

Функция гидравлических сепараторов, заключается в том, чтобы разделить (т.е. сделать независимыми) различные контуры системы, что позволяет предотвратить возникновение интерференций и взаимных помех.

Чтобы определить преимущества использования и рабочие характеристики гидравлических разделителей, мы :

1. Проанализируем, как взаимодействуют между собой контуры в традиционных системах.
2. Определим критерии для появления интерференций
3. Проанализируем нарушения работы, вызванные интерференциями.
4. И рассмотрим, как гидравлические сепараторы предотвращают возникновение интерференции между контурами.

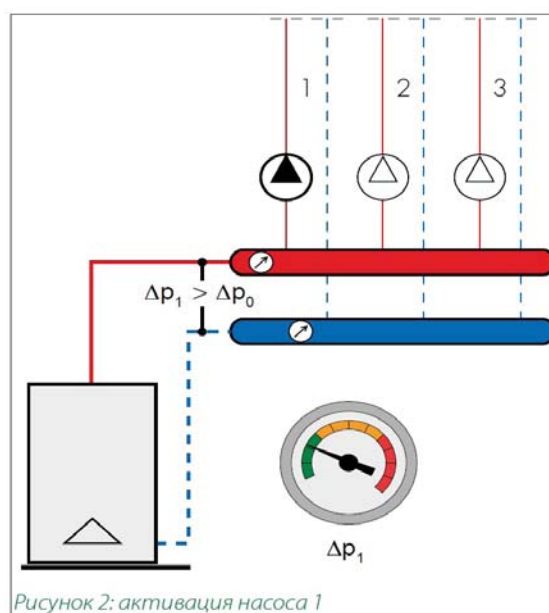
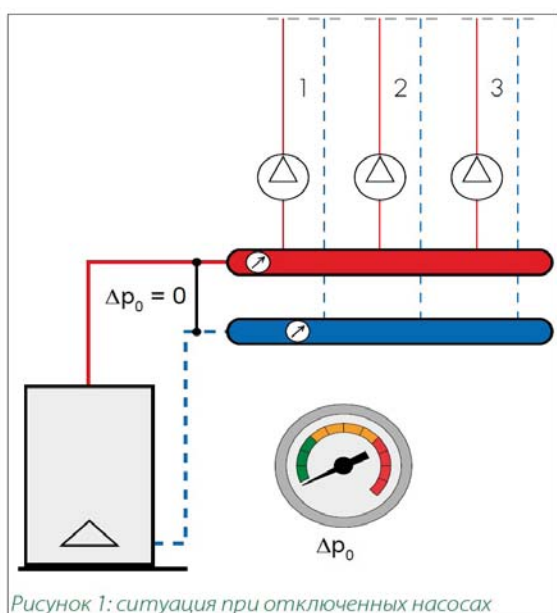


ИНТЕРФЕРЕНЦИИ МЕЖДУ КОНТУРАМИ

Для определения природы интерференций проанализируем нижеприведенную систему и рассмотрим, что происходит при поочередном включении насосов системы. Обратим внимание на изменение перепада давления между коллектором подачи и коллектором обратки (ΔP) без учета абсолютного давления в системе.

Когда все насосы выключены

Если не учитывать явление естественной циркуляции, то в этом положении жидкость в системе остается неподвижной, а ΔP равна нулю.



