

Применение термогидравлического распределителя в системах централизованного теплоснабжения

Сенников В.В., Генварёв А.А., Яворовский Ю.В., кандидаты техн. наук,
Костров А.Е., Козлов М.Г., инженеры

Рассматривается возможность применения термогидравлического распределителя в системах централизованного теплоснабжения.

Ключевые слова: тепловая сеть, гидравлический распределитель, котел, насос.

Thermohydraulic dispatcher appliance in district heating systems

Sennikov V.V., Genvareov A.A., Yavorovskiy Y.V., candidates of science, Kostrov A.E., Kozlov M.G., engineers

Possibility of the using thermohydraulic dispatcher in district heating systems is considered.

Keywords: heat network, hydraulic dispatcher, boiler, pump.

Термогидравлический распределитель (ТГР) – устройство, предназначенное для улучшения процесса регулирования отпуска тепловой энергии. Существуют различные типы ТГР: вертикальные с подключением до 3-х потребителей; коллекторные (вертикальные и горизонтальные) с возможностью неограниченного подключения потребителей; коллекторные, соединенные короткой U-образной трубой, и др.

ТГР можно рассматривать как перемычку (байпас) большого диаметра с малым гидравлическим сопротивлением между контурами источника и потребителя. В общем, ТГР является частью гидравлической системы, состоящей из контура источника и контура потребителя (потребителей) тепловой энергии, соединенных трубопроводом перемычки. Контур источника включает в себя источник энергии, насос и соединительные трубопроводы первичного контура, а также саму перемычку. В контур потребителя входят сами потребители тепловой энергии, насосы и трубопроводы вторичного контура, а также трубопровод перемычки.

ТГР достаточно широко используется в децентрализованных схемах теплоснабжения. Теплогидравлическая схема водогрейных котельных представляет собой сложный комплекс функционально взаимосвязанного оборудования, согласующего режим выработки теплоты на источнике и режим потребления теплоты.

Режим работы котельных установок должен обеспечивать постоянный, не менее минимального, расход теплоносителя с температурой выше точки росы (кроме конденсационных котлов) при резко изменяемой тепловой нагрузке у потребителей. При использовании современных котлов обеспечение постоянства расхода теплоносителя через котел и ограничения на минимально допустимую температуру теплоносителя в обратной линии перед котлом являются требованиями завода-изготовителя. Поэтому все более широкое применение в котельных, особенно при их реконструкции, на-

ходят схемы с использованием термогидравлического распределителя.

Тепловые схемы котельных имеют вторичный контур, включающий в себя несколько отопительных контуров, контур теплых полов, контур ГВС, контур системы вентиляции и т.п. При различных режимах работы котельной расходы в первичном и вторичном контурах не совпадают (номинальный режим, режим снижения нагрузки потребителей, режим пуска-останова и др.), что обуславливает необходимость гидравлической развязки контуров. При полной гидравлической развязке изменение расхода теплоносителя во вторичном контуре (из-за изменения нагрузки многочисленных потребителей) не влияет на величину расхода первичного контура.

Практическое использование в котельных тепловых схем с ТГР позволяет обеспечить независимость контуров, повысить надежность теплоснабжения потребителей и снизить затраты энергоресурсов. Надежный гидравлический принцип работы ТГР, не требующий регулирования расходов, обеспечивает независимость и бесперебойное функционирование подключенных контуров потребителей.

Кроме того, подключение потребителей через ТГР имеет и другие преимущества: потребителям будет отпускаться столько теплоты, сколько им необходимо для компенсации тепловых потерь зданием в данный момент. Невостребованное количество тепловой энергии через ТГР возвращается источнику.

