

ПРОЕКТИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, РАСЧЕТЫ

<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2019-12-2-106-112>
УДК 621.311

Экспериментальные исследования режимов работы термогидравлического распределителя

Романов Д. О.*, Яворовский Ю. В., Смирнов В. В.

ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»

ул. Красноказарменная, 14, 111250, г. Москва, Россия

Поступила / Received 15.04.2019

Принята к печати / Accepted for publication 24.05.2019

Транспортировка теплоносителя в системах теплоснабжения является областью со значительным потенциалом энергосбережения, который может быть достигнут за счет применения термогидравлического распределителя (ТГР). ТГР конструктивно представляет собой вертикальную перемычку большого диаметра, которая имеет малое гидравлическое сопротивление относительно сопротивлений подключенных к нему контуров. Совместная установка ТГР и насосов с частотно-регулируемым приводом (ЧРП) позволяет снизить или полностью устранить потери электрической мощности при дросселировании избыточного напора в системах теплоснабжения. Это приводит к уменьшению давления в тепловых сетях, что положительно сказывается на надежности эксплуатации трубопроводов. Однако возможности дальнейшего рационального применения ТГР в системах централизованного теплоснабжения ограничиваются недостаточным количеством теоретических и экспериментальных исследований. В статье представлены результаты экспериментальных исследований режимов работы ТГР. Были проверены и подтверждены уже известные особенности работы ТГР, а также обнаружены новые закономерности при работе ТГР в перепускном и смешительном режимах, при различных типах подключения первичного контура — при работе с конденсационным и неконденсационным котлом. Предложены упрощенные модели для описания перепускного и смешительного режимов работы ТГР. С помощью модели перепускного режима можно оценить температуру в обратном патрубке первичного контура с погрешностью не более 1%, а с помощью модели смешительного режима можно находить значения температур в подающих патрубках вторичных контуров с погрешностью не более 2%.

Результаты исследований могут быть использованы для дальнейшего совершенствования на основе ТГР как традиционных систем теплоснабжения, так и перспективных (низкотемпературных низконапорных систем теплоснабжения).

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: термогидравлический диспетчер, резервная гидравлическая головка, низкотемпературные и напорные системы централизованного теплоснабжения

Благодарности

Результаты работы, представленные в статье, получены в ходе выполнения НИР в рамках государственного задания № 13.9613.2017/8.9.

Адрес для переписки:

Романов Д. О.
ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», кафедра ПТС
ул. Красноказарменная, 14, 111250, г. Москва, Россия
e-mail: dimrom09@yandex.ru

Address for correspondence:

Romanov D. O.
Moscow Power Engineering Institute, department PTS
Krasnokazarmennaya str., 14, 111250, Moscow, Russia
e-mail: dimrom09@yandex.ru

Для цитирования:

Романов Д. О., Яворовский Ю. В., Смирнов В. В. Экспериментальные исследования режимов работы термогидравлического распределителя. Надежность и безопасность энергетики. 2019. – Т. 12, №2. – С. 106 – 112
<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2019-12-2-106-112>

For citation:

Romanov D. O., Yavorovsky Y. V., Smirnov V. V. [Experimental research of thermohydraulic dispatcher operating regimes]. Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki = Safety and Reliability of Power Industry. 2019, vol. 12, no. 2, pp. 106 – 112 (in Russian)
<https://doi.org/10.24223/1999-5555-2019-12-2-106-112>

Experimental research of thermohydraulic dispatcher operating regimes

Romanov D. O.*, Yavorovsky Y. V., Smirnov V. V.

Moscow Power Engineering Institute

14 Krasnokazarmennaya str., 111250, Moscow, Russia.

Heat carrier transportation in district heating (DH) systems is an issue of a significant energy saving potential. This potential can be achieved by applying a thermohydraulic dispatcher (THD) into DH systems. THD is a vertical or horizontal shunt pipe of a large diameter with relatively low hydraulic resistance in comparison with that of connected circuits. Installation of THD along with distributed variable speed pumps in DH systems can lead to reducing or even eliminating electric energy losses caused by throttling of redundant hydraulic head. It also leads to decreasing pressure in heat supply network which improves reliability of the network. But the opportunity of further rational implementation of THD in DH systems is limited because of insufficient amount of theoretical and experimental research. This paper is concerned with the experimental research of THD operating regimes. Already known aspects of THD operation were checked and proved. New dependencies were obtained for bypassing regime and for mixing regime of THD. Besides, different types of the primary circuit connection to THD were considered: connection for non-condensing boilers and connection for condensing boilers. Simplified models describing bypassing and mixing regimes of THD were proposed. It is possible to estimate return temperature of primary circuit with the help of the bypassing regime model with an error less than 1%. At the same time the mixing regime model is suitable for finding supply temperatures of primary circuits with an error less than 2%.

