



# Расчет циркуляционного режима водопровода горячей воды. Основные ошибки и способы их предупреждения

**И. В. Горюнов, руководитель проекта «Умная вода» Компании «Элита»**  
**В. А. Горюнов, к. т. н., доцент кафедры «Теплотехника и гидравлика»**  
**Волгоградского государственного технического университета**  
**И. О. Шестов, инженер-проектировщик ВК и ОВ ООО «Нексен»**

Необходимость применения новых методик расчета систем водопровода горячей воды из СП 30.13330.2016 вызывает много вопросов. Расчет по старым методикам, принятым в условиях в основном типового строительства, основывался на использовании большого числа осредненных коэффициентов. В настоящее время в условиях разнообразия проектных решений расчет систем водоснабжения по старым методикам приводит во многих случаях к существенным погрешностям.

В этой статье подробно изложена новая методика расчета режима циркуляции горячей воды и проведен сравнительный анализ результатов расчета, полученных по новой и по старой методикам.

Суть методики изложена на примере расчета системы внутреннего водопровода горячей воды 12-этажного жилого здания со встроенными помещениями, расположенными на первом этаже. В каждой из 330 квартир установлено по три санитарно-технических прибора и проживает в среднем два человека.

Сеть водопровода горячей воды выполнена из полипропиленовых труб,

армированных стекловолокном (SDR6, ГОСТ 32415-2013). Диаметр трубопроводов подобран таким образом, чтобы максимальная скорость воды на каждом участке не превышала 1 м/с. Трубопроводы имеют тепловую изоляцию из вспененного полиэтилена (толщина 13 мм,  $\lambda_{из} = 0,033 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C})$ ). В ванных комнатах установлены водяные М-образные полотенцесушители (500x500 мм, DN25, 105 Вт).

АксонOMETрическая схема сети трубопроводов представлена на рис. 1.

Данные для анализа были получены следующим образом.

Рассматривались схемы от простейшей — схема № 1 (с одним сто-

яком и соответствующим циркуляционным кольцом, рис. 2, схема № 1) до полной — схема № 30 (с 30 стояками и соответствующими циркуляционными кольцами, рис. 1). Схемы были получены путем последовательного увеличения количества стояков (так, например, в схеме № 15 — 15 стояков и соответствующие циркуляционные кольца).

Для каждой из 30 схем были рассчитаны следующие данные:

- хозяйственно-питьевой расход горячей воды (максимальный секундный расход);
- общий циркуляционный расход горячей воды;
- величина циркуляционного расхода относительно хозяйственно-питьевого;
- температура горячей воды в режиме циркуляции;
- циркуляционный расход для каждого циркуляционного кольца;
- потери напора в режиме циркуляции.