Рассмотрим возможность использования ТГР в тепловых схемах централизованного теплоснабжения. Система централизованного теплоснабжения состоит из контура источника тепловой энергии (ТЭЦ, паровая или водогрейная котельная), распределительного контура (магистральные и квартальные тепловые сети и пр.) и контуров потребителей тепловой энергии. В основном применяется зависимая система теплоснабжения потребителей (с элеватором и открытым водоразбором). Для рабо-

ты элеватора располагаемый перепад на входе в индивидуальный тепловой пункт (ИТП) должен быть не менее 15 м вод. ст. Для устойчивой работы системы отопления здания с элеватором необходимо иметь перепад 30–40 м вод. ст., т.е. если принять в обратном трубопроводе давление 50 м вод.ст., то в прямом трубопроводе давление будет 90–95 м вод. ст. (9–9,5 ата). Для этого чтобы подвести необходимое количество теплоты к потребителям, в распределительной сети должен работать высоконапорный сетевой насос (с увеличением напора растет потребление электрической энергии). При использовании термогидравлического распределителя в ИТП циркуляция теплоносителя в системе отопления здания осуществляется за счет работы собственного низконапорного насоса малой мощности. Сетевой циркуляционный насос не будет создавать циркуляцию в отопительной системе здания, потому что ТГР является участком с малым гидравлическим сопротивлением. При включении насоса системы отопления последний начинает отбирать воду в нужном количестве из распределительного контура через ТГР, обеспечивая ее циркуляцию; избыток теплоносителя через ТГР возвращается в распределительный контур. Это происходит потому, что разность давлений между прямым и обратным трубопроводами в ТГР практически равна нулю.

В сетях централизованного теплоснабжения переход на температурный график 95/70 °С сопровождается заменой сетевых насосов на насосы с большей производительностью и с большими напорами, при этом нарушается регулировка тепловой сети. На рис. 1 приведен пьезометрический график тепловой сети.

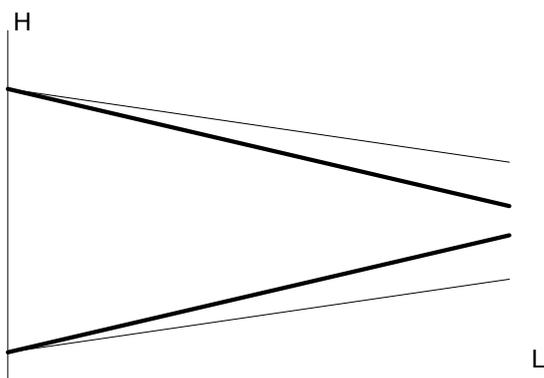


Рис. 1. Пьезометрический график: ———— – исходный пьезометрический график при повышенном температурном графике; ————— – пьезометрический график для сети при температурном графике 95/70°C.

Для повышения располагаемых напоров у удаленных потребителей можно по длине тепловой сети установить повысительные насосные станции на прямой и обратной линиях. При этом значительно увеличивается расход электроэнергии на перекачку теплоносителя и снижается устойчивость тепловой сети по

поддержанию расчетных расходов теплоносителя у потребителей. Применение ТГР позволяет решить вопрос теплоснабжения потребителей даже при значениях располагаемых напоров в 5–10 м вод. ст. с минимальными энергозатратами.

В современных городских тепловых сетях остро стоит вопрос о наладке гидравлического режима тепловой сети: располагаемый напор у каждого потребителя должен быть не менее минимально допустимого – иначе становится невозможным поддерживать температурный режим в зданиях на требуемом уровне.

Для присоединения дополнительного потребителя необходимо проведение нового наладочного гидравлического расчета тепловой сети. Если сеть потребителя можно гидравлически отделить от подводящих сетей, установив термогидравлический распределитель, вопрос о наладке может быть исключён.

Принципиальная тепловая схема источника с использованием ТГР представлена на рис. 2. Схема состоит из двух контуров и двух узлов А и В.