The results of this paper can be used for further research and development of DH systems with THD. Such systems could be traditional as well as prospective ones (low temperature and pressure DH systems).

KEYWORDS: thermohydraulic dispatcher, redundant hydraulic head, low temperature and pressure district heating systems

Acknowledgments

The results of the work presented in the article were obtained during the implementation of research in the framework of State Order № 13.9613.2017/8.9.

В существующих системах теплоснабжения для транспортировки теплоносителя к потребителям используются мощные циркуляционные насосы, установленные обычно на источнике теплоснабжения. Напор этих насосов определяется потерями давления у наиболее отдаленного потребителя и потерями давления в магистральных трубопроводах до этого потребителя. При этом потребители, расположенные ближе к источнику, чаще всего получают избыточный располагаемый напор, который дросселируется на регуляторах перепада давления, расхода и другой регулирующей арматуре. В [1] показано, что суммарная установленная мощность сетевых насосов для централизованного теплоснабжения города Москвы составляет более 500 МВт. Из них, по грубой оценке, около 100 МВт теряются при дросселировании. Некоторыми исследователями предлагаются решения по рациональному использованию избыточного перепада давления у потребителей [2, 3]. Суть этих решений заключается в том, чтобы направлять теплоноситель с избыточным перепадом давления на рабочее колесо гидротурбины вместо регулирующей арматуры. При этом потенциальная энергия потока преобразуется в кинетическую энергию движения рабочего колеса, которая затем преобразуется электрогенератором в электрическую энергию. Таким образом, вместо потерь напора при дросселировании можно получать полезный эффект

в виде дополнительно выработанной электроэнергии.

Принципиально другой подход заключается в том, чтобы исключить у потребителей избыточные перепады давления. То есть каждому потребителю должен поставляться теплоноситель в требуемом количестве, с требуемым перепадом давления и в соответствии с температурным графиком. При этом регулирование тепловых нагрузок проводится не с помощью регулирующей арматуры, а регулированием частоты вращения вала насосов с частотно-регулируемым приводом (ЧРП). Похожая идея нашла отражение в [4–6], где предлагается использовать устройство, предназначенное для гидравлического разделения контуров в динамическом режиме, по своим характеристикам близкое термогидравлическому распределителю (ТГР). ТГР конструктивно представляет собой вертикальную перемычку большого диаметра, которая имеет малое гидравлическое сопротивление относительно сопротивлений подключенных к нему контуров [7]. ТГР может функционировать в трех режимах:

- номинальном (суммарный расход в первичных контурах равен суммарному расходу во вторичных контурах);
- перепускном (суммарный расход в первичных контурах больше суммарного расхода во вторичных контурах);
- смесительном (суммарный расход в первичных

контурах меньше суммарного расхода во вторичных контурах).

Использование ТГР совместно с насосами с ЧРП позволяет снизить или полностью устранить потери электрической мощности при дросселировании избыточного напора в системах теплоснабжения. Это приводит к уменьшению давления в тепловых сетях, что положительно сказывается на надежности эксплуатации трубопроводов, поскольку напряжения в их стенке пропорциональны внутреннему давлению. Кроме того, ТГР могут быть использованы в низкотемпературных системах теплоснабжения [8, 9], надежность которых также выше, чем у традиционных систем из-за более низкой температуры теплоносителя. Таким образом, можно получить низконапорные низкотемпературные системы теплоснабжения с повышенной эксплуатационной надежностью.

Несмотря на то, что ТГР достаточно широко используются в небольших децентрализованных системах теплоснабжения, на данный момент имеется довольно малое количество литературы, посвященной исследованиям таких устройств, их внутренних свойств, их режимов работы. Большинство зависимостей и рекомендаций, предлагаемых производителями ТГР, не подкреплены достаточными теоретическими или экспериментальными исследованиями. Поскольку внутренние процессы, протекающие в ТГР, процессы смешения и разделения потоков в нем, распределение скоростей, температур и давлений не исследованы, то данные задачи являются актуальными для возможности дальнейшего рационального применения ТГР в системах централизованного теплоснабжения. Первоначальный этап исследования свойств ТГР и режимов его работы был представлен в статье [10].