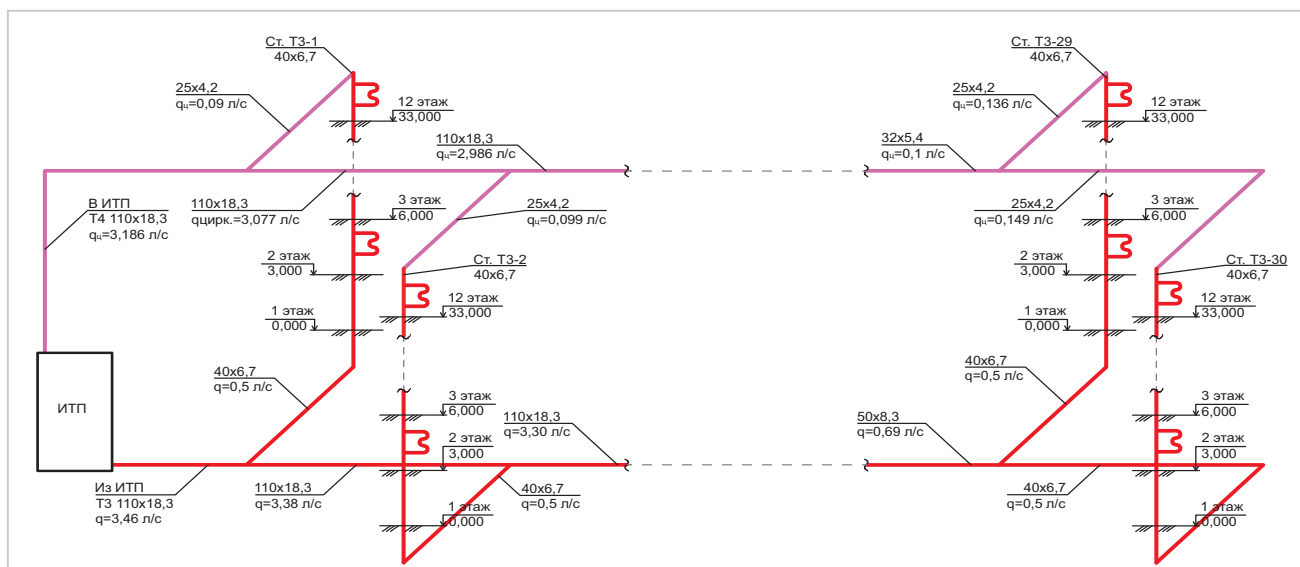


Рис. 1. АксонOMETрическая схема сети (схема № 30)

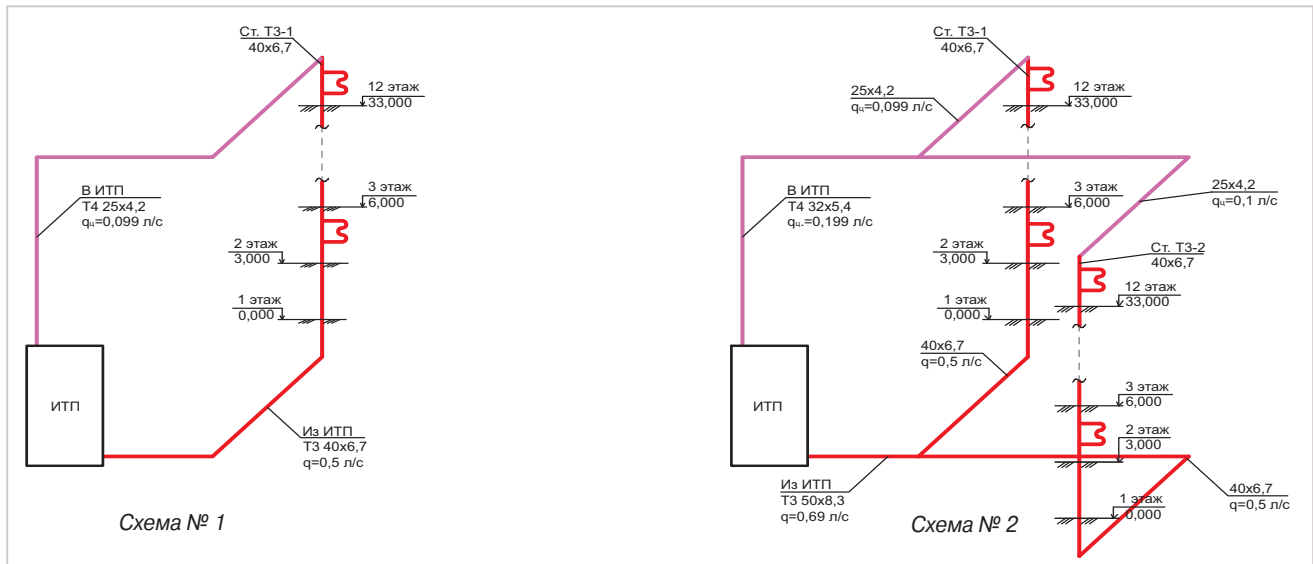


Рис. 2. Аксонометрические схемы № 1 и № 2

Расчет данных производился с использованием программы «УМНАЯ ВОДА» [2, 3], предназначенной для проектирования систем внутреннего водопровода. Расчеты велись для каждого участка сети по следующим формулам:

— максимальный секундный расход горячей воды (хозяйственно-питьевой расход)  $q = 5q_0\alpha$ , где  $q_0$  — секундный расход горячей воды санитарно-техническими приборами;  $\alpha$  — коэффициент, определяемый в зависимости от общего числа санитарно-технических приборов  $N$  и вероятности их действия  $P$  согласно [4];

— тепловые потери  $Q^{ht} = k(t_{\text{вод}} - t_{\text{воз}})l$ , где  $k$  — линейный коэффициент теплопередачи;  $t_{\text{вод}}$  — температура воды;  $t_{\text{воз}}$  — температура воздуха;  $l$  — длина участка трубопровода;

