/дм³
Кинематическая вязкость	1,474 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)**

Подача	32,6 м³/ч
Напор	4,65 м
Потребляемая мощность P1	0,699 кВт

В данном примере выбран насос Wilo-Stratos 65/1-12 PN 6/10. Этот насос практически не требует технического обслуживания и отличается низким энергопотреблением. В целях защиты от коррозии под воздействием конденсата насос оснащен системой Wilo-ClimaForm.

Для предотвращения "сухого" хода система постоянно контролирует, открыты ли регулирующие клапаны, и, если клапаны закрыты, отключает насос. Если это невозможно, к примеру, при слишком большом расстоянии до распределительного трубопровода,

следует обеспечить на концах распределительного трубопровода перепуск 10 % (см. короткий отрезок на блок-схеме).

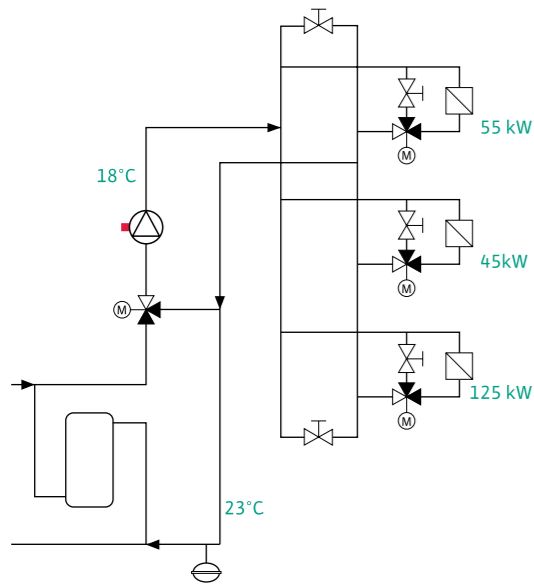
Внимание: Для этого насос должен иметь большую мощность!

Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.



## Регулирование подачи с помощью распределительного клапана

## Регулирование подачи с помощью распределительных клапанов и изменения мощности насоса



Для поддержания температуры на регулируемом участке потребителей используется схема регулирования подачи с помощью распределительных клапанов. При минимальной нагрузке насосу требуется подача 10 % в рабочей точке, которая обеспечивается за счет дроссельных клапанов или регулятора расхода, установленного в подмешивающем трубопроводе. Объем определяется следующим образом:

**Формула для расчета объемного расхода  $V_{pu}$**

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.16 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

**СОКРАЩЕНИЕ**

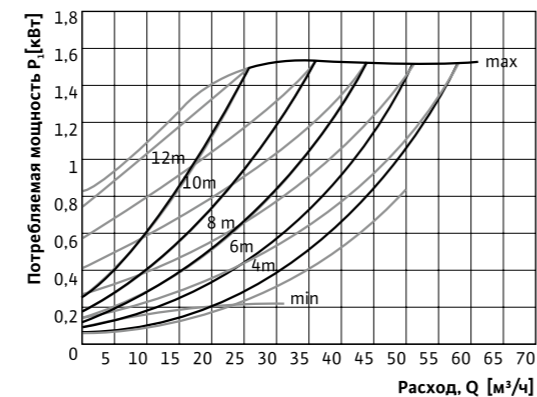
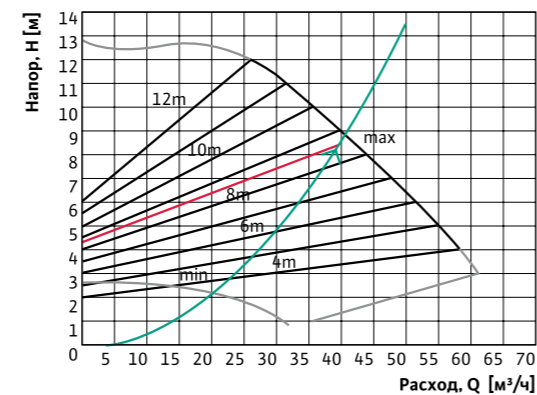
1,16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta\theta$	расчетная разность температур [К]
10–20	К для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]

**Пример расчета**

$$V_{pu} = \frac{227}{1.16 \cdot 5} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = 38.79 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Так как на пути к потребителям рабочей среде приходится преодолевать длинный участок трубопровода, можно использовать насос со способом регулирования  $\Delta p-v$ . От общего напора насоса 8,2 м в контуре потребителя используется всего 4 м.

**ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ**

Подача	38,79 м³/ч
Напор	8,2 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	18 °С
Плотность	0,9966 кг/дм³
Кинематическая вязкость	1,053 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)**

Подача	38,8 м³/ч
Напор	8,2 м
Потребляемая мощность P1	1,34 кВт

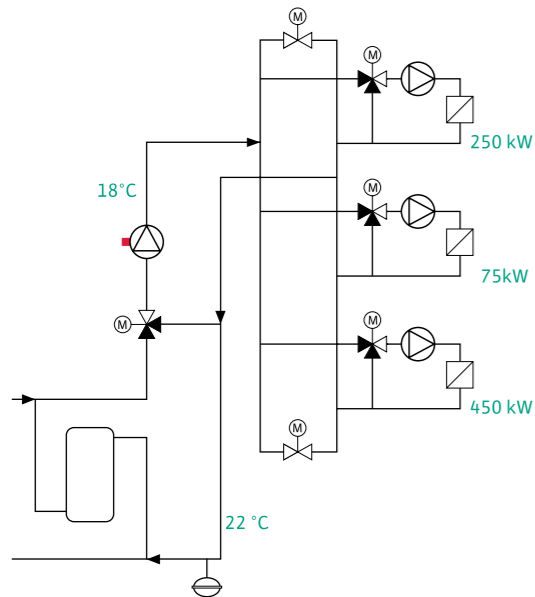


С учетом низких расходов на эксплуатацию и техническое обслуживание самым оптимальным вариантом будет Wilo-Stratos 80/1-12. Кривая заданных значений, устанавливаемая в режиме регулирования, проходит между 8,6 м (макс. частота вращения) и 4,3 м (мин. регулируемая частота вращения). Благодаря этому при правильно установленных параметрах перепуска в распределительный контур в целях поддержания температуры гарантированно попадет максимум 10 % от расчетного объема.

Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.

## Схема подмешивания для регулирования температуры

### Схема подмешивания с помощью трехходовых клапанов и изменения мощности насоса



Для поддержания температуры на регулируемом участке потребителей используется схема регулирования подачи с помощью распределительных клапанов. При минимальной нагрузке насосу требуется подача 10 % в рабочей точке, которая обеспечивается за счет дроссельных клапанов или регулятора расхода, установленного в подмешивающем трубопроводе.

Объем определяется следующим образом:

#### Формула для расчета объемного расхода $V_{pu}$

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.03 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

#### СОКРАЩЕНИЕ

1.03	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta\theta$	расчетная разность температур [К]
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]

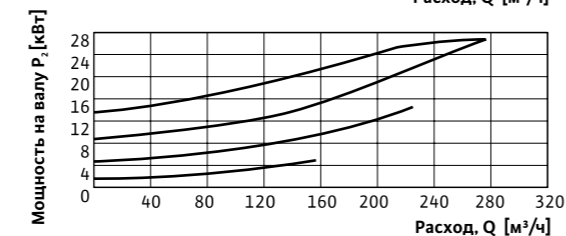
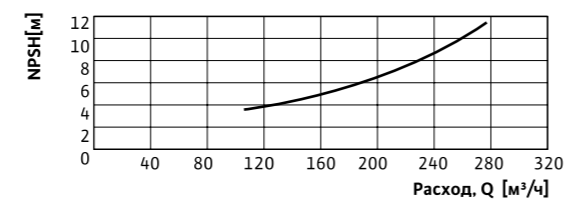
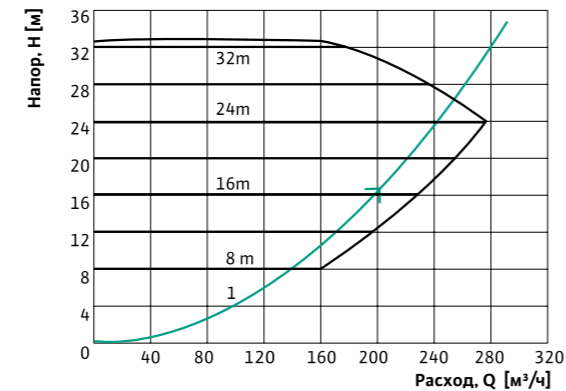
#### Пример расчета

$$V_{pu} = \frac{775}{1.03 \cdot 4} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = 188.11 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Напор насоса (16,5 м) берется из расчетов для сети трубопроводов. В целях защиты от замерзания система работает на смеси воды и Туфосог (40 % на 60%). Для обеспечения стабильного действия клапанов на

регуляторы потребителей требуется постоянный перепад давления в насосе. Вместо перепускного клапана или регулятора перепада давления без вспомогательной энергии при расчете благоприятных с точки зрения энергопотребления рабочих параметров во внимание принимается только регулируемый насос.



#### ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	188,1 м³/ч
Напор	16,5 м
Рабочая среда	Туфосог (40 %)
Температура рабочей среды	18 °С
Плотность	1,061 кг/дм³
Кинематическая вязкость	4,14 мм²/с
Давление пара	1 бар

#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	188 м³/ч
Напор	16,5 м
Потребляемая мощность P1	13,1 кВт
Допустимый кавитационный запас (NPSH)	6,58 м
Диаметр рабочего колеса	0 мм
Минимальный объемный расход	20 м³/ч при Dp=16,5 м



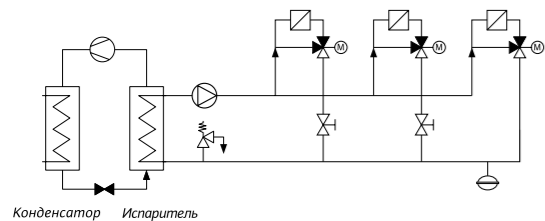
Для используемой модели Wilo-CronoLine-IL-E 100/8-33 BF R1 требуется минимальная циркуляция 20 м³/ч, которая обеспечивается за счет перепускных участков. Если более 90 % регуляторов потребителей открыты и установлены в положение подмешивания, электромотор открывает перепускные клапаны с целью защиты насоса. Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.

# ПРИМЕРЫ ВЫБОРА НАСОСА ДЛЯ КОНТУРА ИСПАРИТЕЛЯ

## Контур испарителя с постоянным объемным расходом

Расчетные потери напора в контуре испарителя составляют 13,1 м. К этому следует прибавить также напор на испаритель (5 м). Насос должен обеспечивать минимальный напор 18,1 м.