Для проведения исследований создан экспериментальный стенд в лаборатории кафедры «Промышлен-

ных теплоэнергетических систем» ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ». Принципиальная схема стенда приведена на рисунке 1. На нем видно, что исследуемый ТГР (поз. 12) имеет четыре патрубка для подключения источников теплоснабжения и четыре патрубка для подключения потребителей. Потребитель, имитирующий систему ГВС (теплообменник, поз. 10), присоединен к двум средним патрубкам ТГР. При этом потребитель, имитирующий систему отопления (калорифер, поз. 11), присоединен к крайним патрубкам ТГР. При проведении экспериментов источник (поз. 1) был присоединен к первому и третьему патрубкам ТГР, считая от верха ТГР (при этом кран А открыт, кран В закрыт), а также к первому и четвертому патрубкам ТГР (при этом кран А закрыт, кран В открыт). Если предполагается термическая стратификация по высоте ТГР, тогда температура обратной воды, поступающей в котел по четвертому патрубку, будет ниже, чем по третьему патрубку. Поэтому обычно подключение к четвертому патрубку характерно для конденсационных котлов, а к третьему — для неконденсационных.

При подготовке к эксперименту был составлен рандомизированный план, согласно которому изменение расходов в контурах проводилось случайным, хаотичным образом, а не по возрастающей или убывающей последовательности. В ходе экспериментов измерялись значения температур, давлений (унифицированный сигнал 4–20 мА), перепадов давлений (унифицированный сигнал 4–20 мА) и расходов (визуальная индикация) в соответствующих контурах, а также делались термограммы ТГР с помощью тепловизора. Здесь и далее обозначение I указывает на контур источника теплоснабжения (первичный контур), ex — на контур системы ГВС, cal — на контур системы отопления. Символ # указывает на то, что эксперимент проводился для конденсационной схемы подключения. Отсутствие это-

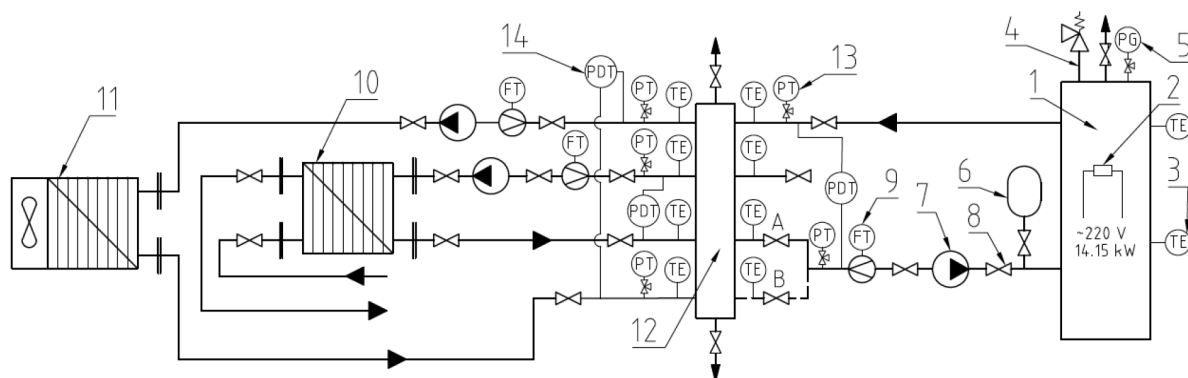


Рисунок 1. Принципиальная схема экспериментального стенда: 1 — котел (контур "I"), 2 — трубчатые электрические нагреватели (ТЭН), 3 — датчики температуры, 4 — предохранительный клапан, 5 — манометр, 6 — расширительный бак, 7 — насосы, 8 — запорные краны, 9 — электромагнитные расходомеры, 10 — пластинчатый водо-водяной теплообменник (ГВС, контур "ex"), 11 — калорифер (отопление, контур "cal"), 12 — ТГР; 13 — датчики давления; 14 — датчики перепада давления; А — конфигурация для неконденсационных котлов; В — конфигурация для конденсационных котлов

Figure 1. The principal scheme of the experimental installation: 1 — boiler (circuit "I"), 2 — tubular electric heaters, 3 — temperature sensor, 4 — safety valve, 5 — manometer, 6 — expansion vessel, 7 — pumps, 8 — shut-off valves, 9 — electromagnetic flow meter, 10 — water-to-water plate heat exchanger (hot water supply system, circuit "ex"), 11 — calorifier (heating system, circuit "cal"), 12 — thermohydraulic dispatcher; 13 — pressure sensors; 14 — differential pressure sensors; A — configuration for non-condensing boilers; B — configuration for condensing boilers

го символа означает, что эксперимент проводился для неконденсационной схемы подключения источника теплоснабжения.