— линейный коэффициент теплопередачи  $k = \frac{1}{R_{\text{тр}} + R_{\text{из}} + R_{\text{нар}}}$ , где  $R_{\text{тр}}$  —

термическое сопротивление трубопровода;  $R_{\text{из}}$  — термическое сопротивление изоляции;  $R_{\text{нар}}$  — термическое сопротивление наружного слоя;

— термическое сопротивление трубопровода  $R_{\text{тр}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{тр}}} \ln\left(\frac{D}{d}\right)$ , где  $\lambda_{\text{тр}}$  —

коэффициент теплопроводности трубопровода;  $D$  — наружный диаметр трубопровода;  $d$  — внутренний диаметр трубопровода;

— термическое сопротивление изоляции  $R_{\text{из}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{из}}} \ln\left(\frac{D_{\text{из}}}{d_{\text{из}}}\right)$ , где  $\lambda_{\text{из}}$  — коэффициент теплопроводности изоляции;  $D_{\text{из}}$  — наружный диаметр изоляции;  $d_{\text{из}}$  — внутренний диаметр изоляции;

— термическое сопротивление наружного слоя  $R_{\text{нар}} = \frac{1}{\pi D_{\text{нар}} \alpha_{\text{нар}}}$ , где  $D_{\text{нар}}$  —

наружный диаметр покровного слоя;  $\alpha_{\text{нар}}$  — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности покровного слоя;

— циркуляционный расход горячей воды  $Q_{\text{ц}} = \frac{Q^{ht}}{\rho c(t_{\text{ТЗ}}^h - t^h)}$ , где  $Q^{ht}$  — тепло-

вые потери в подающих трубопроводах и полотенцесушителях;  $\rho$  — плотность воды;  $c$  — теплоемкость воды;  $t_{\text{ТЗ}}^h$  — температура горячей воды на выходе из теплового пункта;  $t^h$  — температура горячей воды в местах водоразбора;

— температура горячей воды на выходе из участка трубопровода (системы водопровода)  $t_2 = \frac{3,6q_{\text{yn}}t_1 - Q^{ht}(1/1163)}{3,6q_{\text{yn}}}$

где  $q_{\text{yn}}$  — расчетный расход на участке трубопровода (системы водопровода);  $Q^{ht}$  — тепловые потери участка трубопровода (системы водопровода);  $t_1$  — начальная температура воды;

— температура суммарного потока воды  $t_{1+2} = \frac{t_1q_1 + t_2q_2}{q_1 + q_2}$ , где  $t_1$  — темпе-

ратура воды первого потока;  $q_1$  — расход первого потока;  $t_2$  — температура воды второго потока;  $q_2$  — расход второго потока;

— сумма потерь напора по длине  $h_i = \lambda \frac{lv^2}{d2g}$ , где  $\lambda$  — коэффициент гидравлического трения;  $l$  — длина участка трубопровода;  $v$  — скорость движения воды;  $d$  — внутренний диаметр трубопровода;  $g$  — ускорение свободного падения;

— сумма потерь напора в местных сопротивлениях  $h_m = \zeta \frac{v^2}{2g}$ , где  $\zeta$  — коэффициент местного сопротивления;  $v$  — скорость движения воды за местным сопротивлением;  $g$  — ускорение свободного падения.

Для простейшей схемы, состоящей из одного циркуляционного кольца (рис. 2, схема № 1), имеем:

— хозяйственно-питьевой расход горячей воды,  $q = 0,5$  л/с;

— тепловые потери равны,  $Q^{ht} = 2029$  Вт;

— циркуляционный расход горячей воды,  $q_{\text{ц}} = 0,099$  л/с.

Из расчетов следует, что величина циркуляционного расхода относительно хозяйственно-питьевого составляет 20%.

Для данной схемы все трубы имеют одинаковый наружный диаметр и толщину стенок (40х6,7 мм).

Для схемы, состоящей из двух циркуляционных колец (рис. 2, схема № 2), имеем:

— хозяйственно-питьевой расход горячей воды,  $q = 0,69$  л/с;

— тепловые потери равны,  $Q^{ht} = 4097$  Вт;

— циркуляционный расход горячей воды,  $q_{\text{ц}} = 0,199$  л/с.

Из расчетов следует, что величина циркуляционного расхода относительно хозяйственно-питьевого составляет 29%.

