

УДК 536. 2 (075)

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ*

С.В. Колесников, И.В. Кудинов

Самарский государственный технический университет
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

E-mail: totig@yandex.ru

Городские теплосети, запитываемые от ТЭЦ и котельных, представляют собой сложные разветвленные гидравлические системы. В практике их эксплуатации основными проблемами являются недостаточный перепад давлений между прямым и обратным трубопроводами, повышенное давление в обратном трубопроводе, разрегулированность сети (несоответствие расчетных и действительных расходов у потребителей теплоты) и другие проблемы. Причинами указанных проблем могут быть: повышенный расход теплоносителя, недостаточные диаметры трубопроводов, уменьшение диаметров труб из-за отложений на внутренних поверхностях, перекрытие задвижек на участках сети с большими скоростями течения теплоносителя, «паразитные» циркуляции и прочее. Решение вопроса о том, какая из этих причин является определяющей, представляется довольно сложной проблемой. Эффективным средством для наиболее достоверного определения основных причин указанных выше проблем, имеющих в любой конкретной теплосети, являются компьютерные модели, позволяющие практически полностью воспроизводить гидравлические и температурные режимы их работы, рассматривая теплосети как единые целые гидравлические системы (с учетом любого количества внутренних кольцевых структур).

Ключевые слова: теплосеть, компьютерная модель, законы Кирхгофа, теория графов, идентификация модели, эпюры давления.

В основе расчета сложных кольцевых гидравлических систем лежат два условия, аналогичные требованиям к расчету электрических сетей [1, 2]. Первое условие – соблюдение уравнения баланса расходов, то есть равенства притока и оттока воды в каждом узле:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0. \quad (1)$$

В эту сумму входят как расходы, отбираемые в узле, так и расходы, проходящие транзитом по линиям. Первое условие иногда формулируется так: приток воды к узлу должен равняться оттоку.

Второе условие – равенство нулю потерь напора при обходе каждого кольца:

* Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках базовой части государственного задания ФГБОУ ВПО «СамГТУ» (код проекта: 1273).

Сергей Владимирович Колесников (к.т.н.), докторант кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханика».

Игорь Васильевич Кудинов (к.т.н.), доцент кафедры «Теоретические основы теплотехники и гидромеханика».

$$\sum_{i=1}^n h_i = 0. \quad (2)$$

Потери считаются положительными, если обход совпадает с направлением движения воды, и отрицательными, если обход не совпадает с направлением движения.

Рассмотренных соотношений формально достаточно для построения замкнутой системы уравнений относительно неизвестных расходов в ветвях сети и давлений в ее узлах. Однако система уравнений получается нелинейной и даже в простейшем случае при квадратичном законе сопротивления трудно получить ее точное решение. Поэтому в основе существующих методов расчета сложных кольцевых сетей лежат алгоритмы итерационного характера. Наиболее распространен в расчетной практике, благодаря относительно быстрой сходимости, метод поконтурной увязки перепадов давлений. Принципиально его содержание сводится к следующему.

1. Задается некоторое начальное приближение для расходов на всех ветвях расчетной многоконтурной схемы, но такое, чтобы во всех узлах соблюдалось условие (1).

2. Вычисляются потери давления на всех ветвях и их суммарные невязки во всех независимых контурах (выполнение условия (2)).

3. По выявленным невязкам тем или иным образом определяются величины так называемых контурных «увязочных расходов».

4. Каждый увязочный расход «проводится» по всем ветвям своего контура алгебраическим суммированием с расходами, принятыми по начальному приближению.

5. Расходы, полученные на последнем этапе, используются в качестве очередного приближения для начала следующей итерации вплоть до совпадения (в пределах заданной погрешности) значений всех искомых величин.

Данный алгоритм реализует описываемая ниже программа, основанная на теории графов [3]. Пусть $G = (E, V, H)$ – конечный ориентированный граф [4], где E – множество вершин графа; V – множество дуг; H – отображение, $H: V \rightarrow E \times E$. Каждой дуге $v \in V$ отображение ставит в соответствие упорядоченную пару $h_1(v), h_2(v)$ вершин из E , где $h_1(v)$ – начало дуги; $h_2(v)$ – конец дуги. Следует понимать, что из вершины i выходит дуга v , если $i = h_1(v)$, и входит в вершину j , если $j = h_2(v)$.