В ходе экспериментов подтвердились уже известные особенности работы ТГР. Перепад давления на ТГР в широком диапазоне расходов является небольшой величиной. Основную часть перепада давления на ТГР составляют потери давления в подводящих патрубках ТГР. Различные уровни температур теплоносителя (25°C, 50°C, 70°C) не влияли на измеренный перепад давления в контуре системы отопления и на гидравлический режим работы ТГР. Изменение расхода во вторичном контуре почти в 10 раз вызывает изменение расхода в первичном контуре не более 1%, поэтому можно утверждать о гидравлическом разделении контуров в гидродинамическом режиме. Аналогичные результаты были получены и при изменении расхода в контуре системы ГВС — изменение расхода в первичном контуре также не превышало 1%.

На рисунках 2–5 приведены зависимости температур в подающих и обратных трубопроводах во вторичных контурах от расходов в них. Расход в контуре источника теплоснабжения был задан около 0,5 м³/ч и не регулировался. Расход в контуре системы отопления был задан около 0,1 м³/ч и не регулировался (режимы с индексом cal в конце обозначения). Расход в контуре системы ГВС был задан около 0,1 м³/ч и не регулировался (режимы без индекса cal).

Анализируя полученные зависимости, можно отметить, что температура в подающем трубопроводе вторичных контуров практически постоянна для перепускного режима (первые несколько точек на рисунках 2–5), то есть на режиме при расходе в первичном контуре, превышающем суммарный расход во вторичных контурах. Смесительный режим наступает тогда, когда расход в первичном контуре становится меньше суммарного расхода во вторичных контурах. В таком случае необходимо обращать внимание на конфигурацию подключения потребителей к ТГР (центральные патрубки или крайние патрубки). При организации смесительного режима в центральных патрубках его влияние на температуру в крайнем подающем патрубке практически отсутствует (рисунок 3). Но при организации смесительного режима в крайних патрубках будет происходить изменение температуры теплоносителя и в крайнем, и в центральном подающих

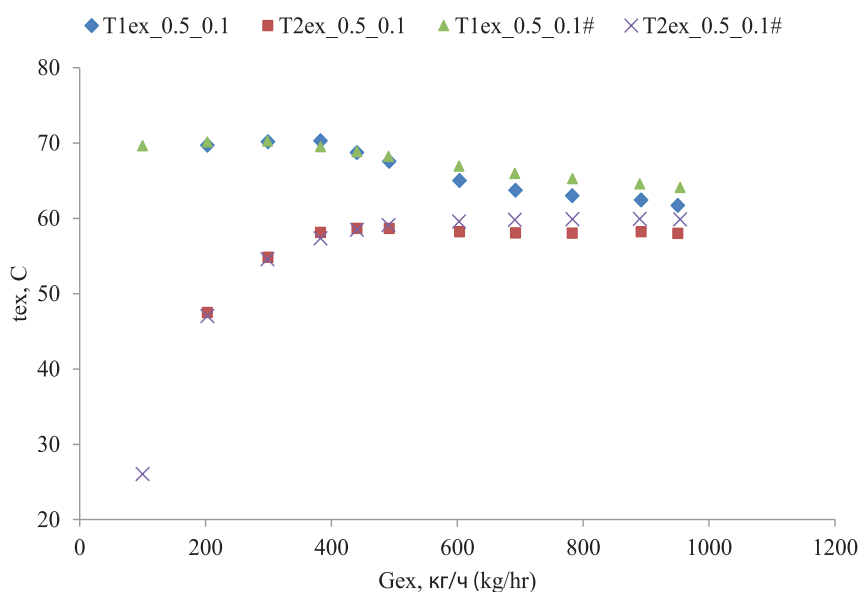


Рисунок 2. Б Зависимости температур в подающем и обратном трубопроводах контура системы ГВС ("ex") от расхода в контуре системы ГВС ("ex")

Figure 2. Dependencies of supply and return temperatures of hot water supply (HWS) system ("ex") from HWS mass flow rate ("ex")