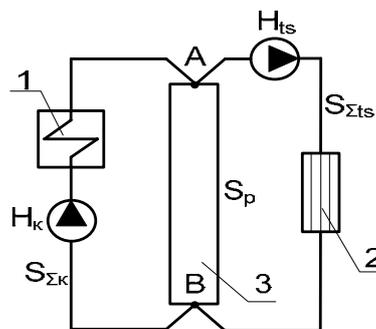


Рис. 2. Принципиальная схема источника теплоснабжения с термогидравлическим распределителем: 1 – источник тепловой энергии; 2 – потребитель; 3 – ТГР

Математическая модель, описывающая работу ТГР, включает в себя уравнение гидравлических потерь напора в контурах и баланса расхода в узлах:

$$\left. \begin{aligned} s_{\Sigma k} Q_k |Q_k| + s_p Q_p |Q_p| - H_{k0} &= 0, \\ s_{\Sigma ts} Q_{ts} |Q_{ts}| - s_p Q_p |Q_p| - H_{ts0} &= 0, \\ Q_k - Q_{ts} - Q_p &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где s_p – сопротивление гидравлической перемычки, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6$

Уравнение характеристики насоса в контуре источника имеет вид

$$H_k = H_{k0} - s_k Q_k^2, \quad (2)$$

где H_{k0} – напор насоса источника при нулевой подаче, м.в.ст.; s_k – сопротивление проточной части насоса, $\text{м} \cdot \text{ч}^2/\text{м}^6$; Q_k – объемный расход насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Уравнение характеристики насоса в контуре тепловой сети имеет вид

$$H_{ts} = H_{ts0} - s_{ts} Q_{ts}^2, \quad (3)$$

где H_{ts0} – напор сетевого насоса при нулевой подаче, м.в.ст.; s_{ts} – сопротивление проточной части сетевого насоса, $м \cdot ч^2/м^6$; Q_{ts} – подача сетевого насоса, $м^3/ч$.

Сопротивление гидравлической ветви источника рассчитывается по формуле

$$s_{\Sigma k} = s_k + s_{ka} + s_{tk}, \quad (4)$$

где s_k – сопротивление проточной части насоса, $м \cdot ч^2/м^6$; s_{ka} – сопротивление источника, $м \cdot ч^2/м^6$; s_{tk} – сопротивление трубопроводов обвязки контура источника, $м \cdot ч^2/м^6$.

Гидравлическое сопротивление контура потребителя с сетевым насосом определяется как

$$s_{\Sigma ts} = s_{ts} + s_{tts}, \quad (5)$$

где s_{ts} – сопротивление проточной части сетевого насоса, $м \cdot ч^2/м^6$; s_{tts} – суммарное сопротивление трубопроводов тепловой сети и потребителей.

При рабочем режиме ТГР направления расходов в контурах источника и потребителя совпадают с направлением действия насосов. Расход по ТГР направлен в сторону всасывания насоса источника. При этом режиме в системе уравнений (1) можно опустить знаки модуля, в результате, выразив значения расхода источника из балансового уравнения, получаем следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} s_{\Sigma k} (Q_{ts} + Q_p)^2 + s_p Q_p^2 - H_{k0} &= 0, \\ s_{\Sigma ts} Q_{ts}^2 - s_p Q_p^2 - H_{ts0} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Из системы уравнений (6) с помощью результата можно исключить неизвестный расход Q_{ts} :

$$\begin{aligned} & -2s_{\Sigma ts} H_{k0} s_{\Sigma k} H_{ts0} + s_{\Sigma k}^2 H_{ts0}^2 + s_{\Sigma ts}^2 H_{k0}^2 + \\ & + \left(\begin{aligned} & -2s_{\Sigma ts} s_{\Sigma k}^2 s_p + s_{\Sigma ts}^2 s_{\Sigma k}^2 + s_{\Sigma ts}^2 s_p^2 + \\ & + 2s_{\Sigma ts}^2 s_{\Sigma k} s_p + s_{\Sigma k}^2 s_p^2 + \\ & + 2s_{\Sigma ts} s_p^2 s_{\Sigma k} \end{aligned} \right) Q_p^4 + \quad (7) \\ & + 2 \left(\begin{aligned} & -s_{\Sigma ts} s_{\Sigma k}^2 H_{ts0} - s_{\Sigma ts}^2 s_{\Sigma k} H_{k0} - \\ & -s_{\Sigma ts}^2 s_p H_{k0} + s_{\Sigma ts} s_p s_{\Sigma k} H_{ts0} - \\ & -s_{\Sigma ts} H_{k0} s_{\Sigma k} s_p + s_{\Sigma k}^2 s_p H_{ts0} \end{aligned} \right) Q_p^2 = 0. \end{aligned}$$