Включение насоса №1

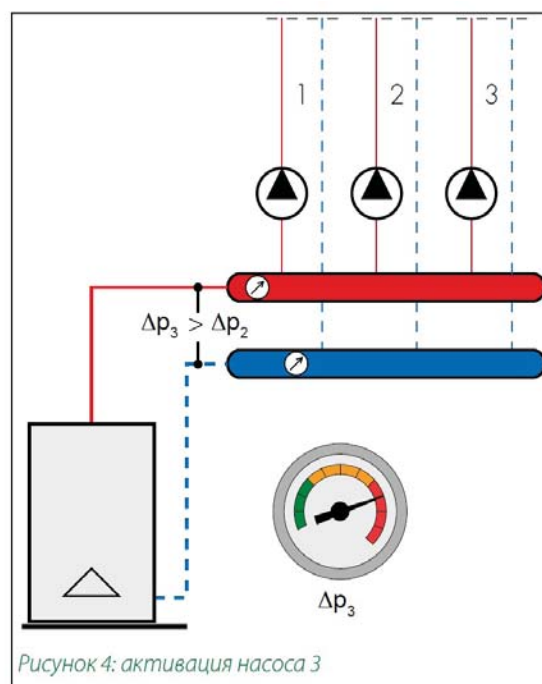
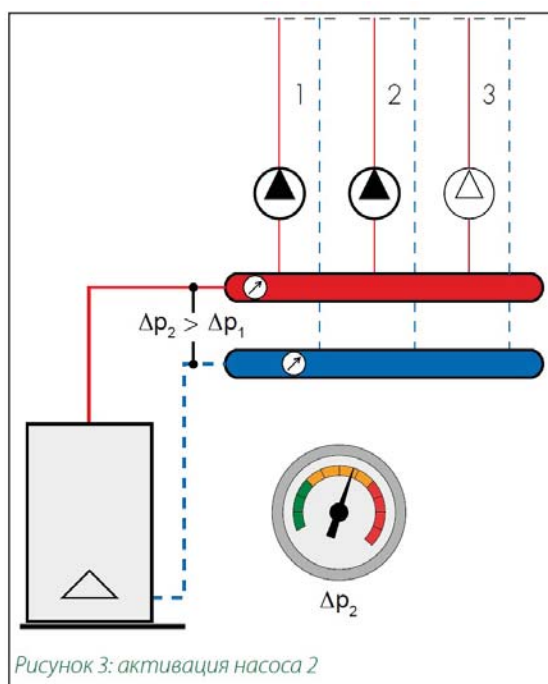
Приводит в движение жидкость своего контура и заставляет увеличиваться ΔP между коллекторами. Данное увеличение равно напору Δp_1 , которое насос №1 создает для прохода жидкости от коллектора обратки к коллектору подачи: иными словами, через контур котла. Тот же ΔP сохраняется, по логике, также на соединениях контуров 2 и 3 при выключенных на них циркуляционных насосах. Причем в коллекторе обратки давление выше, чем в коллекторе подачи, что может привести к появлению паразитной циркуляции в контурах 2 и 3, причем в направлении, противоположном предусмотренному.

Включение насоса №2

Чтобы привести в движение жидкость своего контура, насос №2 должен сначала преодолеть противоположное Δp_1 , нагнетаемое насосом №1. Более того включение насоса №2 приведет к последующему увеличению ΔP между коллекторами подачи и обратки, поскольку увеличится расход теплоносителя через контур котла, и поэтому потребуются приложить больший напор для продвижения жидкости через контур.

Включение насоса №3

Чтобы запустить циркуляцию в своем контуре насос №3 должен преодолеть сопротивление противоположного Δp_2 , нагнетаемого насосами №1 и №2. Требуемое усилие может быть настолько большим, что насос будет не в состоянии обеспечить необходимый расход теплоносителя через свой контур. Кроме того включение насоса 3 приводит, к последующему увеличению Δp_3 по причинам, указанным выше.



ПОЯВЛЕНИЕ ИНТЕРФЕРЕНЦИИ И ПОРОГОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ΔP

На рассмотренном примере видно, что поэтапное включение насосов увеличивает ΔP между коллекторами подачи и обратки, что приводит к появлению взаимных помех (т.е. интерференции) между насосами разных контуров.

Невозможно точно установить значения, ниже которых можно считать ΔP приемлемым: то есть значения ΔP , ниже которых интерференция между контурами не вызывает очевидных сбоев в работе системы. Эти значения зависят от большого количества переменных величин. Однако, в большинстве случаев допустимым ΔP принимают значения 0,4÷0,5 м вод.ст. Более высокие значения (а не редко можно обнаружить системы с ΔP 1,5÷2,0 м вод.ст.) могут приводить к серьезным проблемам в работе системы.