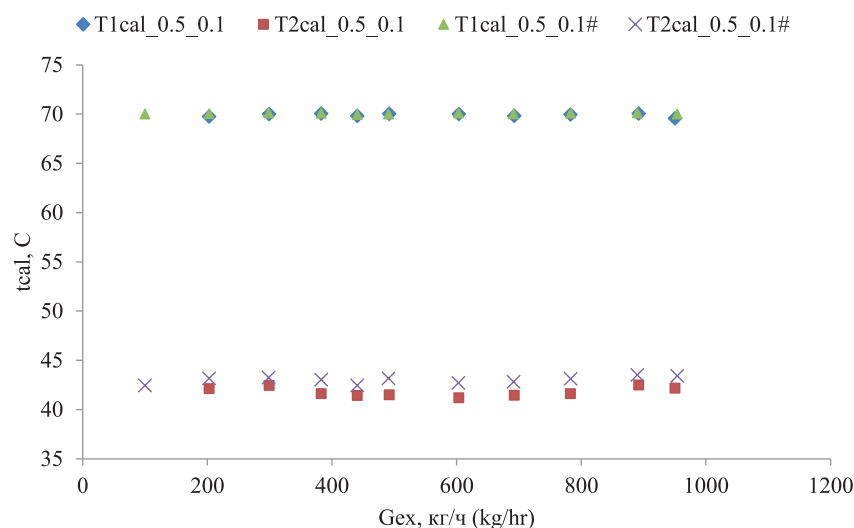


Рисунок 3. Зависимости температур в подающем и обратном трубопроводах контура системы отопления ("cal") от расхода в контуре системы ГВС ("ex")

Figure 3. Dependencies of supply and return temperatures of heating system ("cal") from HWS mass flow rate ("ex")

патрубках (рисунки 4, 5). При подключении источника теплоснабжения к ТГР по конденсационной конфигурации в смесительном режиме (значения с символом # на рисунках 4, 5) наблюдается значительное снижение температур в контуре-потребителе, подключенном к центральным патрубкам по сравнению с неконденсационной конфигурацией. Таким образом, смесительный режим лучше организовывать в центральных патрубках ТГР. Если делать это для крайних патрубков, тогда регулирование расхода в них будет вызывать изменение температуры как в подающем крайнем патрубке, так и в подающем центральном патрубке. При этом конденсационная схема подключения источника теплоснабжения к ТГР в смесительном режиме приводит к тому,

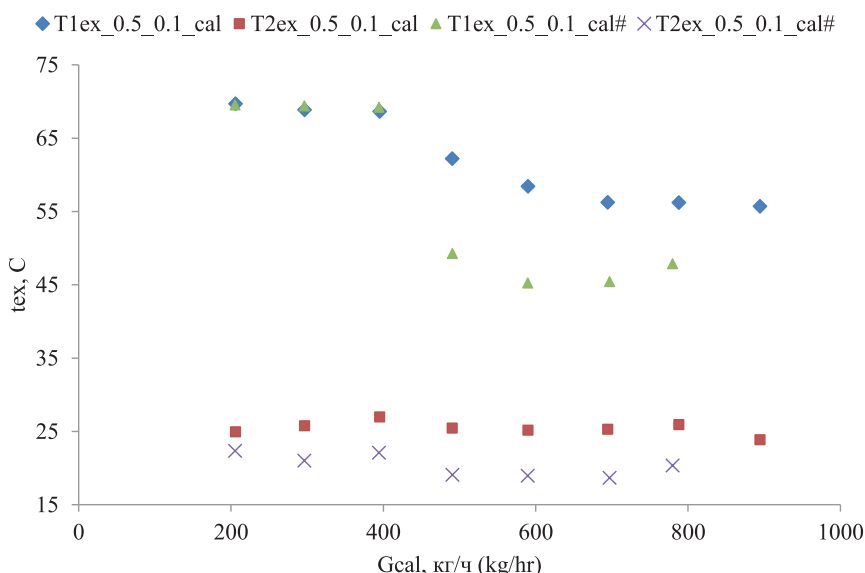


Рисунок 4. Зависимости температур в подающем и обратном трубопроводах контура системы ГВС (“ex”) от расхода в контуре системы отопления (“cal”)

Figure 4. Dependencies of supply and return temperatures of HWS system (“ex”) from heating system mass flow rate (“cal”)