### Распределительная схема в контуре испарителя перед потребителями



Объем циркуляции определяется следующим образом:

### Формула для расчета объемного расхода $V_{pu}$

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.16 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

### СОКРАЩЕНИЕ

1,16 удельная теплоемкость [Вт\*ч/кг\*К]  
 $\Delta\theta$  расчетная разность температур [К]  
 10–20 К для стандартных систем  
 $Q_N$  тепловая нагрузка [кВт]

### Пример расчета

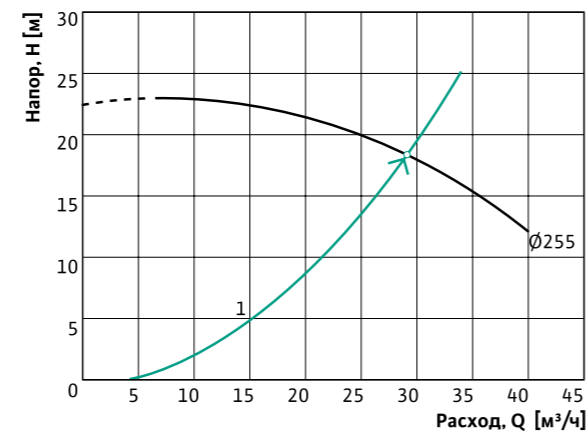
$$V_{pu} = \frac{200}{1.16 \cdot 6} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = 28.74 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Рекомендуется использовать насос с производительностью  $Q = 28,74 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 18,1 \text{ м}$ .

В данном примере выбран насос Wilo-Crono-Line- II 50/260-3/4.

Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7%.



### ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	28,74 м³/ч
Напор	18,1 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	16 °С
Плотность	0,9989 кг/дм³
Кинематическая вязкость	1,11 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	29 м³/ч
Напор	18,4 м
Мощность на валу P2	2,66 кВт
Частота вращения	1450 об/мин
Допустимый кавитационный запас (NPSH)	2,56 м
Диаметр рабочего колеса	255 мм

## Гидравлический разъединитель в контуре испарителя

Расчетные потери напора в контуре испарителя включая гидравлический разъединитель составляют 5,85 м. Насос должен обеспечивать минимальный напор 5,85 м. Объем циркуляции определяется следующим образом:

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.16 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = \frac{223}{1.16 \cdot 6} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = 48.1 \text{ м}^3/\text{ч}$$

дующим образом:

### Формула для расчета объемного расхода $V_{pu}$

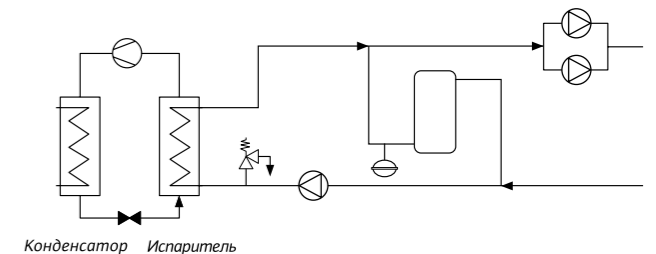
#### Пример расчета

Рекомендуется использовать насос с производительностью  $Q = 43,1 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 5,85 \text{ м}$ .

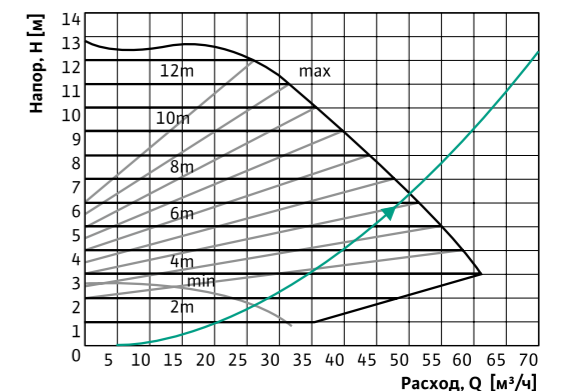
### СОКРАЩЕНИЕ

0,97 удельная теплоемкость [Вт\*ч/кг\*К]  
 $\Delta\theta$  расчетная разность температур [К]  
 2–6 К для стандартных систем  
 $Q_N$  тепловая нагрузка [кВт]

## Гидравлический разъединитель в контуре испарителя



В целях минимизации расходов на эксплуатацию и техническое обслуживание используется насос с мокрым ротором Wilo-Stratos 80/1-12. Преимущество состоит в том, что в этом случае контур насоса не должен быть оснащен регулирующим клапаном для точной установки рабочей точки. Рабочая точка устанавливается с помощью задатчика значений насоса. Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7%.



### ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	48,1 м³/ч
Напор	5,85 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	16 °С
Плотность	0,9989 кг/дм³
Кинематическая вязкость	1,11 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	48,1 м³/ч
Напор	5,85 м
Потребляемая мощность P1	1,37 кВт

## Схема подмешивания для регулирования температуры

Для обеспечения функционирования системы качестве рабочей среды используется смесь воды и Antifrogen L (40 % на 60 %). Объемный расход определяется следующим образом:

**Формула для расчета объемного расхода  $V_{pu}$**

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.02 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

**Пример расчета**

$$V_{pu} = \frac{100}{1.02 \cdot 3} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = 32.68 \text{ м}^3/\text{ч}$$

### СОКРАЩЕНИЕ

1,16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta\theta$	расчетная разность температур [К]
10–20	К для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]

Потери напора в системе (9 м) берутся из примера расчетов. Предварительные технические характеристики насоса можно рассчитать с помощью следующих шагов.

**Шаг 1:**

$$B = 2.80 \cdot \frac{(15.41)^{0.50}}{(32.68)^{0.25} \cdot (9)^{0.125}} = 3.49$$

**Шаг 2:**

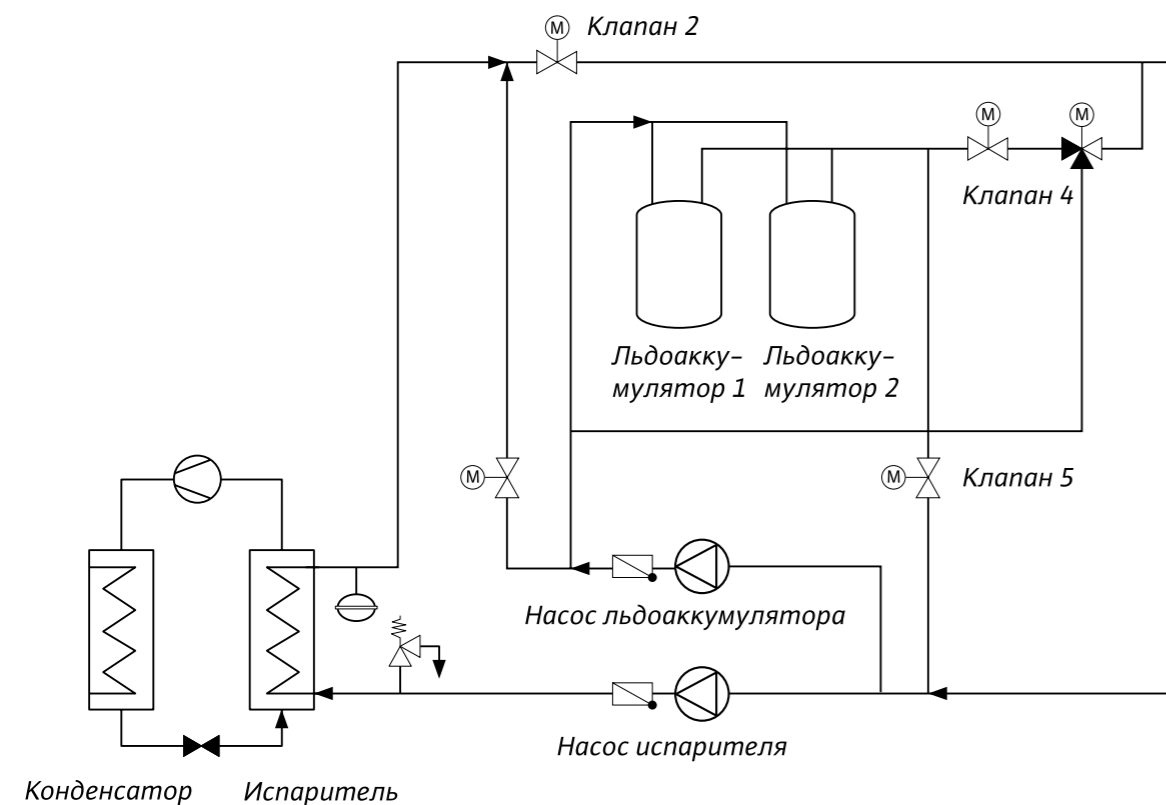
$$C_Q \approx C_H \approx (2.71)^{-0.165 \cdot (\log 3.49)^{2.15}} \approx 0.98$$

**Шаг 3:**

$$Q_w = \frac{32.68}{0.976} = 33.48 \text{ м}^3/\text{ч}$$

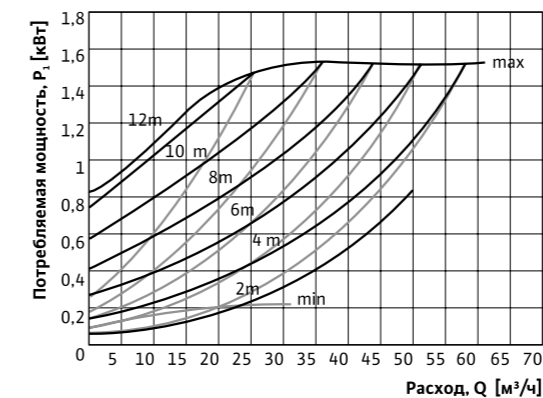
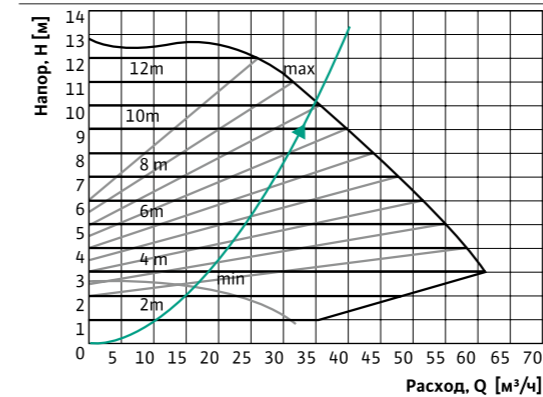
$$H_w = \frac{9}{0.98} = 9.22 \text{ м}^3/\text{ч}$$