ПРОБЛЕМЫ, СВЯЗАННЫЕ СО СЛИШКОМ ВЫСОКИМИ ЗНАЧЕНИЯМИ ΔP

Основные проблемы можно классифицировать следующим образом:

1. Насосам не удается обеспечить требуемый расход

Это серьезная дисфункция, которая чаще всего возникает в системах, в которых установлены как большие, так и слабые насосы. В таких системах, небольшим насосам не удается «справиться» потому, что им необходимо затрачивать слишком много энергии для того, чтобы преодолеть противодействие более мощных насосов. Увеличенное сопротивление системы приводит к падению расхода, и как следствие, недостаточному снабжению контура теплоносителем.

2. Насосы часто ломаются

Это проблема обусловлена тем, что интерференция между контурами вынуждает насосы работать вне их рабочего поля, что является причиной их частого выхода из строя.

3. Горячие отопительные приборы даже при выключенном насосе

Как рассматривалось выше, данная проблема вызвана паразитной циркуляцией в контуре с выключенным насосом, создаваемой включенными насосами других контуров. Необходимо заметить, что подобные явления могут возникать также при естественной циркуляции или при циркуляции в перепусках при закрытых регулирующих клапанах. Это явление легко определить по характерным признакам: у радиаторов появляются неодинаково горячие участки поверхности, а их патрубки на обратке горячее, чем патрубки на подаче.

Вышеперечисленные отклонения и проблемы позволяют нам утверждать, что системы с высоким ΔP между коллекторами подачи и обратки (что почти всегда наблюдается в средних и больших системах) не могут работать с соблюдением расчетных (проектных) характеристик.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЕПАРАТОРЫ

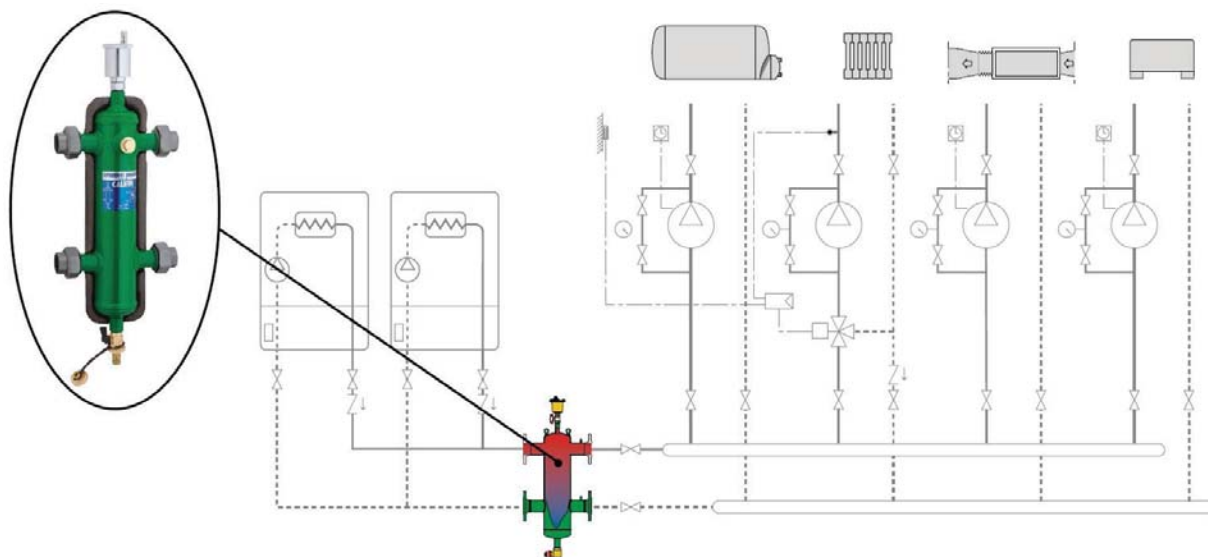
Гидравлический сепаратор создает зону с низким гидравлическим сопротивлением, которая позволяет сделать гидравлически независимыми первичный и вторичный контуры; поток в одном контуре не образует поток в другом, если гидравлическое сопротивление сепаратора является незначительным.