Для данной схемы диаметр первого участка подающего трубопровода увеличился (50х8,3 мм), так как увеличился хозяйственно-питьевой расход горячей воды. С увеличением диаметра увеличились тепловые потери.

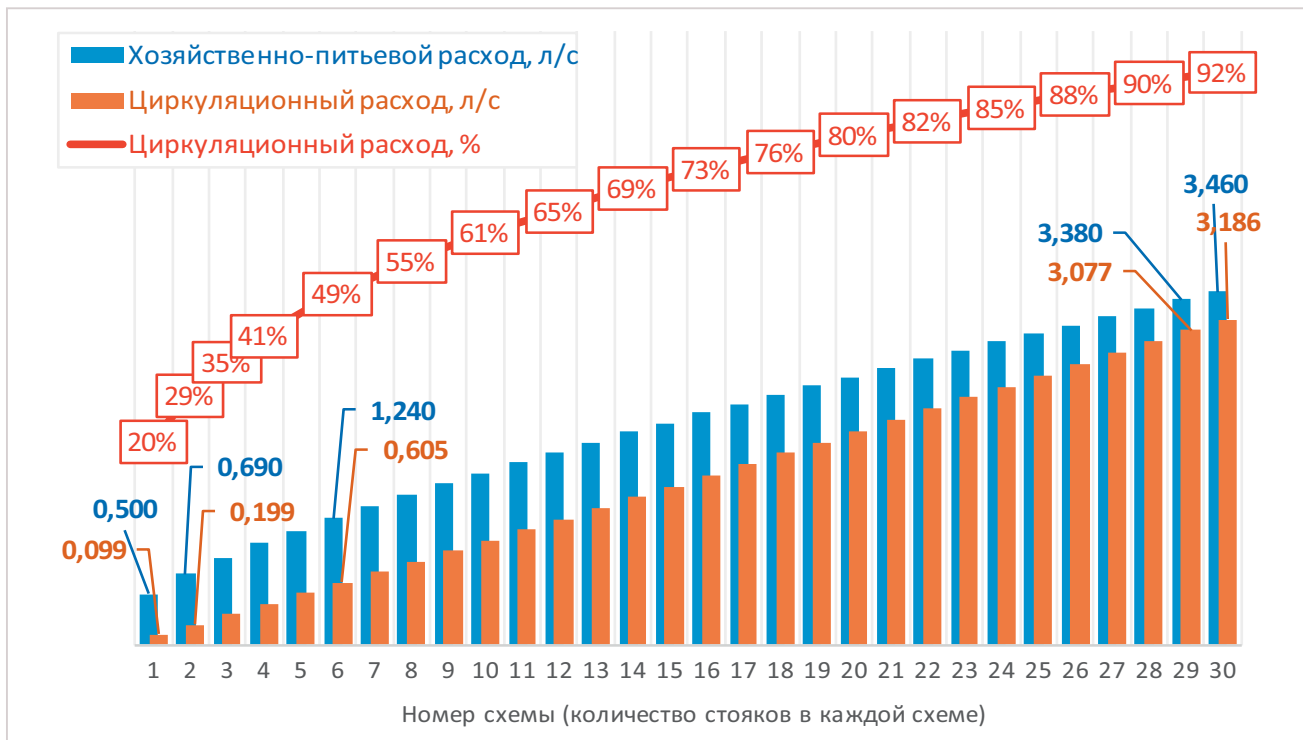


Рис. 3. Расчетные данные по расходам (для каждой из 30 схем)

Аналогичным образом были проведены расчеты для всех схем.

Полученные данные представлены в виде графиков на рис. 3.

Анализ данных показывает следующее:

- хозяйственно-питьевой расход горячей воды с увеличением числа стояков возрастает не про-

порционально, а более медленными темпами. Так, например, в схеме с шестью стояками этот расход увеличился не в шесть, а примерно в два с половиной раза. Это связано с тем, что при увеличении числа потребителей уменьшается неравномерность потребления воды;

- циркуляционный расход горячей воды с увеличением числа стояков растет практически линейно. Например, в схеме с шестью стояками этот расход увеличился в 6,1 раза по сравнению с расходом в схеме с одним стояком. То есть циркуляционный расход растет опережающими темпами по сравнению с хозяйственно-питьевым расходом. Это