**Режим аккумуляции льда с мощностью 100 кВт и температурой рабочей среды  $-4^\circ\text{C}$**



**Шаг 4:**

**Wilo-Stratos 80/1-12 в режиме аккумуляции льда с мощностью 100 кВт**



### ЗАДАНИЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	33,48 м <sup>3</sup> /ч
Напор	9,22 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	20 °С
Плотность	0,9982 кг/дм <sup>3</sup>
Кинематическая вязкость	1,001 мм <sup>2</sup> /с
Давление пара	0,1 бар

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	33,5 м <sup>3</sup> /ч
Напор	9,22 м
Потребляемая мощность P1	1,34 кВт
Давление пара	0,1 бар

### ДАНИЕ МОТОРА

Номинальная мощность P2	1,3 кВт
Потребляемая мощность P1	1,57 кВт
Номинальная частота вращения	3300 об/мин
Номинальное напряжение	11,34 кВт~230 В, 50 Гц
Макс. потребляемый ток	6,8 А
Степень защиты	IP 44

**Шаг 5:**

$$C_\eta = 3.49^{-(0.0547 \cdot 3.49^{0.69})} = 0.85$$

$$\eta = 0.85 \cdot 0.66 = 0.56$$

**Шаг 6:**

$$P_{vis} = \frac{33.48 \cdot 9.22 \cdot 1.053}{367 \cdot 0.56} = 1.58 \text{ kW}$$

Рабочие параметры используемой модели Wilo-Stratos 80/1-12 рассчитаны на основе ее предельной производственной мощности. Уменьшение рабочей температуры до  $-4^\circ\text{C}$  невозможно. Оптимальным является режим эксплуатации при  $-3^\circ\text{C}$  при прочих равных исходных данных.

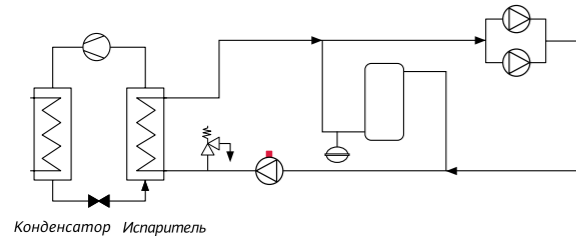
Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.

## Контур испарителя с переменным объемным расходом

### Гидравлический разъединитель в контуре испарителя с регулированием температуры циркуляционного насоса

Расчетные потери напора в контуре испарителя включая гидравлический разъединитель составляют 5,85 м. Насос должен обеспечивать минимальный напор 5,85 м. За счет ступенчатого регулирования мощности испарителя его пропускная способность может изменяться в диапазоне от 30 % до 100%.

### Гидравлический разъединитель в контуре испарителя с регулированием температуры циркуляционного насоса



Конденсатор Испаритель

Объем циркуляции определяется следующим образом:

#### Формула для расчета объемного расхода $V_{pu}$

$$V_{pu} = \frac{Q_N}{1.16 \cdot \Delta\theta} \text{ м}^3/\text{ч}$$

#### Пример расчета

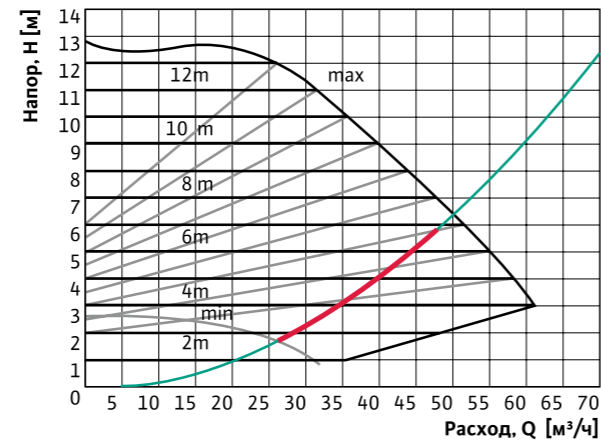
$$V_{pu} = \frac{200}{1.16 \cdot 4} \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$V_{pu} = 43.1 \text{ м}^3/\text{ч}$$

#### СОКРАЩЕНИЕ

1,16	удельная теплоемкость [Вт*ч/кг*К]
$\Delta\theta$	расчетная разность температур [К]
10–20	К для стандартных систем
$Q_N$	тепловая нагрузка [кВт]

Рекомендуется использовать насос с производительностью  $Q = 43,1 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $H = 5,85 \text{ м}$ .



#### ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	43,1 м³/ч
Напор	5,85 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	16 °С
Плотность	0,9989 кг/дм³
Кинематическая вязкость	1,11 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

Подача	48,1 м³/ч
Напор	5,85 м
Потребляемая мощность P1	1,37 кВт

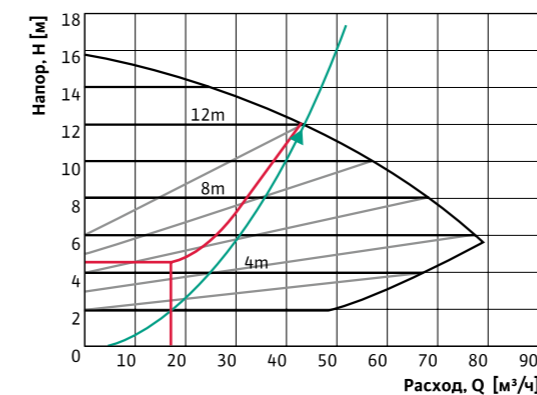
В целях минимизации расходов на эксплуатацию и техническое обслуживание используется насос с мокрым ротором Wilo-Stratos 80/1-12 с модулем LON. Преимущество состоит в том, что в этом случае контур насоса не должен быть оснащен регулирующим клапаном для точной установки рабочей точки. Рабочая точка устанавливается с помощью регулятора машины, требуемое значение для насоса задается в соответствии с мощностью охлаждения и температурой рабочей среды. Кроме этого, насос может работать в режиме регулятора. Задав точную частоту вращения, можно установить любую подачу в диапазоне от 20 м³/ч до 48,1 м³/ч. Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.

Распределительная схема и переменный объемный расход в контуре испарителя. В общем контуре испарителя и потребителей подача может регулироваться в зависимости от существующих требований. Испаритель может функционировать при подаче от 17,5 м³/ч до 43,1 м³/ч. Сопротивление в распределительном трубопроводе до первого отвода восходящей ветви (включая испаритель) составляет 9,0 м. При полной мощности для подсоединения восходящих ветвей (включая испаритель) требуется 3,0 м. В связи с растущим расходом давления в части генератора требуется напор 4,48 м при объемном расходе 17,3 м³/ч.

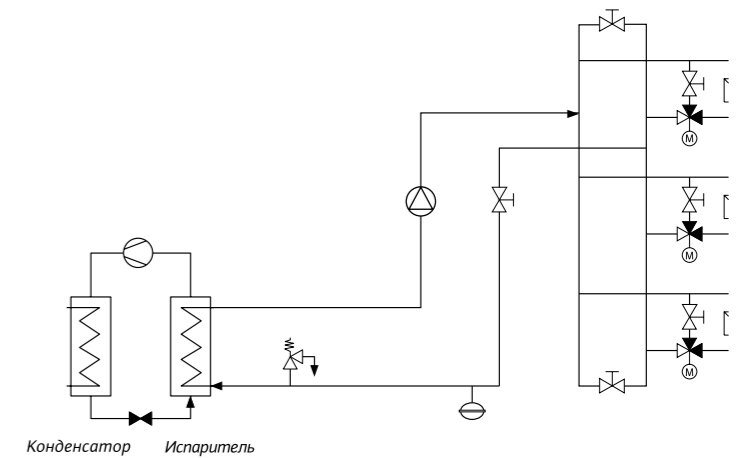
В данном примере выбран насос Wilo-VeroLine-IP-E 80/115-2,2/2. С помощью системы регулирования, оборудованной по месту эксплуатации, можно задать требуемое значение для насоса, адаптированное к эксплуатационным требованиям. В качестве альтернативы можно оснастить восходящую ветвь – с максимальным расходом давления в части генератора и его питающего трубопровода – датчиком перепада давления. Регулировочная характеристика представлена на соседнем рисунке (красная).

Требуемый минимальный расход 17,5 м³/ч обеспечивается за счет предварительной установки значений объема для схем распределения и байпасирования.

Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.



### Распределительная схема и переменный объемный расход в контуре испарителя



Конденсатор Испаритель

#### ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ

Подача	43,1 м³/ч
Напор	12 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	16 °С
Плотность	0,9989 кг/дм³
Кинематическая вязкость	1,11 мм²/с
Давление пара	0,1 бар

#### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)

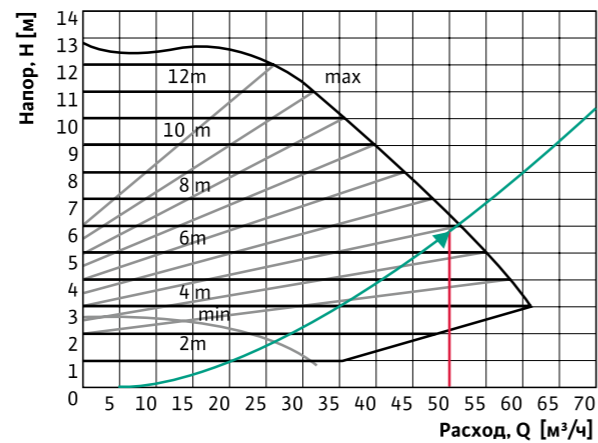
Подача	43,1 м³/ч
Напор	12 м
Мощность на валу P2	кВт
Частота вращения	2880 об/мин
Допустимый кавитационный запас (NPSH)	1,99 м
Диаметр рабочего колеса	115 мм



**РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ В КОНТУРЕ ИСПАРИТЕЛЯ**

Испарители, гидравлическая система которых включает распределительный насос и насосы смесительного контура, могут иметь различные показатели расхода. Чтобы сохранить высокую способность контура к регулированию, при определенных условиях требуется постоянный объемный расход. Благодаря измерительной диафрагме и датчику давления насос может поддерживать расход на постоянном уровне в пределах своего поля характеристик.