Важным случаем ориентированного графа является входящее дерево. Следовательно, G является связным графом, в котором:

а) $|V| = |A| - 1$;

б) существует вершина v (корень «дерева»), достижимая из всех остальных вершин. Пример такого «дерева» приведен на рис. 1 (вершина v на ней помечена цифрой 1).

Для описания алгоритмов используется специальная нумерация вершин и дуг «дерева», удовлетворяющая следующим требованиям:

а) номера дуги v и вершины $h_1(v)$ совпадают;

б) если дуга с номером k входит в вершину с номером i , то $k > i$;

в) если i – наименьший номер дуги, входящей в k -ю вершину, а j – наибольший, то все дуги с номерами между i и j входят в k -ю вершину.

Любое входящее «дерево» можно пронумеровать в соответствии с этими требованиями. Алгоритм перенумерации приведен в [4]. Нумерация вершин «дерева» на рис. 1 удовлетворяет этим требованиям [5].

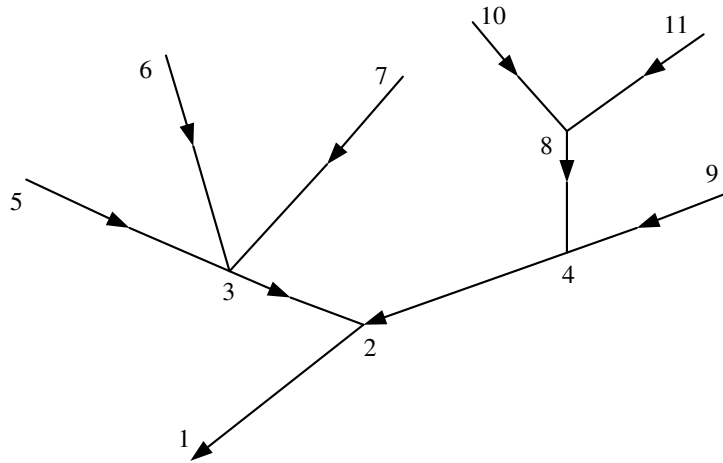


Рис. 1. Входящее «дерево» графа

Программа позволяет рассчитывать расходы и давления в любой точке с указанием направлений движения потоков по отдельным ветвям системы, анализировать работу сети при отключении отдельных ее участков, рассчитывать затраты электроэнергии на привод насосов и ее стоимость, работать на ЭВМ в диалоговом режиме [5, 6].

В соответствии с описанной выше методикой была составлена расчетная схема Ульяновских тепловых сетей и определены гидравлические характеристики их элементов. При разработке расчетной гидравлической модели за основу принята монтажная схема размещения оборудования и трубопроводов Ульяновских тепловых сетей (рис. 2).

Потери напора на участке – трубе складываются из потерь на трение (линейные) и потерь на местные сопротивления:

$$\Delta h = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} + \sum \xi \frac{w^2}{2g}, \quad (3)$$

где Δh – потери напора, i ;
 λ – коэффициент трения;
 l – длина трубопровода, m ;
 d – внутренний диаметр, m ;
 w – средняя скорость, m/c ;
 $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Введя понятие эквивалентной длины, потери напора на местные сопротивления можно свести к линейным потерям. Эквивалентная длина местных сопротивлений находится из соотношения

$$\sum \xi = \lambda \frac{l_2}{d}. \quad (4)$$

Рис. 2. Схема теплосетей Ульяновских ТЭЦ – 1 и ТЭЦ – 3. Т, ТК – тепловые камеры; НС – насосные подстанции; В – задвижки