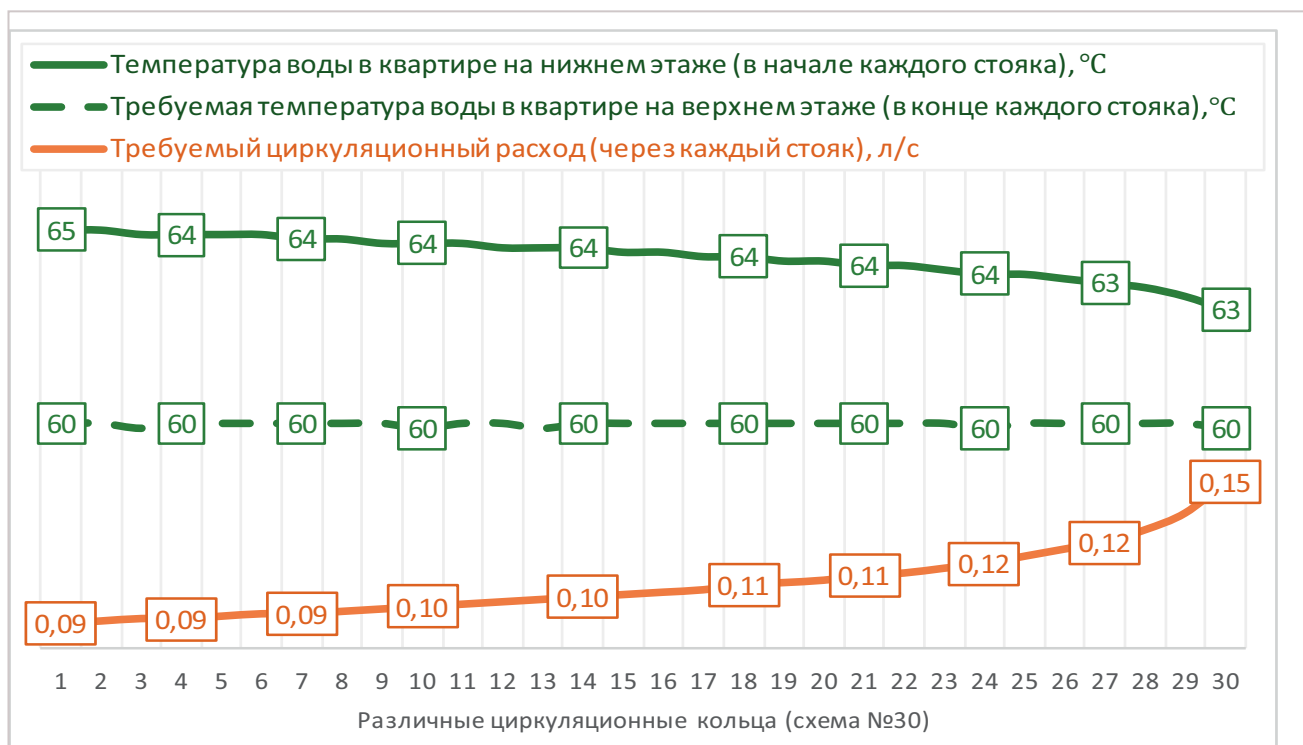


Рис. 4. Расчетные данные по температуре и циркуляционному расходу для схемы из 30 стояков (для каждого циркуляционного кольца)



связано с увеличением диаметров труб и увеличением тепловых потерь. Например, в схеме с 30 стояками диаметр первого участка подающего трубопровода — 110х18,3 мм;

— относительная величина циркуляционного расхода по сравнению с хозяйственно-питьевым расходом по мере усложнения схемы увеличивается (в нашем случае от 20% в схеме с одним стояком до 92% в схеме с 30 стояками).

На рис. 4 показаны расчетные значения температур на входе в каждый стояк (верхняя кривая). По мере удаления от теплового пункта (ИТП) температура горячей воды снижается за счет увеличения длины трубопроводов и, как следствие, увеличения тепловых потерь. Для того чтобы у потребителя (в местах водоразбора) температура воды была не ниже нормативной (60 °С) (средняя кривая на рис. 4), необходимо в каждом из циркуляционных колец обеспечить свой расчетный циркуляционный расход (нижняя кривая на рис. 4).