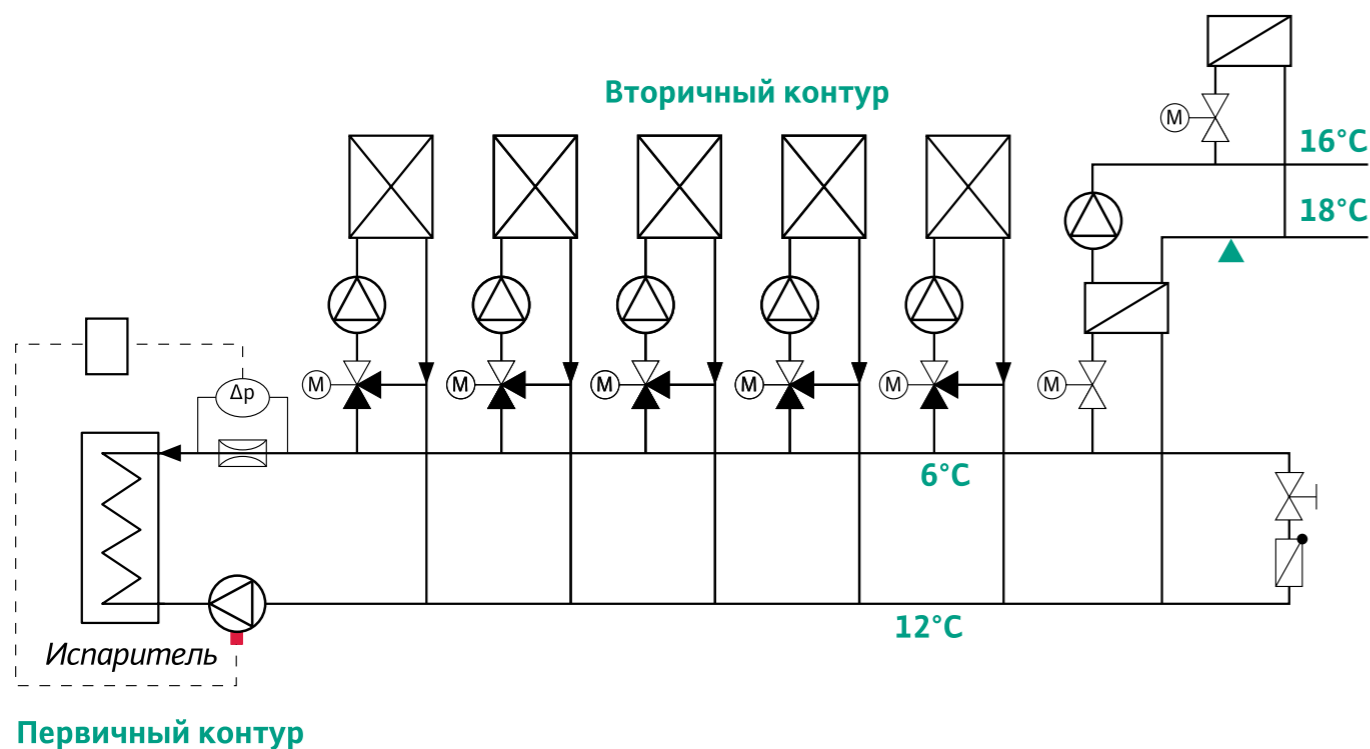
При уменьшении мощности охлаждения (350 кВт) требуется объемный расход  $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Если все вторичные контуры закрыты, этот объем течет по "короткозамкнутому контуру". Если все вторичные контуры отводят жидкость из первичного контура, возникает дополнительный перепад давления 3 м. Это означает, что насосу первичного контура уже не нужно создавать перепад давления 5,8 м, а всего 2,8 м.

**ЗАДАННЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ**

Подача	$50 \text{ м}^3/\text{ч}$
Напор	5,8 м
Рабочая среда	вода
Температура рабочей среды	$6^\circ\text{C}$
Плотность	$0,9989 \text{ кг/дм}^3$
Кинематическая вязкость	$1,474 \text{ мм}^2/\text{с}$
Давление пара	0,1 бар

**ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ (РАБОЧАЯ ТОЧКА)**

Подача	$50 \text{ м}^3/\text{ч}$
Напор	5,8 м
Потребляемая мощность P1	1,45 кВт

**Контур испарителя с измерительной диафрагмой**

Используемая модель Wilo-Stratos 100/1-12 в сочетании с системой Wilo-CRn поддерживает объемный расход на постоянном уровне (в рамках регулируемой разности ПИД-регулятора). Перепад давления поддерживается на постоянном уровне за счет измерительной диафрагмы; постоянный объемный расход устанавливается автоматически. Байпасный клапан должен быть отрегулирован таким образом, чтобы при полной частоте вращения через него проходило только  $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ . В диапазоне регулирования спада во вторичных контурах в прямом трубопроводе

происходит уменьшение давления, а в возвратном трубопроводе — увеличение. В результате этого объем рабочей среды, проходящей через байпасный клапан, падает до нуля. Кавитацию можно исключить, так как имеет место закрытый контур. В целях безопасности контур испарителя должен быть оснащен собственным предохранительным клапаном и мембранным расширительным баком, рассчитанным на объемное расширение от 5 до 7 %.



## ЭКОНОМИЧЕСКАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ ВЫБОРА АРМАТУРЫ

Система водоснабжения всегда состоит из различных узлов, которые – каждый по отдельности, в особенности в рамках комплекса систем – должны проектироваться с конкретным расчетом на выполнение поставленных задач по охлаждению и кондиционированию. Кроме этого, инженер-проектировщик должен своевременно учитывать общие экономические условия: с одной стороны это инвестиционные расходы, а с другой – дальнейшие расходы на эксплуатацию и меры по их сокращению. При этом решающую роль играют КПД соответствующих узлов и системы в целом: так как в зависимости от уровня нагрузки (полная нагрузка/частичная нагрузка) на систему КПД может изменяться, что негативно влияет на энергопотребление и эксплуатационные расходы.

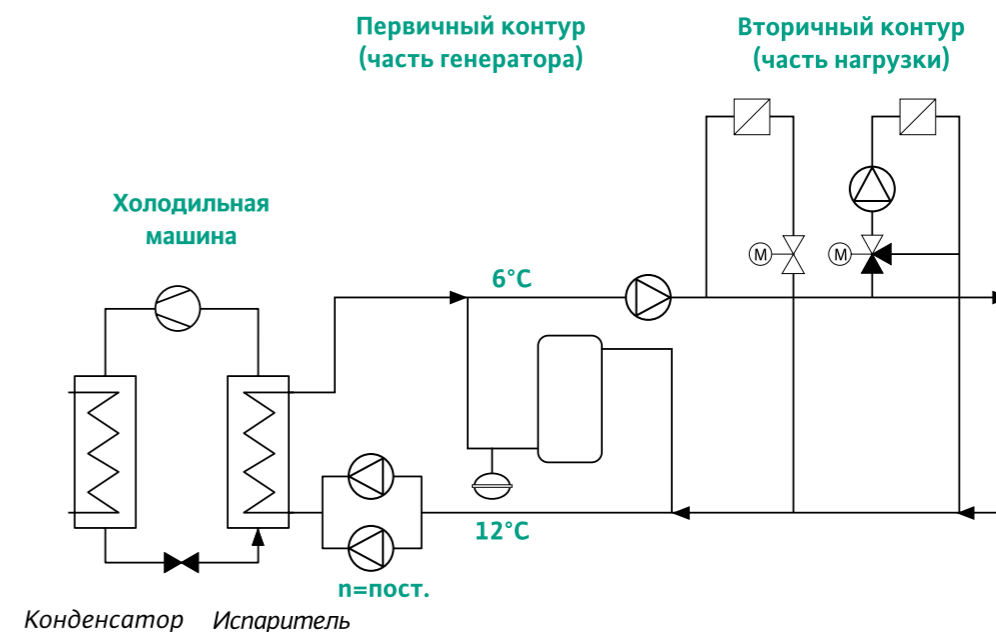
Какие возможности существуют для оптимизации? Как можно взять под контроль и решить эти проблемы как в процессе проектирования, так и в процессе эксплуатации? Рассмотрим в качестве примера контур между водоохладителем и потребителями. Транспортировка охлаждающей воды от водоохладителя к "пользователям", таким как приборы RLT, фэнкойлы, вентиляторы охлаждения и т.д., осуществляется за счет циркуляционных насосов.

При этом важно, чтобы распределение холодной воды было основано на принципе экономической эффективности с учетом параметров трубопроводов (сечение) и регулирующих клапанов. В процессе проектирования обязательно рассчитываются минимальные и максимальные значения параметров, которые зависят от инвестиционных и эксплуатационных расходов. Низкие

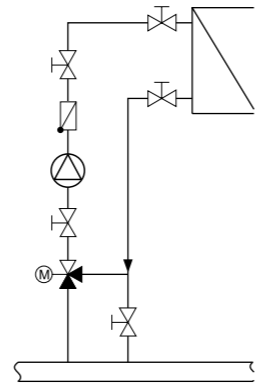
инвестиционные расходы означают, как правило, использование трубопроводов и арматуры меньшего сечения с относительно небольшим соединительным патрубком насоса. Однако такое решение может стать причиной увеличения потерь давления в водопроводной сети и, как следствие, повышения эксплуатационных расходов. Напротив, высокие инвестиционные расходы сами по себе не являются гарантией низких эксплуатационных расходов!

На примере специальных требований типовой системы показывается, что на практике при проектировании гидравлической сети в нее часто включаются компоненты, в которых нет большой необходимости.

Это происходит в основном от незнания и неправильных представлений о безопасности. Кроме этого, это часто влечет за собой значительные и "неизбежные" эксплуатационные расходы. Наша основная задача – рассмотреть все узлы в отношении их поведения в обычной рабочей ситуации и связанные с этим расходы. Это тем более важно, что такого рода расходы делают Германию очень дорогой страной с точки зрения ведения бизнеса. Данный пример можно применить к любой производственной, административной или жилищной сфере благодаря идентичным физическим и экономическим условиям. Мы представляем базовую схему для проектирования систем распределения охлаждающей воды, которая в будущем позволит Вам создать функциональную, надежную и экономичную систему.

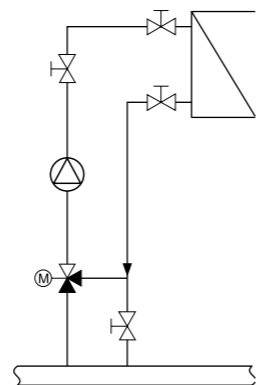


По экономическим причинам система охлаждения машины и система кондиционирования помещения были разделены. В системе охлаждения машины водно-гликолевая смесь перекачивается циркуляционным насосом с производительностью 20 200 кг/ч. Температура регулируется с помощью подмешивающего клапана в зависимости от нагрузки. Исходя из объемного расхода, достаточно использовать насос с соединительным патрубком DN 50. Трубопровод имеет условный проход DN 100. В целях снижения капитальных затрат запорные клапаны, устанавливаемые перед и за насосом и используемые в процессе технического обслуживания, могут иметь условный проход DN 50. Значение  $K_v$  40 регулирующего клапана принимается за действие клапана прим. 70 %, которое позволяет практически исключить ошибки при регулировании. Для этого насос должен иметь напор 91 кПа. В результате при эксплуатации прим. 3800 часов в год и стоимости киловатта электроэнергии € 0,15 ежегодные эксплуатационные расходы составят € 604,00.