В этом случае, расход, который проходит через соответствующие контуры, зависит исключительно от характеристик насосов и их контуров, предотвращая взаимное влияние насосов разных контуров.

Поэтому, при использовании гидравлического разделителя, насосы выдают необходимые характеристики, теплоноситель будет циркулировать, только когда включен соответствующий насос, производительность насоса будет удовлетворять требования контура по расходу теплоносителя на данный момент времени.

Когда насосы вторичного контура выключаются, нет циркуляции в соответствующих контурах, то весь расход, нагнетаемый насосом первичного контура, перепускается через сепаратор.

Используя гидравлический разделитель, можно иметь первичный котловой контур с постоянным расходом и вторичный контур потребителей с изменяющимися расходами.



ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТИПОРАЗМЕРА: МЕТОД МАКСИМАЛЬНОГО РАСХОДА

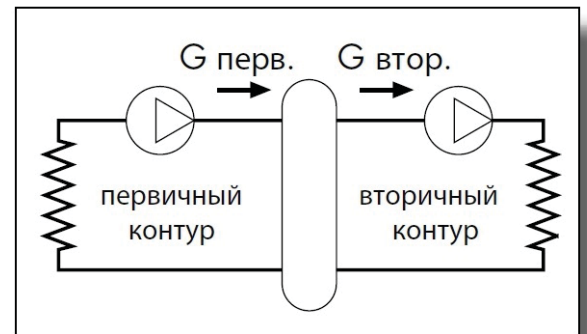
Гидравлический разделитель рассчитывается исходя из значения максимального рекомендованного расхода в точке установки разделителя. Иными словами значение расхода для разделителя должно быть больше или равно большему из суммы расходов первичного контура ($G_{перв.}$) и суммы расходов вторичного контура ($G_{втор.}$).

В гидравлических сепараторах могут возникать значительное смешение.

В некоторых системах «горячий» теплоноситель, исходящий от котла, остывает от обратки контура потребителей и контуры потребителей получают «охлажденную» подачу. В этом случае, отопительные приборы подбираются с учетом такого охлаждения, а не на основе рабочей температуры подачи котла.

В других случаях «холодная» обратка потребителей подогревается «горячей» подачей котла, и в котел поступает «подогретая» обратка. Такие системы используются для предотвращения явлений конденсации в самих котлах и в патрубках отводных газов, что особенно полезно для котлов на биомассе.

Далее проанализируем изменения температуры на патрубках гидравлического разделителя в зависимости от изменения расходов между первичным и вторичным контурами:



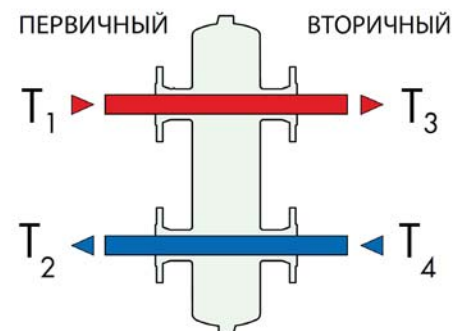
1. Расход первичного контура равен расходу вторичного контура

Это типичная ситуация в небольших системах, учитывая, что в них насосы (или насос) первичного контура обычно подбираются с расходами равными расходу вторичного контура. В этом случае можно считать, что температуры первичного и вторичного контуров оказываются в таком соотношении:

$$T_1 = T_3$$

$$T_2 = T_4$$

Поэтому, это тот случай, при котором сепаратор не изменяет температуры ни подачи ни обратки. Как следствие, можно подобрать отопительные приборы на основе максимальной рабочей температуры, поступающей из теплогенератора.