Из анализа требуемых циркуляционных расходов (нижняя кривая на рис. 4) следует, что циркуляционный расход распределяется неравномерно по 30 различным циркуляционным кольцам, причем величина циркуляционного расхода для каждого циркуляционного кольца, по мере удаления от теплового пункта, возрастает не по линейной зависимости, а опережающими темпами.

Так, при общем циркуляционном расходе (для схемы № 30), равном 3,186 л/с (см. рис. 3), средняя вели-

чина циркуляционного расхода для одного циркуляционного кольца равна примерно 0,1 л/с, а для диктующего циркуляционного кольца требуется расход, равный 0,15 л/с, то есть на 50% больше.

Дальнейшее увеличение числа циркуляционных колец приводит к еще большему расхождению между средним и требуемым циркуляционным расходом для диктующего циркуляционного кольца. При проектировании систем горячего водоснабжения этот фактор должен быть обязательно учтен. В противном случае циркуляционный насос может быть выбран неверно.

При равномерном распределении общего циркуляционного расхода по различным циркуляционным кольцам не будет обеспечиваться минимальная нормативная температура у потребителя (60 °С). На рисунке 5 (верхняя кривая) показаны расчетные значения температур у потребителя при равномерном распределении расчетной величины общего циркуляционного расхода. Для схемы, состоящей из 30 стояков (схема № 30) в каждое циркуляционное кольцо поступает расход 0,11 л/с, т. к. общий циркуляционный расход равен 3,186 л/с. Из анализа графика видно, что в циркуляционных кольцах ближних к ИТП (1–7 кольца) температура горячей воды равна 61 °С, а в дальних циркуляционных кольцах (27–30 кольца) температура горячей воды равна 58 °С, что ниже минимального нормативного значения на 2 °С.

При равномерном распределении циркуляционного расхода, который рассчитан как 30% от хозяйственно-питьевого температура будет значительно ниже. На рисунке 5 (нижняя кривая) показана температура у потребителя при распределении циркуляционного расхода, равного 1,038 л/с. В данном случае через каждое циркуляционное кольцо проходит расход, равный 0,035 л/с. Анализ графика показывает, что в температура горячей воды находится в диапазоне от 45 °С (дальние кольца) до 52 °С (ближние кольца), что соответственно на 8 °С и 15 °С ниже нормативной.

Второй фактор, который должен быть учтен при проектировании, заключается в том, что при увеличении циркуляционных расходов возрастают потери напора. Наибольшее увеличение циркуляционного расхода происходит в диктующем циркуляционном кольце, в котором и при равномерном распределении циркуляционного расхода потери максимальные. Поэтому этот фактор является определяющим.

Местные потери напора часто принимаются как 30% от линейных (по длине) потерь напора. Но эти две составляющие общих потерь напора не связаны друг с другом. Помимо скорости движения воды, линейные потери зависят от длины и шероховатости материала труб, а местные потери напора зависят от количества местных сопротивлений на участках трубопроводов.