АРМАТУРА	УСЛОВНЫЙ ПРОХОД	ЗНАЧЕНИЕ $K_v$
Запорный клапан	50	80
Трехходовой клапан	50	40
Обратный клапан	50	45

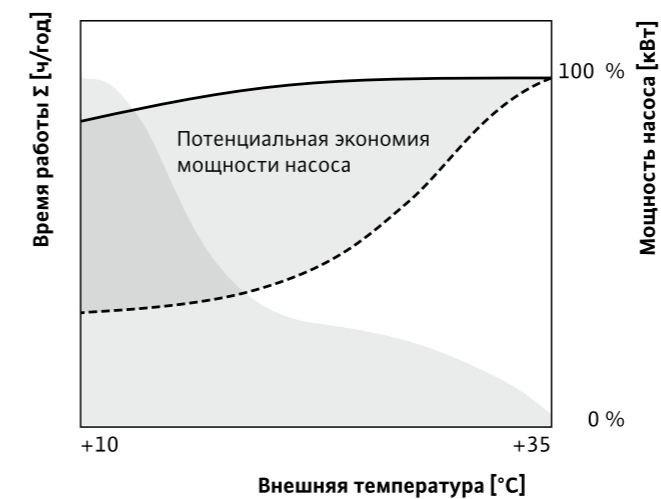
В качестве альтернативы можно использовать запорную арматуру DN 100 в сочетании с регулирующим клапаном со значением  $K_v$  50 и действием клапана прим. 44 %. При выборе герметично закрывающегося клапана можно в принципе отказаться от запорной арматуры. Однако насос должен иметь напор 71 кПа. Ежегодные эксплуатационные расходы составят в этом случае € 457,00. Из расчета на 12 лет можно сэкономить € 1764,00, при том что расходы на электроэнергию останутся прежними. Таким образом, увеличив инвестиционные расходы всего на €300,00, которые вернуться к Вам менее, чем за 2 года, в виде сэкономленных эксплуатационных расходов, Вы в дальнейшем будете ежегодно выигрывать € 147,00. В этом же аспекте можно рассматривать и другие гидравлические контуры. Как правило, выбирая более высокие значения  $K_v$  для регулирующих клапанов и запорной арматуры, можно не только обеспечить отличное качество регулирования, но и получить значительные преимущества в виде сокращения эксплуатационных расходов и амортизации в течение менее 2 лет.



АРМАТУРА	УСЛОВНЫЙ ПРОХОД	ЗНАЧЕНИЕ $K_v$
Запорный клапан	100	800
Трехходовой клапан	100	50
Обратный клапан	—	—

Обратный клапан устанавливается во избежание нарушения циркуляции. При использовании герметично закрывающихся регулирующих клапанов от него можно отказаться. Чтобы предотвратить нежелательную циркуляцию внутри трубы под действием сил тяжести, следует уделить особое внимание расчетам параметров трубы.

Стандартные обратные клапаны должны работать с перепадом давления более 10 кПа. Если перепад давления меньше, это означает, что клапаны работают в нестабильной рабочей точке, что может стать причиной возникновения шумов и неустойчивых рабочих состояний. В двухтрубных системах с переменным объемным расходом для стабильной работы требуется минимальный расход. При таком расходе расчетное сопротивление клапанов должно составлять более 10 кПа. В этом случае при полной нагрузке перепады давления более 50 кПа должны будут преодолеваться только обратным клапаном циркуляционного насоса. Возникают дополнительные эксплуатационные расходы, которые при производительности 1–70 м<sup>3</sup>/ч могут составлять прим. 130,00–3643,00 Евро в год в зависимости от КПД насоса. В данном примере для перекрытия обоих сетевых насосов на стороне охлаждающей воды системы кондиционирования рекомендуется использовать запорный клапан или шаровой кран с сервоприводом, который будет автоматически перекрывать незадействованную ветвь. Это позволит сократить эксплуатационные расходы прим. на 656,00 в год.



Мощность насоса при использовании нерегулируемого насоса и обводной схемы  
 -----  
 Требуемая мощность насоса при использовании регулируемого насоса и схемы дросселирования  
 \*в соответствии со стандартами для г. Эссен (Северный Рейн-Вестфалия)

# ПРИЛОЖЕНИЕ

## СТАНДАРТЫ

### СТАНДАРТ DIN EN 1151-1, 2006-11

Насосы – Центробежные насосы – Циркуляционные насосы с электрической потребляемой мощностью до 200 Вт для систем отопления и систем нагрева технической воды для коммунального хозяйства – Часть 1: Неавтоматические циркуляционные насосы, требования, проверка, обозначение; Немецкая версия EN 1151-1:2006

### СТАНДАРТ DIN EN 1151-2, 2006-11

Насосы – Центробежные насосы – Циркуляционные насосы с электрической потребляемой мощностью до 200 Вт для систем отопления и систем нагрева технической воды для коммунального хозяйства – Часть 2: Инструкции по проверки шумности (вибрация и акустика) для измерения уровня корпусных и гидродинамических шумов; Немецкая версия EN 1151-2:2006

### ПОПРАВКА 1 К СТАНДАРТУ DIN ISO 9905 1, 2006-11

Центробежные насосы – Технические требования – Класс I (ISO 9905:1994), поправки к стандарту DIN ISO 9905:1997-03; Немецкая версия EN ISO 9905:1997/AC:2006

### ПРОЕКТ СТАНДАРТА DIN ISO 10816-7, 2007-03

Механическая вибрация – Оценка уровня вибрации механического оборудования путем измерения на невращающихся частях – Часть 7: Центробежные насосы промышленного назначения (включая измерение волновых колебаний); ISO/DIS 10816-7:2006

### ПРИЛОЖЕНИЕ 1 К ПРЕДВАРИТЕЛЬНОМУ СТАНДАРТУ DIN V 4701-10, 2007-02

Оценка энергопотребления систем отопления и кондиционирования – Часть 10: Система отопления, система горячего водоснабжения, система вентиляции; Приложение 1: Примеры систем

### ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ СТАНДАРТ DIN V 4701-10/A1, 2006-12

Оценка энергопотребления систем отопления и кондиционирования – Часть 10: Система отопления, система горячего водоснабжения, система вентиляции;

### ПРОЕКТ СТАНДАРТА DIN EN 13831, 2007-02

Расширительные баки со встроенной мембраной для монтажа в системах водоснабжения; Немецкая версия prEN 13831:2007

### ISO/TR17766

Технический отчет  
Центробежные насосы для вязких жидкостей – Исправленные мощностные характеристики

### DIN EN 809

Насосы и насосные агрегаты для гидравлических систем – Общие требования техники безопасности; Немецкая версия EN 809:1998

### EN ISO 5198

Правила измерения гидравлических рабочих характеристик – Класс точности (ISO 5198:1987); Немецкая версия EN 5198:1998

### EN ISO 9906

Центробежные насосы. Гидравлические испытания при приемке – Классы 1 и 2; (ISO 9906:1999); Немецкая версия EN ISO 9906:1999

### ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ НАСОСЫ

Общие понятия насосов и насосных систем, определения, размеры, формулы и единицы измерения; Немецкая версия EN 12723:2000

DIN 24901: Графические символы для технических чертежей – Гидравлические насосы

DINEN 22858: Центробежные насосы с осевым входом  
DINEN 12262: Центробежные насосы – Техническая документация – Понятия, объем поставки, исполнение; Немецкая версия EN 12262:1998

DIN 24250: Центробежные насосы – Названия и цифровые обозначения отдельных деталей – Сводная таблица коммунальной техники стандарта DIN

### КАРМАННЫЕ РУКОВОДСТВА

2007, Карманное руководство DIN 35 Звукоизоляция – Требования, свидетельство, методика расчета и акустические испытания в строительстве

2007, Карманное руководство DIN 85 Системы вентиляции VOB/STLB – Строительство – VOB, часть B: DIN 1961, VOB, часть C: ATV DIN 18299, ATV DIN 18379

2007, Карманное руководство DIN 171 Трубы, детали трубопроводов, трубные соединения из формовочных материалов на основе реактивных полимеров

2007, Карманное руководство DIN 386 Рефрижераторные системы 1 – Безопасность и охрана окружающей среды – Рефрижераторные системы

2007, Карманное руководство DIN 387 Рефрижераторные системы 2 – Рефрижераторное оборудование, автомобильные системы охлаждения

2007, Карманное руководство DIN 388 Рефрижераторные системы 3 – Узлы, рабочие и вспомогательные материалы Карманное руководство VDI по системам кондиционирования Карманное руководство VDI по тепловым системам/системам отопления

### СТАНДАРТЫ СОЮЗА НЕМЕЦКИХ МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ VDMA

24186-3 2002-09  
Программа технического обслуживания коммунальных систем и оборудования – Часть 3: Рефрижераторное оборудование для систем охлаждения и отопления

24186-5 2002-09  
Программа технического обслуживания коммунальных систем и оборудования – Часть 5: Электротехническое оборудование

1988-10  
Файл стандартных элементов CAD; Требования геометрии и признакам; Обозначения на чертежах, гидравлические насосы, компрессоры, вентиляторы, вакуумные насосы

24222 1998-05 Гидравлические насосы – насосы для систем отопления – данные для систем полевых шин

24252 1991-04  
Центробежные насосы с работающими на износ стенками PN 10 (насосы для промывочной воды) с подшипниковой опорой; Обозначения, номинальная мощность, основные размеры

24253 1971-02  
Центробежные насосы с панцирной защитой корпуса (панцирные насосы); однопоточные, одноступенчатые, с осевым входом; мощность, основные размеры

24261-1 1976-01  
Насосы; Названия по принципу действия и конструктивным признакам; Центробежные насосы

24261-3 1975-07  
Насосы; Названия по принципу действия и конструктивным признакам; Роторные поршневые насосы

24277 2003-07  
Гидравлические насосы – Монтаж – Подсоединение трубопровода с низким механическим напряжением

24278 2002-07  
В качестве замены выпуска 2000-04 Центробежные насосы – Программа выбора типоразмера EDV – Технические условия (с соответствующей электронной версией таблицы В.1 "Определения полей" из Приложения В и редактором для облегчения управления)