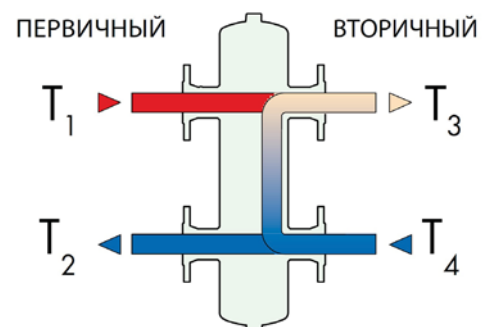


2. Расход первичного контура меньше расхода вторичного контура

Эта ситуация встречается в системах с одним или несколькими настенными котлами, когда их внутренние насосы слишком слабы, чтобы доставлять отопительным приборам требуемую тепловую мощность. Такую же ситуацию, можно обнаружить в системах с удаленными котельными, когда нужно поддерживать низким расход первичного контура для того, чтобы сэкономить на эксплуатации системы в целом и насосов в частности. В рассматриваемом случае температуры первичного и вторичного контуров соотносятся следующим образом:

$$T_1 > T_3$$

$$T_2 = T_4$$





Поэтому температура на подаче вторичного контура (к потребителям) оказывается ниже температуры на подаче первичного контура (от котла). Для расчета максимальной температуры теплоносителя, направляемой к потребителям (Т3), необходимо чтобы были известны значения следующих величин:

- Т1 - температура подачи первичного контура [°С]
- Q - тепловая мощность системы [Ккал/ч]
- Сперв. - расход первичного контура [м3/ч]
- Свтор. - расход вторичного контура [м3/ч]

Далее можно продолжать следующим образом:

1. Сначала рассчитываются перепады температуры первичного и вторичного контуров:

$$\Delta T_{\text{перв.}} = Q / \text{Сперв.} \quad (1a),$$

$$\Delta T_{\text{втор.}} = Q / \text{Свтор.} \quad (1b)$$

2. На основании перепада температуры первичного контура определяется температура обратки первичного контура:

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{\text{перв.}} \quad (2)$$

3. Учитывая, что в рассматриваемом случае, температура обратки первичного контура равна температуре обратки вторичного контура, можно рассчитать требуемую температуру, по выражению:

$$T_3 = T_4 + \Delta T_{\text{втор.}} = T_2 + \Delta T_{\text{втор.}} \quad (3)$$

Это и есть максимальная рабочая температура, на основе которой подбираются отопительные приборы системы.

3. Расход первичного контура больше расхода вторичного контура

Ситуации, когда расход первичного контура превышает расход вторичного контура, чаще всего встречаются в системах на низкой температуре. Повышая температуру обратки в котел, мы избегаем проблем, связанных с выпадением конденсата из дымовых газов.

В рассматриваемом случае температуры первичного и вторичного контуров соотносятся следующим образом:

$$T_1 = T_3$$

$$T_2 > T_4$$

Поэтому температура обратки первичного контура (температура обратки в котел) оказывается выше температуры обратки вторичного контура.

Для расчета максимальной температуры теплоносителя на обратке в котел (Т2), необходимо знать значения следующих величин:

- Т1 - температура подачи первичного контура [°С]
- Сперв. - расход первичного контура м3/ч]
- Q - тепловая мощность системы [Ккал/ч]

Далее рассчитаем:

1. Сначала перепад температуры первичного контура: $\Delta T_{\text{перв.}} = Q / \text{Сперв.} \quad (4)$

2. На основании данного значения определяется температура обратки самого первичного контура:

$$T_2 = T_1 - \Delta T_{\text{перв.}} \quad (5)$$

Если нужно определить расход первичного контура, (иными словами расход котлового насоса) необходимый для обеспечения температуры обратки не ниже порогового значения (Т2), предотвращающего выпадение конденсата, нужно определить следующие величины:

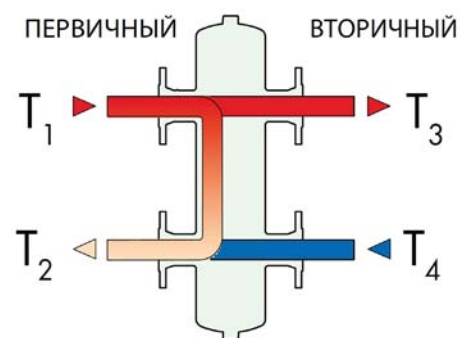
- Т1 - температуру подачи первичного контура [°С]
- Т2 - температуру обратки первичного контура [°С]
- Q - тепловую мощность системы [Ккал/ч]

Далее определяем:

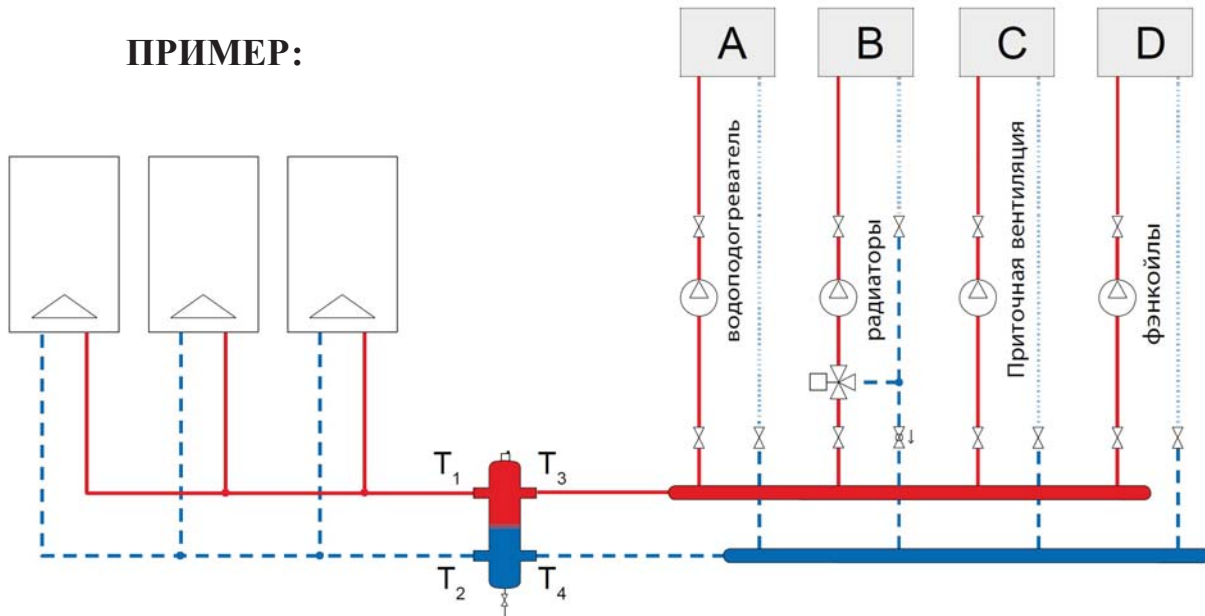
1. Перепад температур первичного контура: $\Delta T_{\text{перв.}} = T_1 - T_2 \quad (6)$

2. На основании этого значения, определяется требуемый расход котлового насоса:

$$\text{Сперв.} = Q / \Delta T_{\text{перв.}}$$



ПРИМЕР:



Дано:

$T_1 = 80^\circ\text{C}$ (температура подачи котлов).
 Характеристики единичного настенного котла:
 $Q_k = 27.000 \text{ Ккал/ч}$
 $G_k = 1.600 \text{ л/ч}$ (максимальный расход насоса)
 А. Характеристики контура водоподогревателя:
 $Q_A = 22.000 \text{ Ккал/ч}$ (тепловая мощность)
 $G_A = 2.200 \text{ л/ч}$ (расход насоса)