Очевидно, предельным значением расхода через переключку является $Q_p = 0$, после которого изменяется направление расхода на противоположное. Следовательно, уравнение (7) принимает вид

$$-2s_{\Sigma ts} H_{k0} s_{\Sigma k} H_{ts0} + s_{\Sigma k}^2 H_{ts0}^2 + s_{\Sigma ts}^2 H_{k0}^2 = 0 \quad (8)$$

или

$$\frac{s_{\Sigma k}}{s_{\Sigma ts}} = \frac{H_{k0}}{H_{ts0}}. \quad (9)$$

Численный анализ системы уравнений (1) показывает, что реверс будет происходить, если

$$\frac{s_{\Sigma k}}{s_{\Sigma ts}} > \frac{H_{k0}}{H_{ts0}}. \quad (10)$$

Согласно (10), на условие реверса не влияет величина сопротивления переключки (ТГР).

Пример 1. Докажем, что за счет использования ТГР в схемах централизованного теплоснабжения обеспечивается независимость контура источника от контура потребителя.

Исходные данные при расчетном режиме следующие:

$$H_{k0} = 30 \text{ м.вод.ст.}; H_{ts0} = 60 \text{ м.вод.ст.};$$

$$s_k = 0,0002 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6; s_{ka} = 0,0008 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6;$$

$$s_{\Sigma k} = 0,001 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6; s_{ts} = 0,01 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6;$$

$$s_{tts} = 0,005 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6; s_{\Sigma ts} = 0,019 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6.$$

При расчетах по системе уравнений (5) величина гидравлического сопротивления контура потребителя изменялась в пределах от 0,01 до 0,03 $м \cdot ч^2 / м^6$. В табл. 1–3 приведены результаты расчетов при значениях гидравлического сопротивления переключки (ТГР) 0,00001; 0,001 и 0,1 $м \cdot ч^2 / м^6$.

Таблица 1. Расходы воды Q , $м^3/ч$, через тепловую сеть, источник и ТГР при $s_p = 0,00001 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$.

$s_{\Sigma ts}$	Q_{ts}	Q_k	Q_p
0,01	77,52	172,94	95,42
0,015	63,31	172,86	109,55
0,020	54,83	172,80	117,97
0,025	49,05	172,76	123,71
0,030	44,78	172,73	127,95

Таблица 2. Расходы воды Q , $м^3/ч$, через тепловую сеть, источник и ТГР при $s_p = 0,001 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$.

$s_{\Sigma ts}$	Q_{ts}	Q_k	Q_p
0,01	86,65	157,88	71,23
0,015	71,47	152,88	81,41
0,020	62,30	149,60	87,30
0,025	55,97	147,22	91,28
0,030	51,27	145,40	94,13

Таблица 3. Расходы воды Q , $м^3/ч$, через тепловую сеть, источник и ТГР при $s_p = 0,1 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$.

$s_{\Sigma ts}$	Q_{ts}	Q_k	Q_p
0,01	94,03	107,61	13,57
0,015	78,06	92,69	14,63
0,020	68,21	83,39	15,18
0,025	61,35	76,87	15,52
0,030	56,22	71,97	15,75

Результаты расчетов показывают, что при сопротивлении ТГР $s_p = 0,00001 \text{ м} \cdot \text{ч}^2 / \text{м}^6$ расход воды в контуре источника остаётся постоянным при изменении гидравлического сопротивления тепловой сети втрое. Кроме этого, увеличение гидравлического сопротивления переключки увеличивает диапазон изменения расхода воды через контур источника, который требуется поддерживать постоянным.

Для правильного выбора геометрических размеров ТГР необходимо рассмотреть методику определения величины гидравлического сопротивления перемычки.

В реальных условиях работы ТГР режим движения жидкости в перемычке должен соответствовать значению числа Рейнольдса, значительно превышающему 2320.