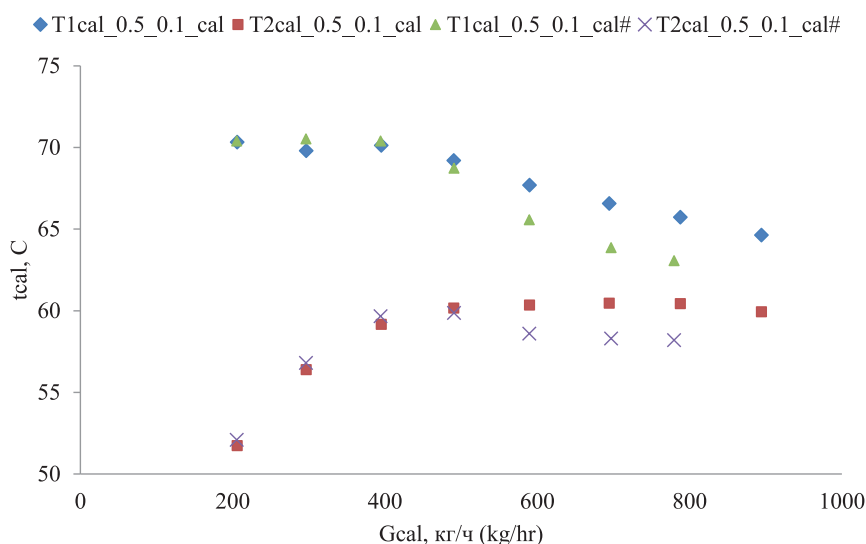


Рисунок 5. Зависимости температур в подающем и обратном трубопроводах контура системы отопления (“cal”) от расхода в контуре системы отопления (“cal”).

Figure 5. Dependencies of supply and return temperatures of heating system (“cal”) from heating system mass flow rate (“cal”).

что температуры в центральном контуре ниже, чем при неконденсационном подключении.

В таблице ниже приведены значения максимальной абсолютной погрешности экспериментов.

С использованием экспериментальных данных были получены математические модели для описания перепускного и смешительного режимов работы ТГР. На рисунке 6 показано схематическое распределение потоков для обоих режимов.

Модель для перепускного режима (model for bypassing regime) состоит из следующих уравнений теплового и материально баланса:

$$G_{ex} = G_{ex_ex} + G_{I_ex} \quad (1)$$

$$t_{ex1} = \frac{t_{ex2} * G_{ex_ex} + t_{I1} * G_{I_ex}}{G_{ex}} \quad (2)$$

Таблица. Максимальные абсолютные погрешности экспериментов
Table. Maximum absolute errors of the experiments

Максимальная погрешность измерения перепада давления, кПа Maximum error of differential pressure measurement, kPa	0,5
Максимальная погрешность измерения температуры, °С Maximum error of temperature measurement, °C	0,7
Максимальная погрешность измерения объемного расхода, м³/ч Maximum error of volume flow rate measurement, m³/hr	0,004