В. Характеристики контура радиаторов:
 $Q_B = 6.000 \text{ Ккал/ч}$ (тепловая мощность)
 $G_B = 600 \text{ л/ч}$ (расход насоса)
 С. Характеристики контура приточной вентиляции:
 $Q_C = 22.000 \text{ Ккал/ч}$ (тепловая мощность)
 $G_C = 4.400 \text{ л/ч}$ (расход насоса)
 D. Характеристики контура фэнкойлов:
 $Q_D = 27.000 \text{ Ккал/ч}$ (тепловая мощность)
 $G_D = 5.400 \text{ л/ч}$ (расход насоса)

Решение:

Для начала рассчитывается общая тепловая мощность потребителей, расход первичного контура и расход вторичного контура. Далее ведет расчеты согласно раздела "расход первичного контура ниже расхода во вторичном контуре".

1. Общая тепловая мощность потребителей:
 $Q = Q_A + Q_B + Q_k + Q_D = 77.000 \text{ Ккал/ч}$
 2. Расход первичного контура.

Предположим, что соединительный контур между настенными котлами и сепаратором выполнен с низким гидравлическим сопротивлением. Следовательно, расход первичного контура можно принять за максимальный, обеспечиваемый внутренними насосами настенных котлов:

$G_{\text{перв.}} = 3 \times 1.600 = 4.800 \text{ л/ч}$

3. Расход вторичного контура.
 Он определяется как сумма расходов насосов потребителей
 $G_{\text{втор.}} = G_A + G_B + G_k + G_D = 12.600 \text{ л/ч}$

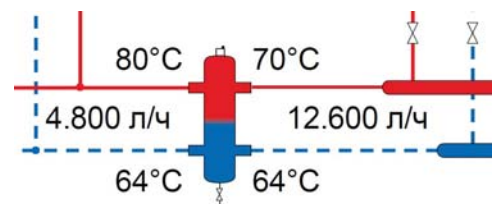
Важно: на основании этого расхода (поскольку он выше расхода первичного контура) подбирается гидравлический сепаратор с необходимой пропускной способностью.

4. Перепады температуры первичного и вторичного контуров рассчитываются по формулам (1a) и (1b):
 $\Delta T_{\text{перв.}} = Q/G_{\text{перв.}} = 77.000/4.800 = 16^\circ\text{C}$
 $\Delta T_{\text{втор.}} = Q/G_{\text{втор.}} = 77.000/12.600 = 6^\circ\text{C}$

5. Температура обратки первичного контура определяется по формуле (2):
 $T_2 = T_1 - \Delta T_{\text{перв.}} = 80 - 16 = 64^\circ\text{C}$

6. Температура подачи вторичного контура определяется по формуле (3):
 $T_3 = T_4 + \Delta T_{\text{втор.}} = T_2 + \Delta T_{\text{втор.}}$
 $T_3 = 64 + 6 = 70^\circ\text{C}$

Это и есть та максимальная рабочая температура, на основании которой необходимо подбирать змеевик водоподогревателя, радиаторы, фэнкойлы и теплообменник приточной установки.



МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ СЕПАРАТОР серии 549

Многофункциональный гидравлический сепаратор, помимо того, что разделяет гидравлические контуры, включает в себя и другие функциональные компоненты, каждый из которых помогает решать проблемы типичные для контуров систем отопления и кондиционирования. Устройство разработано для выполнения функций:

- **Гидравлического разделения**

Для того, чтобы сделать независимыми первичные и вторичные гидравлические контуры.