24279 1993-04  
Центробежные насосы; Технические требования; Насосы с электромагнитной муфтой и насосы с разделительным стаканом

24280 1980-11  
Поршневые насосы; Понятия, обозначения, узлы

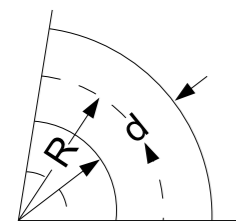
24284 1973-10  
Проверка поршневых насосов; Общие правила проверки

24292 1991-08  
Гидравлические насосы; Руководства по эксплуатации насосов и насосных агрегатов; Структура, контрольный лист, тексты по технике безопасности

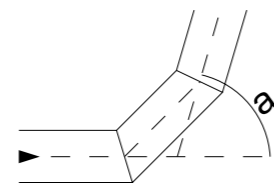
24901-5 1988-10  
Графические символы для технических чертежей; Гидравлические насосы; Изображение на технологических схемах

Таблицы и ориентировочные значения

КОЭФФИЦИЕНТ ПОТЕРЬ										
$\alpha$	15°		30°		45°		60°		90°	
	Поверхность гладкая	Поверхность шершавая	Поверхность гладкая	Поверхность шершавая	Поверхность гладкая	Поверхность шершавая	Поверхность гладкая	Поверхность шершавая	Поверхность гладкая	Поверхность шершавая
$\zeta$ для $R=0$	0,07	0,10	0,14	0,20	0,25	0,35	0,50	0,70	1,15	1,30
$\zeta$ для $R=d$	0,03	-	0,0-	-	0,14	0,34	0,19	0,46	0,21	0,51
$\zeta$ для $R=2d$	0,03	-	0,06	-	0,09	0,19	0,12	0,26	0,14	0,30
$\zeta$ для $R \geq 5d$	0,03	-	0,06	-	0,08	0,16	0,10	0,20	0,10	0,20
<b>Количество кольцевых швов</b>										
	-	-	-	-	2	-	3	-	3	-
$\zeta$	-	-	-	-	0,15	-	0,20	-	0,25	-



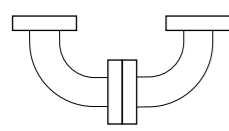
Изогнутое колено



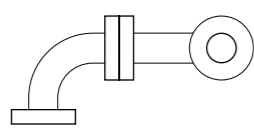
Сваренные части колена

$Q_1/Q_2 =$	0.2	0.4	0.6	0.8	1
	$\zeta_a = -0.4$ $\zeta_d = -0.17$	0.08 0.30	0.47 0.41	0.72 0.51	0.91 -
	$\zeta_a = 0.88$ $\zeta_d = -0.88$	0.89 -0.05	0.95 0.07	1.10 0.21	1.28 -
	$\zeta_a = -0.38$ $\zeta_d = 0.17$	0 0.19	0.22 0.09	0.37 -0.17	0.37 -
	$\zeta_a = 0.68$ $\zeta_d = -0.06$	0.50 -0.04	0.38 0.07	0.35 0.20	0.48 -

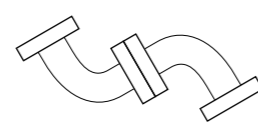
Чтобы рассчитать значение потерь на составном колене, следует умножить значение  $\zeta$  простого колена 90°, используемого для создания составного колена (см. рисунок ниже) не на два, а на соответствующий коэффициент.



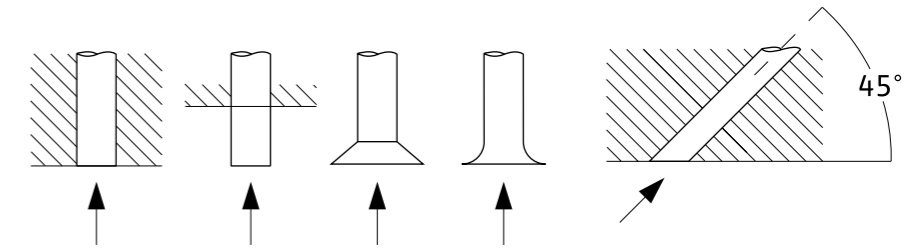
1.4



1.6



1.8



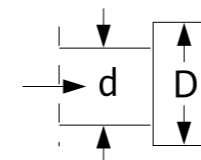
**ВХОДНАЯ КРОМКА**

острая	$\zeta =$	0.53	3				для $\Delta = 75^\circ$	$60^\circ$	$45^\circ$
с изломом	$\zeta =$	0.25	0.55	0.20	0.05		$\zeta = 0.6$	0.7	0.8

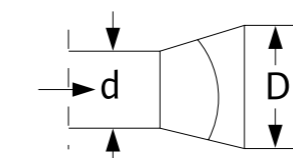
ВАРИАНТ	$d/D$	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
1	$\zeta =$	0.56	0.41	0.26	0.13	0.04
2 для $\alpha = 8^\circ$	$\zeta =$	0.07	0.05	0.03	0.02	0.01
$\alpha = 15^\circ$	$\zeta =$	0.15	0.11	0.07	0.03	0.01
$\alpha = 20^\circ$	$\zeta =$	0.23	0.17	0.11	0.05	0.02
3	$\zeta =$	4.80	2.01	0.88	0.34	0.11
4 для $20^\circ < \alpha < 40^\circ$	$\zeta =$	0.21	0.10	0.05	0.02	0.01

**МЕСТА РАСШИРЕНИЯ**

Вариант 1

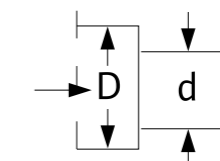


Вариант 2

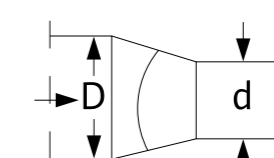


**МЕСТА СУЖЕНИЯ**

Вариант 3

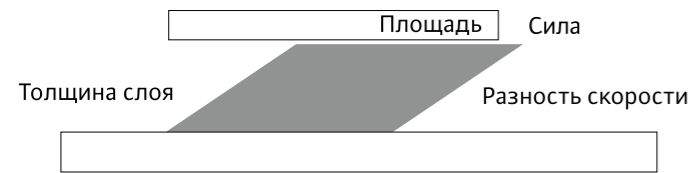


Вариант 4



Значение потерь ζ при DN																			
Арматура [DN]	10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400		
Плоские золотники	0.65	0.6	0.55	0.5	0.5	0.45	0.4	0.35	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3		
Краны [d <sub>E</sub> =DN]	0.15																		
Заслонки									1.5	0.65	0.4	0.3	0.5	0.6	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3
Клапан с плоским седлом	6.0																		
Клапан с угловым седлом	2.6																		
Прямоточный клапан	1.6																		
Обратные клапаны	3.0																		
Приемный клапан	1.9	9.6	4.3	4.9	3.6	5.2	5.8	4.2	4.4	4.5	4.5	3.3	7.1	6.2	6.3	6.3	6.6		
Угловой клапан	3.1	3.1	3.1	3.1	3.4	3.8	4.1	4.4	4.7	5.0	5.3	5.7	6.0	6.2	6.3	6.3	6.6		
Лирообразная гладкая труба	0.8																		
Лирообразная складчатая труба												1.6							
Лирообразная гофрированная труба														4.0					
Сильфонный компенсатор с направляющей трубой	0.3																		

Определение вязкости

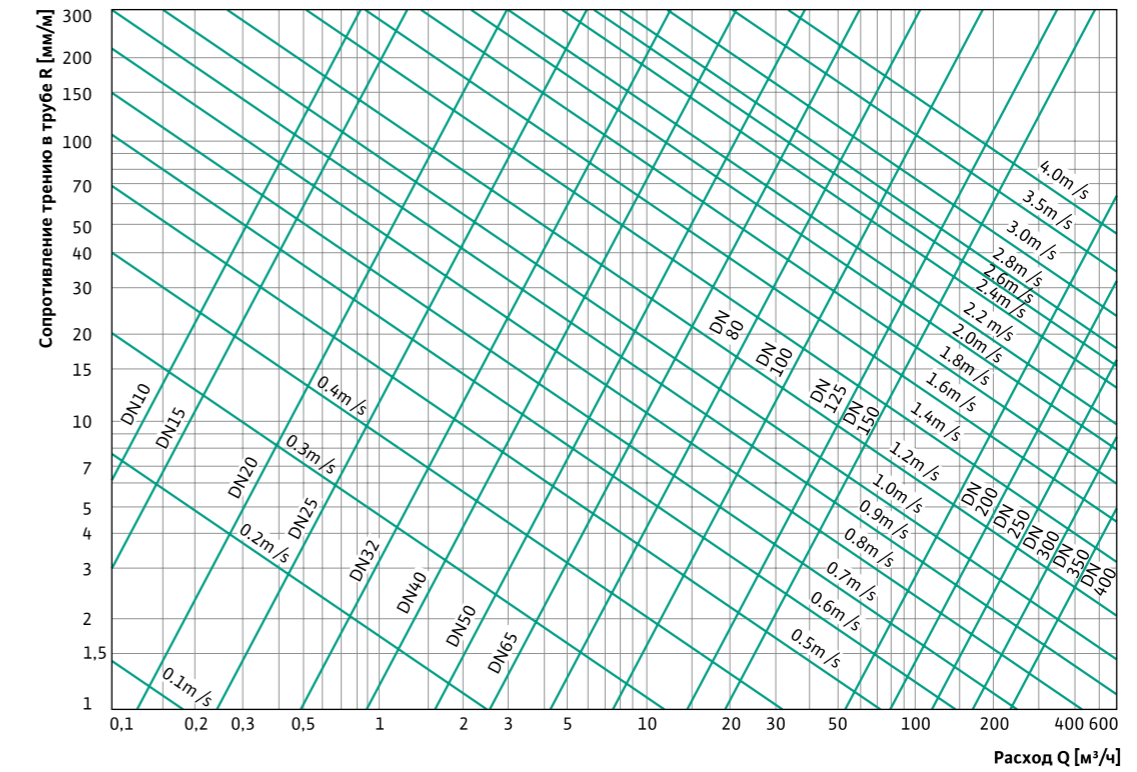


$$\tau = \frac{\text{Force}}{\text{Area}} = \frac{F}{A} \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