Рассмотрим для примера местные потери напора в одном отводе, соеди-

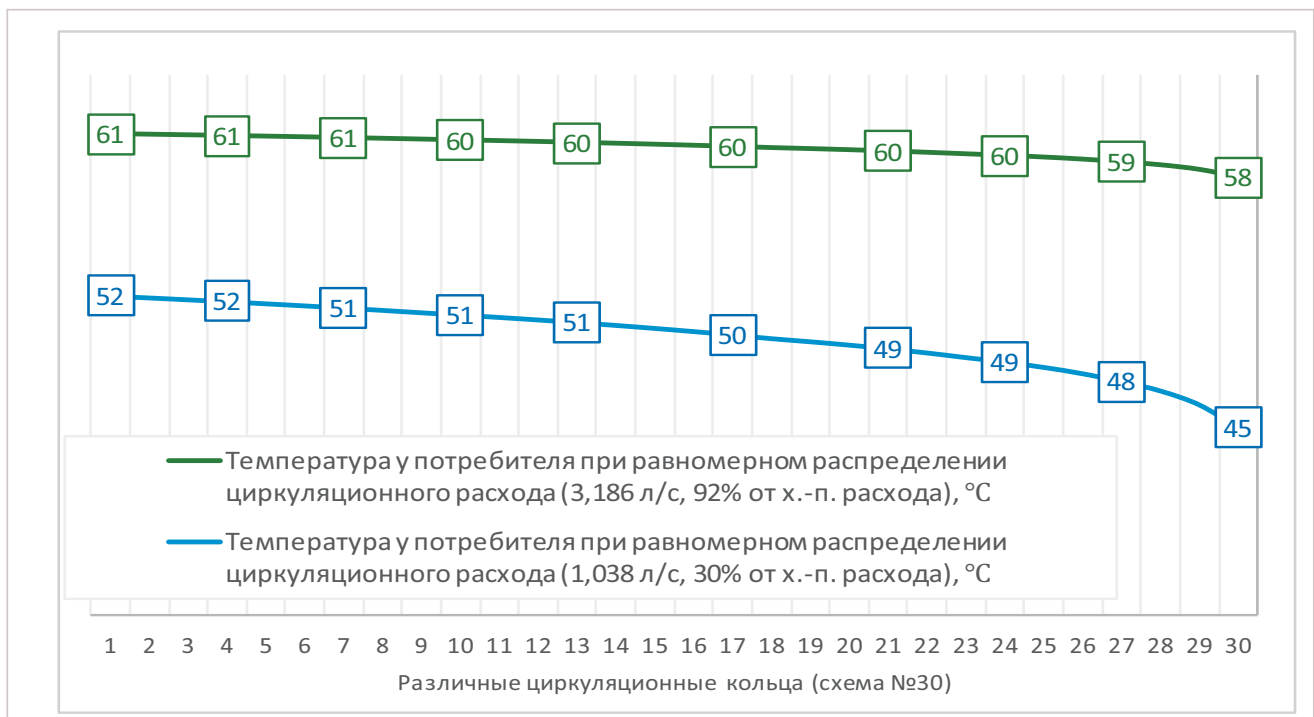


Рис. 5. Расчетные данные по температуре для схемы из 30 стояков (для каждого циркуляционного кольца) при равномерном распределении циркуляционного расхода



нящем два участка трубопровода длиной по 0,5 метра каждый. Если трубы изготовлены из полипропилена, линейные потери напора равны 0,0513 м (при внутреннем диаметре труб 26,6 мм), а если из стали — 0,132 м (при внутреннем диаметре труб 27,1 мм). Местные потери напора в одном отводе из полипропилена равны 0,0171 м, а в отводе из стали — 0,0273 м. Отношения местных потерь напора к линейным будут соответственно равны 17% и 10%. Т. е. эта величина не постоянна, а зависит от конкретной схемы сети трубопроводов.

На рис. 6 представлены расчетные данные по общему циркуляционному расходу и потерям напора в диктующем циркуляционном кольце (циркуляционном кольце с наибольшими гидравлическими потерями) для каждой из схем. Расчет производился для всех схем по старой (верхняя кривая) и по новой (нижняя кривая) методикам. Сравнение общих циркуляционных расходов и потерь напоров показывает существенную разницу между полученными величинами. Например, для схемы № 30 (30 стояков с соответствующим циркуляционным кольцом) значения циркуляционного расхода отличается более чем в 3 раза, а значения по потерям напора отличаются более чем на 30%.

Такая погрешность не может не учитываться при выборе циркуляционного насоса.

Таким образом, сравнительный анализ показал, что расчетные данные,

полученные по старым методикам, и данные, полученные по новой методике, имеют существенные расхождения (погрешность), которые не могут быть допустимы при инженерных расчетах. Причем по мере возрастания сложности объекта (увеличения суммарной длины всех трубопроводов, увеличения количества стояков, увеличения числа водопотребителей и пр.) эта погрешность увеличивается. Проектировщику для корректного (правильного) выбора оборудования необходимо исключить все эти погрешности путем применения новой методики расчета режима циркуляции горячей воды.

Результаты выполненных исследований позволяют сделать следующие выводы:

- величина циркуляционного расхода горячей воды не зависит от величины хозяйственно-питьевого расхода;

- циркуляционный расход горячей воды не корректно определять как долю от хозяйственно-питьевого расхода;

- циркуляционный расход горячей воды растет опережающими темпами по сравнению с хозяйственно-питьевым расходом по мере увеличения числа водопотребителей;

- относительная величина циркуляционного расхода по сравнению с хозяйственно-питьевым расходом увеличивается по мере увеличения сети водопровода горячей воды;

- для поддержания необходимой нормативной температуры воды необходимо обеспечить требуе-

мый циркуляционный расход горячей воды для каждого циркуляционного кольца;

- величина циркуляционного расхода для одного циркуляционного кольца возрастает по мере удаления от теплового пункта;

- необходимо учитывать дополнительные потери напора, возникающие в связи с корректировкой циркуляционного расхода горячей воды (при распределении циркуляционного расхода по различным циркуляционным кольцам).