- **Деаэрации**

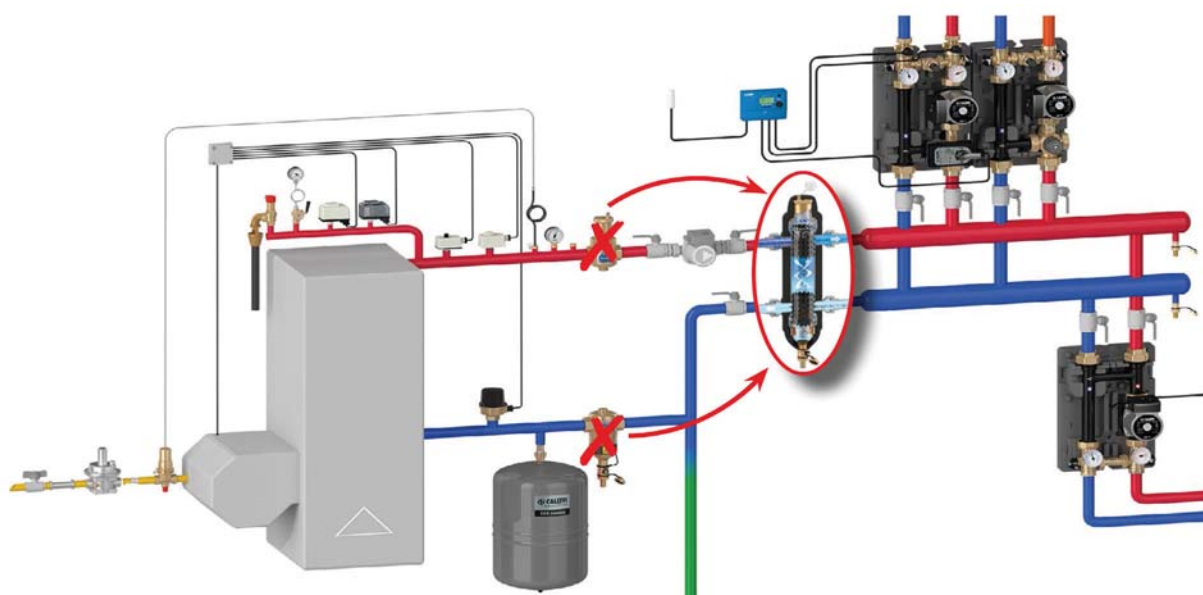
Использует комбинированное действие нескольких физических процессов: расширение сечения снижает скорость потока, сетка из технополимера создает вихревые потоки, которые благоприятствуют высвобождению микропузырьков. Пузырьки, сливаясь между собой, увеличиваются в объёме, поднимается в верхнюю часть и удаляются поплавковым автоматическим воздухоотводчиком.

- **Дешламации**

Дешламатор отсорбирует и собирает частицы шлама, присутствующие в контурах, благодаря их столкновению с поверхностью внутреннего элемента.

- **Удалению магнитных частиц**

Специальная запатентованная магнитная система притягивает железомagnetный шлам содержащийся в воде: железомagnetные частицы удерживаются в зоне сбора, во избежание их возможного возвращения в циркуляцию.



ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛИТЕЛЬ серии 548

Стальной корпус.

Мак рабочее давление: 10 бар.

Мак рабочая температура: + 110°C.

Укомплектован воздухоудалителем
и сливным краном.



Артикул	Соединение	Пропускная способность	Мощность котла (Δt=20°C)
548006	1"	2,5 м³/ч	60 кВт/ч
548007	1 1/4"	4 м³/ч	95 кВт/ч
548008	1 1/2"	6 м³/ч	140 кВт/ч
548009	2"	8,5 м³/ч	195 кВт/ч

Артикул	Соединение	Пропускная способность	Мощность котла (Δt=20°C)
548052	DN 50	9 м³/ч	210 кВт/ч
548062	DN 65	18 м³/ч	420 кВт/ч
548082	DN 80	28 м³/ч	650 кВт/ч
548102	DN 100	56 м³/ч	1300 кВт/ч
548122	DN 125	75 м³/ч	1745 кВт/ч
548152	DN 150	110 м³/ч	2550 кВт/ч

Артикул	Соединение	Пропускная способность	Мощность котла (Δt=20°C)
548200	DN 200	180 м³/ч	4100 кВт/ч
548250	DN 250	300 м³/ч	6900 кВт/ч
548300	DN 300	420 м³/ч	9700 кВт/ч

CALEFFI
Hydronic Solutions