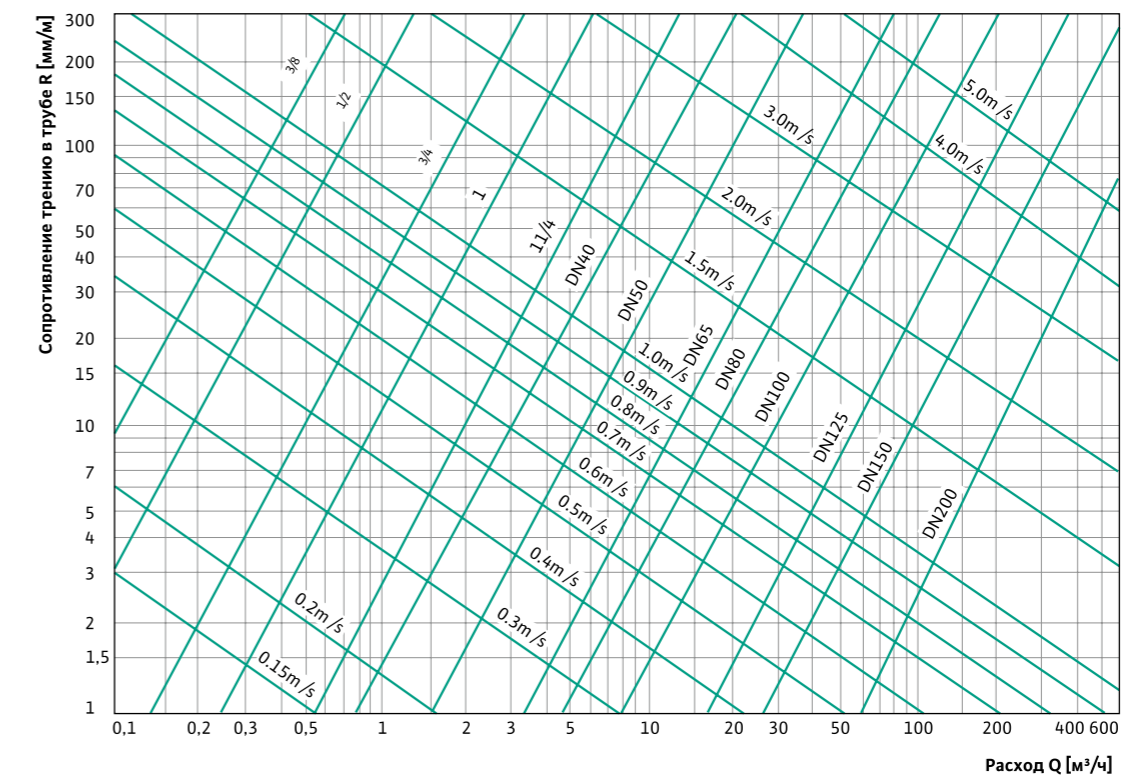
$$\eta = \frac{\text{Speed difference}}{\text{Layer thickness}} = \frac{dv}{dy} \left[ \text{s}^{-1} \right]$$

Потери на трение в трубопроводе

Труба из ПВХ



Стальная труба



## ЭТИЛЕНГЛИКОЛЕВАЯ СМЕСЬ (40 %)

ANTIFROGEN N				
Температура среды	Плотность	Кинематическая вязкость	Удельная теплоемкость	Относительные потери давления
[°C]	$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$\nu$ [мм <sup>2</sup> /с]	$c_p$ [кДж/кг·К]	$f_p$
-30	-	-	-	-
-25	1080	26.73	3.43	2.313
-20	1079	18.59	3.44	2.147
-15	1078	13.63	3.45	1.999
-10	1077	10.38	3.46	1.868
-5	1076	8.14	3.47	1.751
0	1074	6.52	3.48	1.646
5	1072	5.33	3.49	1.553
10	1070	4.42	3.5	1.470
15	1068	3.72	3.51	1.396
20	1066	3.16	3.53	1.330
25	1064	2.72	3.54	1.271
30	1062	2.36	3.55	1.219
35	1059	2.07	3.56	1.172
40	1057	1.82	3.57	1.129
45	1054	1.62	3.59	1.091
50	1051	1.45	3.6	1.057
55	1048	1.31	3.61	1.026
60	1045	1.19	3.63	0.998
65	1042	1.09	3.64	0.972
70	1039	1.00	3.66	0.949
75	1036	0.93	3.67	0.927
80	1032	0.86	3.68	0.907
85	1029	0.86	3.7	0.887
90	1025	0.76	3.71	0.869
95	1022	0.71	3.73	0.851
100	1018	0.68	3.74	0.834

TYFOCOR			
Плотность	Кинематическая вязкость	Удельная теплоемкость	Относительные потери давления
$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$\nu$ [мм <sup>2</sup> /с]	$c_p$ [кДж/кг·К]	$f_p$
-	-	-	-
1099	21.9	3.29	2.012
1077	17.1	3.33	1.913
1075	13.4	3.36	1.799
1073	10.6	3.40	1.689
1071	8.49	3.43	1.588
1068	6.85	3.46	1.500
1066	5.57	3.49	1.438
1064	4.58	3.52	1.975
1061	3.81	3.55	1.313
1059	3.19	3.57	1.263
1056	2.70	3.60	1.225
1054	2.31	3.62	1.175
1051	1099	3.64	1.138
1049	1.73	3.66	1.100
1046	1.52	3.68	1.075
1043	1.34	3.70	1.050
1040	1.20	3.72	1.025
1037	1.08	3.73	0.998
1034	0.99	3.75	0.975
1031	0.91	3.76	0.950
1028	0.85	3.77	0.925
1025	0.79	3.78	0.963
1022	0.75	3.79	0.888
1019	0.72	3.79	0.875
1016	0.69	3.80	0.850
1013	0.67	3.80	0.838

## ЭТИЛЕНГЛИКОЛЕВАЯ СМЕСЬ (50 %)

ANTIFROGEN N				
Температура среды	Плотность	Кинематическая вязкость	Удельная теплоемкость	Относительные потери давления
[°C]	$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$\nu$ [мм <sup>2</sup> /с]	$c_p$ [кДж/кг·К]	$f_p$
-30	1101	71.54	3.17	2.886
-25	1100	43.62	3.18	2.654
-20	1099	29.13	3.20	2.45
-15	1097	20.66	3.21	2.27
-10	1095	15.32	3.23	2.110
-5	1093	11.73	3.24	1.969
0	1091	9.23	3.26	1.844
5	1089	7.42	3.27	1.733
10	1087	6.07	3.29	1.634
15	1085	5.05	3.31	1.547
20	1082	4.25	3.32	1.469
25	1079	3.62	3.34	1.399
30	1077	3.12	3.36	1.338
35	1074	2.71	3.37	1.282
40	1071	2.38	3.39	1.233
45	1068	2.10	3.41	1.188
50	1065	1.88	3.42	1.149
55	1062	1.68	3.44	1.112
60	1059	1.52	3.46	1.080
65	1056	1.38	3.47	1.050
70	1052	1.27	3.49	1.023
75	1049	1.17	3.51	0.997
80	1046	1.08	3.53	0.973
85	1042	1.00	3.54	0.951
90	1038	0.94	3.56	0.930
95	1035	0.88	3.58	0.910
100	1031	0.83	3.60	0.890

TYFOCOR			
Плотность	Кинематическая вязкость	Удельная теплоемкость	Относительные потери давления
$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$\nu$ [мм <sup>2</sup> /с]	$c_p$ [кДж/кг·К]	$f_p$
1099	54.20	2.95	2.463
1096	37.00	2.99	2.250
1094	26.20	3.03	2.063
1091	19.20	3.07	1.938
1088	14.40	3.11	1.802
1086	11.20	3.14	1.738
1083	8.84	3.18	1.601
1081	7.13	3.21	1.550
1078	5.85	3.25	1.463
1075	4.88	3.28	1.412
1072	4.11	3.31	1.350
1070	3.51	3.34	1.300
1067	3.02	3.37	1.250
1064	2.63	3.40	1.213
1061	2.30	3.42	1.175
1058	2.03	3.45	1.150
1055	1.81	3.47	1.100
1052	1.62	3.50	1.750
1048	1.45	3.52	1.500
1045	1.32	3.54	1.020
1042	1.20	3.56	1.000
1038	1.10	3.58	0.975
1035	1.01	3.59	0.963
1031	0.93	3.61	0.938
1027	0.87	3.62	0.913
1024	0.81	3.63	0.888
1020	0.76	3.65	0.875

## ПРОПИЛЕНГЛИКОЛЕВАЯ СМЕСЬ (40 %)

ANTIFROGEN L				
Температура среды [°C]	Плотность $\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	Кинематическая вязкость $\nu$ [мм <sup>2</sup> /с]	Удельная теплоемкость $c_p$ [кДж/кг·К]	Относительные потери давления $f_p$
-30	-	-	-	-
-25	-	-	-	-
-20	1056	44.42	3.62	2.660
-15	1055	31.09	3.64	2.385
-10	1053	22.25	3.65	2.163
-5	1051	16.34	3.66	1.983
0	1049	12.32	3.68	1.837
5	1047	9.53	3.69	1.716
10	1044	7.53	3.70	1.615
15	1042	6.06	3.71	1.529
20	1039	4.94	3.73	1.454
25	1036	4.08	3.74	1.386
30	1033	3.39	3.75	1.324
35	1030	2.86	3.77	1.266
40	1027	2.43	3.78	1.211
45	1024	2.10	3.79	1.159
50	1020	1.84	3.81	1.109
55	1017	1.63	3.82	1.061
60	1013	1.45	3.84	1.017
65	1010	1.31	3.85	0.977
70	1006	1.17	3.87	0.941
75	1002	1.05	3.88	0.910
80	998	0.95	3.89	0.885
85	994	0.85	3.91	0.865
90	991	0.77	3.92	0.849
95	987	0.72	3.94	0.838
100	983	0.68	3.95	0.829

TYFOCOR L			
Плотность $\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	Кинематическая вязкость $\nu$ [мм <sup>2</sup> /с]	Удельная теплоемкость $c_p$ [кДж/кг·К]	Относительные потери давления $f_p$
-	-	-	-
-	-	-	-
1059	44.7	3.53	2.405
1057	30.4	3.55	2.233
1055	21.4	3.57	2.033
1052	15.4	3.59	2.170
1050	11.4	3.61	1.805
1048	8.62	3.63	1.717
1045	6.69	3.64	1.600
1042	5.30	3.66	1.467
1040	4.28	3.68	1.350
1037	3.53	3.70	1.300
1037	2.96	3.72	1.233
1031	2.52	3.74	1.183
1028	2.18	3.76	1.150
1025	1.90	3.78	1.100
1022	1.69	3.79	1.067
1019	1.51	3.81	1.033
1015	1.36	3.83	1.017
1012	1.24	3.85	0.983
1008	1.14	3.87	0.950
1005	1.04	3.89	0.933
1001	0.96	3.91	0.917
997	0.89	3.92	0.900
994	0.82	3.94	0.883
990	0.72	3.96	0.867
986	0.70	3.98	0.833