По данным [3], в этом случае рекомендуется использовать универсальную формулу А.Д. Альтшуля по определению коэффициента гидравлического трения:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (11)$$

где k_3 – коэффициент абсолютной шероховатости, м; Re – число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w d}{\nu}; \quad (12)$$

w – скорость жидкости, м/с; d – внутренний диаметр трубопровода, м; ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с.

Потери напора на участке трубопровода складываются из местных потерь и потерь на трение по длине трубопровода и определяются по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$h = h_{mp} + h_M = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} + \sum \xi \frac{w^2}{2g}, \quad (13)$$

где l – длина трубопровода, м; $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке трубопровода; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Средняя скорость жидкости в трубопроводе рассчитывается по формуле

$$w = \frac{4Q}{3600 \pi d^2}, \quad (14)$$

где Q – расход жидкости, м³/ч.

Сопротивление участка трубопровода определяется как

$$s = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi \right) \frac{8}{(3600 \pi d^2)^2 g}. \quad (15)$$

Суммарная потеря напора на участке трубопровода перемычки (ТГР) равна

$$h = s_p Q^2. \quad (16)$$

Пример 2. Расчет сопротивления перемычки. Для расчета приняты: температура

жидкости $t = 95^\circ\text{C}$; эквивалентная шероховатость $k_3 = 0,5$ мм; $\sum \xi = 1,5$; длина перемычки 5 м, расход воды через перемычку $Q = 100$ м³/ч.

По формулам (11)–(15) выполнены расчеты скорости жидкости, числа Рейнольдса, коэффициента гидравлического трения и сопротивления перемычки в зависимости от диаметра, длины ТГР и расхода жидкости (табл. 4).

Таблица 4. Гидравлические параметры элементов гидравлического распределителя

d, м	w, м/с	Re	λ	$S_p, \text{м} \cdot \text{с}^2/\text{м}^6$
0,5	0,141471	234068,6	0,020849	1,74E-07
1	0,035368	117034,3	0,019946	1,02E-08
1,5	0,015719	78022,86	0,020494	1,98E-09
2	0,008842	58517,14	0,021323	6,19E-10
2,5	0,005659	46813,71	0,022179	2,52E-10
3	0,00393	39011,43	0,022995	1,21E-10
3,5	0,002887	33438,37	0,023759	6,52E-11
4	0,00221	29258,57	0,024471	3,81E-11
4,5	0,001747	26007,62	0,025134	2,38E-11
5	0,001415	23406,86	0,025755	1,56E-11

Заключение

Проведенные расчеты позволяют определить гидравлические размеры ТГР для заданных конкретных условий. При этом величина отклонения стабилизируемого расхода воды через источник определяет диаметр перемычки (ТГР): чем меньше диапазон изменения суммарного сопротивления подключенной тепловой сети, тем меньший диаметр ТГР требуется.

Расчеты показывают, что даже при больших диаметрах трубопровода перемычки число Рейнольдса существенно больше критического.

Список литературы

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Изд-во МЭИ, 2001.
2. Меренков А.П., Хасилев В.Я. Теория гидравлических цепей. – М.: Наука, 1985.
3. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987.
4. Зингер Н.М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. – М.: Энергия, 1976.

Сенников Владимир Васильевич,
Ивановский государственный энергетический университет,
кандидат технических наук, доцент кафедры промышленной теплоэнергетики,
телефон (4932) 26-98-86,
e-mail: kbispu@mail.ru

Генварёв Алексей Александрович,
Ивановский государственный энергетический университет,
кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник НИСа,
телефон (4932) 26-98-86,
e-mail: kbispu@mail.ru

Яворовский Юрий Викторович,
Московский энергетический институт (технический университет),
кандидат технических наук, доцент,
телефоны: (495) 362-75-53, 8-916-177-33-73,
e-mail: y1000@list.ru

Костров Андрей Евгеньевич,
Ивановский государственный энергетический университет,
инженер НИСа,
телефон (4932) 26-98-86,
e-mail: kbispu@mail.ru

Козлов Максим Геннадьевич,
Ивановский государственный энергетический университет,
инженер НИСа,
телефон (4932) 26-98-86,
e-mail: kbispu@mail.ru