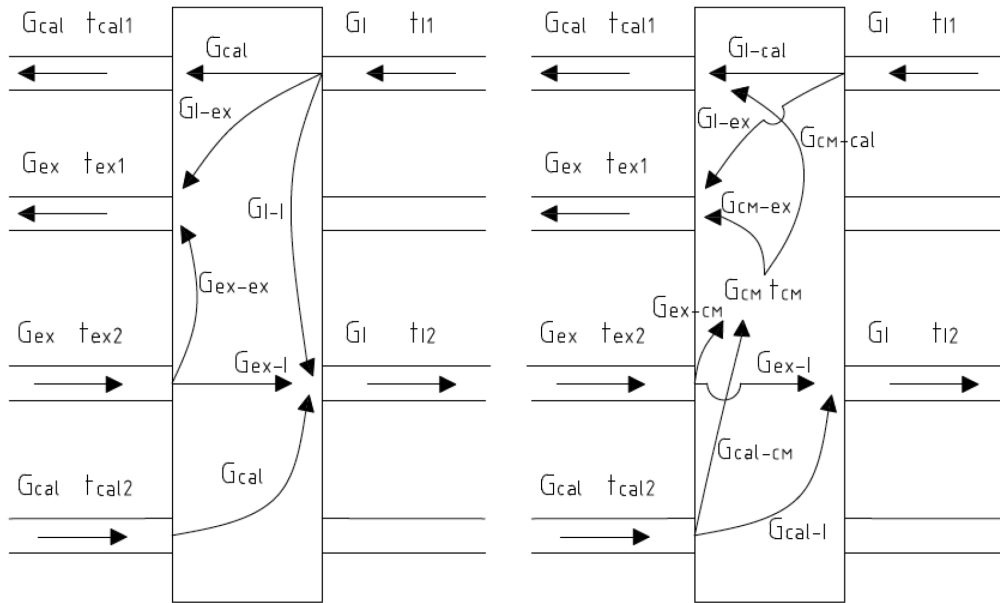


Рисунок 6. Схематическое распределение потоков внутри ТГР для перепускного режима работы (слева) и смешительного режима (справа).
Figure 6. Schematic flow distribution inside THD for bypassing regime (on the left) and for mixing regime (on the right)

$$G_{I_I} = G_I - G_{I_ex} - G_{cal} \quad (3)$$

$$G_{ex_I} = G_{ex} - G_{ex_ex} \quad (4)$$

$$t_{I2} = \frac{t_{ex2} * G_{ex_I} + t_{I1} * G_{I_I} + t_{cal2} * G_{cal}}{G_I} \quad (5)$$

$$G_I = G_{ex_I} + G_{cal_I} \quad (6)$$

$$t_{I2} = \frac{t_{ex2} * G_{ex_I} + t_{cal2} * G_{cal_I}}{G_I} \quad (7)$$

$$G_{ex_cm} = G_{ex} - G_{ex_I} \quad (8)$$

$$G_{cal_cm} = G_{cal} - G_{cal_I} \quad (9)$$

$$G_{cm} = G_{ex_cm} + G_{cal_cm} \quad (10)$$

$$t_{cm} = \frac{t_{cal2} * G_{cal_cm} + t_{ex2} * G_{ex_cm}}{G_{cm}} \quad (11)$$

$$G_{ex} = G_{cm_ex} + G_{I_ex} \quad (12)$$

$$t_{ex1} = \frac{t_{cm} * G_{cm_ex} + t_{I1} * G_{I_ex}}{G_{ex}} \quad (13)$$

$$G_{I_cal} = G_I - G_{I_ex} \quad (14)$$

$$G_{cm_cal} = G_{cm} - G_{cm_ex} \quad (15)$$

$$G_{cal} = G_{I_cal} + G_{cm_cal} \quad (16)$$

$$t_{cal1} = \frac{t_{cm} * G_{cm_cal} + t_{I1} * G_{I_cal}}{G_{cal}} \quad (17)$$

Представленные модели могут использоваться как для неконденсационного типа подключения источника теплоснабжения, так и для конденсационного. С помощью модели перепускного режима можно находить температуру в обратном патрубке первичного контура. При этом погрешность не превышает 1%. С помощью модели смешительного режима можно находить значения температур в подающих патрубках вторичных контуров. При этом погрешность не превышает 2%.

Данные модели являются упрощенными и не отображают зависимости температур и распределений расходов от изменения количества подводящих и отводящих патрубков. Однако используя подходы, рассмотренные в данной статье, можно получить характеристики для ТГР с любым другим количеством патрубков. Полученные экспериментальные результаты отражают особенности режимов работы конкретного исследуемого ТГР, однако характеристики для ТГР других типоразмеров можно получить с помощью численного моделирования теплогидравлических процессов, протекающих в ТГР. При этом результаты экспериментальных исследований могут служить исходными данными для верификации численной модели.

Выводы

1. Перепад давления в ТГР является незначительной величиной по сравнению с потерями давления в трубопроводах и оборудовании.
2. При изменении расхода теплоносителя в широких пределах в одном из контуров расход в других контурах практически не изменяется.
3. Влияние температуры теплоносителя до 70°C на гидравлический режим работы ТГР не было выявлено.
4. Для перепускного режима работы ТГР было определено, что температуры в подающих патрубках

потребителей практически не отличаются от температур в подающем трубопроводе источника теплоснабжения.

5. При организации смесительного режима в центральных патрубках его влияние на температуру в крайнем подающем патрубке практически отсутствует. Но при организации смесительного режима в крайних патрубках будет происходить изменение температуры теплоносителя и в крайнем, и в центральном подающих патрубках.

6. При подключении источника теплоснабжения к ТГР по конденсационной конфигурации в смесительном режиме наблюдается значительное снижение температур в контуре потребителя, подключенном к центральным патрубкам по сравнению с неконденсационной конфигурацией.