## ПРОПИЛЕНГЛИКОЛЕВАЯ СМЕСЬ (50 %)

ANTIFROGEN L				
Температура среды [°C]	Плотность $\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	Кинематическая вязкость $\nu$ [мм <sup>2</sup> /с]	Удельная теплоемкость $c_p$ [кДж/кг·К]	Относительные потери давления $f_p$
-30	1072	202.20	3.37	3.958
-25	1070	128.58	3.39	3.473
-20	1070	128.58	3.39	3.473
-15	1067	54.94	3.43	2.748
-10	1065	37.78	3.44	2.480
-5	1062	26.94	3.46	2.261
0	1060	19.89	3.48	2.081
5	1057	15.13	3.50	1.932
10	1054	11.80	3.52	1.807
15	1051	9.37	3.53	1.70
20	1048	7.55	3.55	1.608
25	1045	6.13	3.57	1.526
30	1042	5.01	3.59	1.451
35	1038	4.12	3.60	1.383
40	1035	3.43	3.62	1.319
45	1031	2.88	3.64	1.258
50	1027	2.45	3.66	1.201
55	1024	2.12	3.67	1.147
60	1020	1.84	3.69	1.098
65	1016	1.62	3.71	1.52
70	1012	1.42	3.73	1.011
75	1008	1.25	3.75	0.975
80	1004	1.10	3.76	0.944
85	1000	0.98	3.78	0.919
90	996	0.87	3.80	0.90
95	992	0.80	3.82	0.884
100	988	0.75	3.85	0.872

TYFOCOR L			
Плотность $\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	Кинематическая вязкость $\nu$ [мм <sup>2</sup> /с]	Удельная теплоемкость $c_p$ [кДж/кг·К]	Относительные потери давления $f_p$
1076	241	3.27	3.800
1074	128	3.29	3.200
1071	80.2	3.31	2.800
1068	52.3	3.33	2.533
1066	35.2	3.35	2.317
1063	24.5	3.37	2.100
1060	17.6	3.39	1.933
1057	13.0	3.41	1.800
1054	9.83	3.43	1.700
1051	7.64	3.46	1.600
1048	6.08	3.48	1.500
1045	4.94	3.50	1.417
1042	4.10	3.52	1.350
1038	3.46	3.54	1.283
1035	2.96	3.56	1.233
1032	2.58	3.58	1.183
1028	2.27	3.60	1.150
1025	2.02	3.62	1.117
1021	1.81	3.64	1.067
1018	1.64	3.66	1.033
1014	1.49	3.69	1.017
1010	1.36	3.71	0.983
1006	1.24	3.73	0.967
1003	1.14	3.75	0.950
999	1.04	3.77	0.917
995	0.94	3.79	0.900
991	0.85	3.81	0.883



### ДАВЛЕНИЕ ПАРА И ПЛОТНОСТЬ ВОДЫ ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

Данная таблица показывает давление пара  $p$  [бар] и плотность  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>] воды при различной температуре  $t$  [°C]. Кроме этого, таблица содержит значения абсолютной температуры  $T$  [K].

$t$ [°C]	$T$ [K]	$p$ [бар]	$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$t$ [°C]	$T$ [K]	$p$ [бар]	$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$t$ [°C]	$T$ [K]	$p$ [бар]	$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]
0	273.15	0.00611	999.8					138	411.15	3.414	927.6
1	274.15	0.00657	999.9	61	334.15	0.2086	982.6	140	413.15	3.614	925.8
2	275.15	0.00706	999.9	62	335.15	0.2184	982.1	145	418.15	4.155	921.4
3	276.15	0.00758	999.9	63	336.15	0.2286	981.6	150	423.15	4.760	916.8
4	277.15	0.00813	1000.0	64	337.15	0.2391	981.1				
5	278.15	0.00872	1000.0	65	338.15	0.2501	980.5	155	428.15	5.433	912.1
6	279.15	0.00935	1000.0	66	339.15	0.2615	979.9	160	433.15	6.181	907.3
7	280.15	0.01001	999.9	67	340.15	0.2733	979.3	165	438.15	7.008	902.4
8	281.15	0.01072	999.9	68	341.15	0.2856	978.8	170	443.15	7.920	897.3
9	282.15	0.01147	999.8	69	342.15	0.2984	978.2	175	448.15	8.924	892.1
10	283.15	0.01227	999.7	70	343.15	0.3116	977.7				
								180	453.15	10.027	886.9
11	284.15	0.01312	999.7	71	344.15	0.03256	977.7	185	458.15	11.233	881.5
12	285.15	0.01401	999.6	72	345.15	0.03396	976.5	190	463.15	12.551	876.0
13	286.15	0.01497	999.4	73	346.15	0.03542	976.0	195	468.15	13.987	876.4
14	287.15	0.01597	999.3	74	347.15	0.03696	975.3	200	473.15	1.50	864.7
15	288.15	0.01704	999.2	75	348.15	0.03855	974.8				
16	289.15	0.01817	999.0	76	349.15	0.04019	974.1	205	478.15	17.243	858.8
17	290.15	0.01936	998.8	77	350.15	0.04189	973.5	210	483.15	19.077	852.8
18	291.15	0.02062	998.7	78	351.15	0.04365	972.9	215	488.15	21.060	846.7
19	292.15	0.02196	999.5	79	352.15	0.04547	972.3	220	493.15	23.198	840.3
20	293.15	0.02397	998.3	80	353.15	0.04736	971.6	225	498.15	25.501	833.9
21	294.15	0.02485	998.1	81	354.15	0.4931	971.0	230	503.15	27.976	827.3
22	295.15	0.02642	997.8	82	355.15	0.5133	970.4	235	508.15	30.632	820.5
23	296.15	0.02808	997.6	83	356.15	0.5342	969.7	240	513.15	33.478	813.6
24	297.15	0.02982	997.4	84	357.15	0.5557	969.1	245	518.15	36.523	806.5
25	298.15	0.03166	997.1	85	358.15	0.5780	968.4	250	523.15	39.776	799.2
26	299.15	0.03360	996.8	86	359.15	0.6011	967.8	255	528.15	43.746	791.6
27	300.15	0.03564	996.6	87	360.15	0.6249	967.1				
28	301.15	0.03778	996.3	88	361.15	0.6495	966.5	260	533.15	46.943	783.9
29	302.15	0.04004	996.0	89	362.15	0.6749	965.8	265	538.15	50.877	775.9
30	303.15	0.04241	995.7	90	363.15	0.7011	965.2	270	543.15	55.058	767.8
								275	548.15	59.496	759.3

$t$ [°C]	$T$ [K]	$p$ [бар]	$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$t$ [°C]	$T$ [K]	$p$ [бар]	$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]	$t$ [°C]	$T$ [K]	$p$ [бар]	$\rho$ [кг/м <sup>3</sup> ]
31	304.15	0.04491	995.4	91	364.15	0.7281	964.4	280	553.15	64.202	750.5
32	305.15	0.04753	995.1	92	365.15	0.7561	963.8				
33	306.15	0.05029	994.7	93	366.15	0.7849	963.0	285	558.15	69.186	741.5
34	307.15	0.05318	994.4	94	367.15	0.8146	962.4	290	563.15	74.461	732.1
35	308.15	0.05622	994.0	95	368.15	0.8453	961.6	295	568.15	80.037	722.3
36	309.15	0.05940	993.7	96	369.15	0.8769	961.0	300	573.15	85.927	712.2
37	310.15	0.06274	993.3	97	370.15	0.9094	960.2	305	578.15	92.144	701.7
38	311.15	0.06624	993.0	98	371.15	0.9430	959.6	310	583.15	98.700	690.6
39	312.15	0.06991	992.7	99	372.15	0.9776	958.6				
40	313.15	0.07375	992.3	100	373.15	1.0133	958.1	315	588.15	105.61	679.1
41	314.15	0.07777	991.9	102	375.15	1.0878	956.7	320	593.15	112.89	666.9
42	315.15	0.09198	991.5	104	377.15	1.1668	955.2	325	598.15	120.56	646.1
43	316.15	0.08639	991.1	106	379.15	1.2507	953.7	330	603.15	128.63	640.4
44	317.15	0.09100	990.7	108	381.15	1.3390	952.2	340	613.15	146.05	610.2
45	318.15	0.09582	990.2	110	383.15	1.4327	950.7				
46	319.15	0.10086	989.8					350	623.15	165.35	574.3
47	320.15	0.10612	989.4	112	385.15	1.5316	949.1	360	633.15	186.75	527.5
48	321.15	0.11162	988.9	114	387.15	1.6362	947.6				
49	322.15	0.11736	988.4	116	389.15	1.7465	946.0	370	643.15	210.54	451.8
50	323.15	0.12335	988.0	118	391.15	1.8628	944.5	474.15	647.30	221.2	315.4
				120	393.15	1.9854	942.9				
51	324.15	0.12961	987.6								
52	325.15	0.13613	987.1	122	395.15	2.1145	941.2				
53	326.15	0.14293	986.6	124	397.15	2.2504	939.6				
54	327.15	0.15002	986.2	126	399.15	2.3933	937.9				
55	328.15	0.15741	958.7	128	401.15	2.5435	936.2				
56	329.15	0.16511	985.2	130	403.15	2.7013	934.6				
57	330.15	0.17313	984.6								
58	331.15	0.18147	984.2	132	405.15	2.8670	932.8				
59	332.15	0.19016	983.7	134	407.15	3.0410	931.1				
60	333.15	0.19920	983.2	136	409.15	3.2230	929.4				

### ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

Карманное руководство по системам отопления и кондиционирования (Recknagel/Sprenger/Schramek), издательство Oldenbourg-Industrieverlag, Эссен, 2006 г.

Центробежные насосы (Gylich), издательство Springer-Verlag, Гейдельберг, 2004 г.

Карманное руководство по технологии холодоснабжения (Pohlmann/Iket, Hrsg.), С.Ф. издательство Myller-Verlag, Гейдельберг 2005 г.

Проектирование холодильных систем (Breidenbach), С.Ф. издательство Myller-Verlag, Гейдельберг, 2003 г.

**wilo**

Pioneering for You

**ВІЛО УКРАЇНА**

**вул. Антонова 4, с.Чайки  
Киево-Святошинський р-н  
08130, Україна  
т. +38 044 393 73 80  
ф. +38 044 393 73 89**

**[www.wilo.ua](http://www.wilo.ua)**