### Литература

1. Горюнов И. В. Обоснование новых методик расчета систем горячего водоснабжения / И. В. Горюнов, И. О. Шестов, В. А. Горюнов, Е. А. Федянов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. Научно-технический журнал. № 4 (21). Декабрь, 2017. С. 28–30.

2. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016662937 «Умная Вода» — программа для проектирования систем внутреннего водопровода и канализации зданий. — 25.11.2016.

3. УМНАЯ ВОДА — программа для проектирования систем внутреннего водопровода и канализации зданий [Электронный ресурс]. — Режим доступа: URL: [http:// www.smartwater.su](http://www.smartwater.su).

4. СП 30.13330.2016 «СНиП 2.04.01-85\* Внутренний трубопровод и канализация зданий».

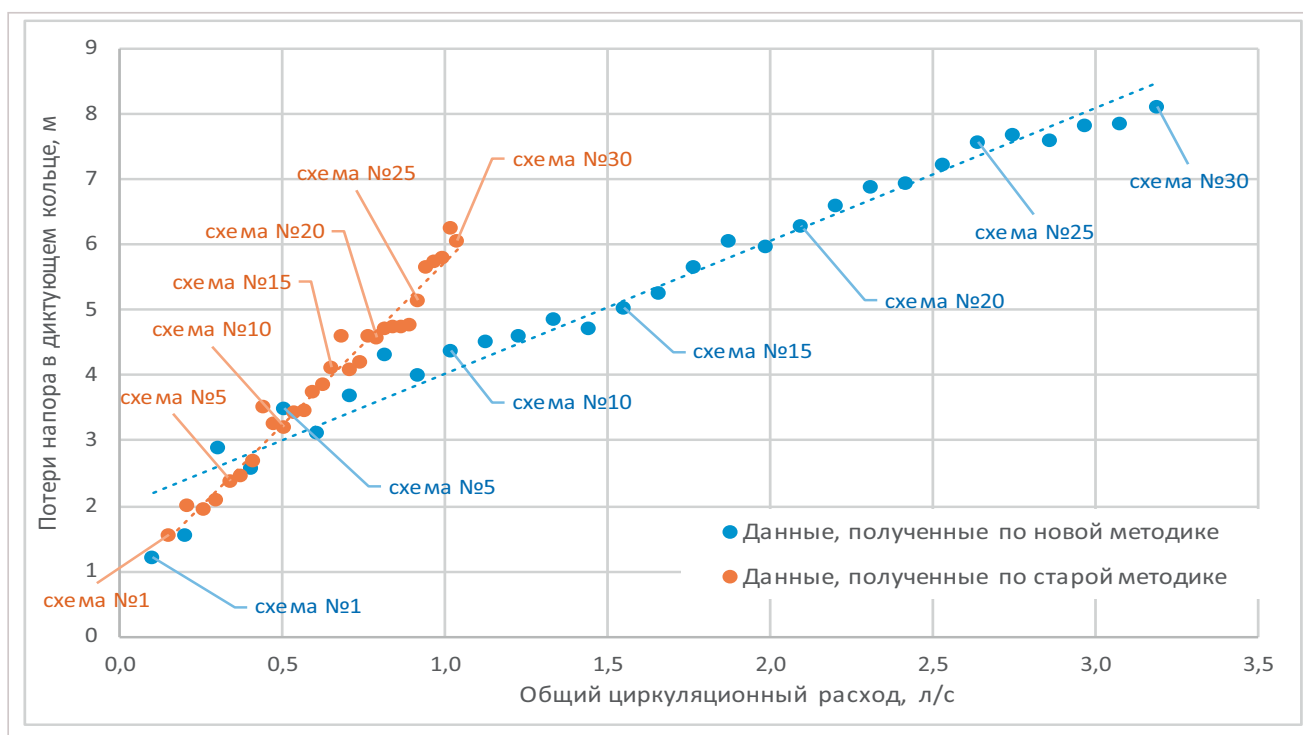


Рис. 6. Общий циркуляционный расход и потери напора в диктующем циркуляционном кольце (в различных схемах)