7. Предложены упрощенные модели, описывающие переключной и смесительный режимы работы ТГР.

8. Полученные экспериментальные данные можно использовать для дальнейших исследований и моделирования режимов работы ТГР, а также его применения в системах теплоснабжения.

Список использованных источников

1. Волков А. В., Парыгин А. Г., Рыженков В. А. и др. Получение электрической энергии в системах тепло- и водоснабжения на основе рекуперации избыточного магистрального давления. *Новости теплоснабжения* 2007; (10): 46–50.
2. Волков А. В., Рыженков В. А., Парыгин А. Г. и др. Повышение надежности и экономичности систем централизованного теплоснабжения на основе эффективного использования избыточного магистрального давления. *Надежность и безопасность энергетики* 2010; (2): 45–47.
3. Черненко В. П., Макаров Д. А., Лихачев И. Д. и др. Повышение энергетической эффективности системы теплоснабжения с помощью устройства для рекуперации дросселируемого напора. *Вестник инженерной школы ДВФУ* 2018; (2): 86–91.
4. Yan A., Zhao J., An Q. et al. Hydraulic performance of a new district heating systems with distributed variable speed pumps. *Applied Energy* 2013; (112): 876–885.
5. Sheng X., Duanmu L. Electricity consumption and economic analyses of district heating system with distributed variable speed pumps. *Energy and Buildings* 2016; (118): 291–300.
6. Wang H., Wang H., Zhu T. A new hydraulic regulation method on district heating system with distributed variable speed pumps. *Energy Conversion and Management* 2017; (147): 174–189.
7. Сенников В. В., Генварев А. А., Яворовский Ю. В. и др. Применение термогидравлического распределителя в тепловых пунктах

систем централизованного теплоснабжения. *Вестник ИГЭУ* 2012; (5): 1–7.

8. Lund H., Werner S. et al. 4th Generation District Heating (4GDH). Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy* 2014; (68): 1–11.

9. Lund H., Duic N. Smart energy systems and 4th generation district heating. *Energy* 2016; (110): 1–4.

10. Романов Д. О., Яворовский Ю. В. и др. Экспериментальные исследования и численное моделирование режимов работы термогидравлического распределителя. В: *Энергосбережение — теория и практика: Труды Девятой Международной школы-семинара молодых ученых и специалистов*. М.: Издательский дом МЭИ 2018.

References

1. Volkov A. V., Parygin A. G., Ryzhenkov V. A. et al. Receiving of electric energy in district heating systems based on redundant main line pressure recuperation. *Novosti teplosnabzheniya* 2007; (10): 46–50. (In Russ.)
2. Volkov A. V., Ryzhenkov V. A., Parygin A. G. et al. Increasing of reliability and efficiency of district heating systems based on effective utilisation of redundant main line pressure. *Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki* 2010; (2): 45–47. (In Russ.)
3. Chernenkov V. P., Makarov D. A., Lihachev I. D. et al. Increasing the energy efficiency of the heat supply system with the help of the device for recuperation of throttling head. *FEFU: School of engineering bulletin* 2018; (2): 86–91. (In Russ.)
4. Yan A., Zhao J., An Q. et al. Hydraulic performance of a new district heating systems with distributed variable speed pumps. *Applied Energy* 2013; (112): 876–885.
5. Sheng X., Duanmu L. Electricity consumption and economic analyses of district heating system with distributed variable speed pumps. *Energy and Buildings* 2016; (118): 291–300.
6. Wang H., Wang H., Zhu T. A new hydraulic regulation method on district heating system with distributed variable speed pumps. *Energy Conversion and Management* 2017; (147): 174–189.
7. Sennikov V. V., Genvarev A. A., Yavorovsky Y. V. et al. Application of Thermal Hydraulic Distributor in Substations of District Heating Systems. *Vestnik IGEU* 2012; (5): 1–7. (In Russ.)
8. Lund H., Werner S. et al. 4th Generation District Heating (4GDH). Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems. *Energy* 2014; (68): 1–11.
9. Lund H., Duic N. Smart energy systems and 4th generation district heating. *Energy* 2016; (110): 1–4.
10. Romanov D. O., Yavorovsky Y. V. et al. Experimental research and numerical simulation of thermohydraulic dispatcher operating regimes. В: *Energy saving — theory and practice: Materials of 9th International school-seminar of young scientists and specialists*. М.: Izdatelsky dom MEI 2018. (In Russ.)