Выражая из (4) l_3 , находим

$$l_3 = \frac{d \sum \xi}{\lambda}. \quad (5)$$

Подставляя (4) в (3), получаем

$$\Delta h = \frac{w^2}{2g} \left(\lambda \frac{l}{d} + \lambda \frac{l_3}{d} \right) = \frac{\lambda w^2}{d 2g} (l + l_3).$$

Если расход жидкости через участок $Q = ws$, где $s = \pi d^2 / 4$ – площадь сечения трубы, то

$$w = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Следовательно,

$$\Delta h = \frac{16Q^2 \lambda (l + l_3)}{2g d \pi^2 d^4} = \frac{8\lambda (l + l_3)}{\pi^2 g d^5} Q^2.$$

Таким образом, гидравлическая характеристика участка – трубы имеет вид

$$\Delta h = s Q^2, \quad (6)$$

где $s = \frac{8\lambda (l + l_3)}{\pi^2 g d^5}$ – гидравлическое сопротивление участка, c^2/m^5 .

В соответствии с требованиями программы гидравлического расчета теплосети для каждого участка – трубы должна быть введена следующая информация: d – диаметр; l – длина; тип и количество местных сопротивлений.

Поскольку гидравлические режимы трубопроводов теплосети лежат в квадратичной области сопротивления, коэффициент трения λ рассчитывался по формуле Шифринсона

$$\lambda = 0,11 \left(\bar{\Delta} \right)^{0,25},$$

где $\bar{\Delta} = e/d$ – относительная шероховатость труб;
 e – абсолютная шероховатость.

Гидравлическая характеристика участка – задвижки имеет вид (6), где s – коэффициент местного сопротивления задвижки, зависящий главным образом от степени ее открытия.

Для полностью открытой задвижки коэффициент местного сопротивления принят равным 0,07. Степень открытия той или иной задвижки определяется соответствующей оперативной ситуацией, связанной с распределением давления на участке сети после задвижки.

Участки – насосы в расчетной схеме гидравлической сети представлены своими аналитическими характеристиками, связывающими между собой напор, развиваемый насосом, и подачу. Кривую $Q-H$ насоса с достаточной для практики точностью можно выразить уравнением вида [2]

$$H = H_\phi - Q_n^m S_\phi, \quad (7)$$

где H_ϕ – напор, развиваемый насосом при закрытой на выходе задвижке ($Q_n = 0$);

Q_1 – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

S_Φ – гидравлическое сопротивление насоса.

Показатель степени m принимается равным 2 или 1,85. Как показано в [2], в обоих случаях получается удовлетворительное согласование с паспортными данными.

Некоторые авторы [4] предлагают для аналитического определения рабочей характеристики насоса использовать вместо параболической зависимости (7) зависимость в виде более сложного полинома

$$H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2.$$

Однако в расчетной практике более распространена простейшая зависимость вида (7), позволяющая с достаточной точностью описывать характеристику насоса. В настоящей работе для аналитического описания рабочих характеристик циркуляционных насосов использовалась зависимость

$$H = H_\Phi - S_\Phi Q_n^2. \quad (8)$$

Искомые параметры H_Φ и S_Φ рассчитывались по двум произвольным точкам характеристики насоса, взятой из каталога, с использованием следующих соотношений:

$$S_\Phi = \frac{H_a - H_6}{Q_6^2 - Q_a^2}; \quad H_\Phi = H_a + S_\Phi Q_a^2.$$

Число оборотов насоса n и диаметр его рабочего колеса D могут отличаться от приведенных в каталоге. В этом случае полученная аналитическая характеристика насоса имеет смысл базовой, а действительные параметры H_Φ^* и S_Φ^* находятся путем пересчета по формулам

$$S_\Phi^* = S_\Phi; \quad H_\Phi^* = H_\Phi \left(\frac{D^*}{D} \right)^2 \left(\frac{n^*}{n} \right)^2,$$

где S_Φ^*, H_Φ^*, n^* – параметры истинной характеристики;

S_Φ, H_Φ, n – соответствующие параметры базовой характеристики.

При создании модели первоначально используются паспортные характеристики элементов теплосетей (шероховатость трубопроводов, характеристики задвижек, насосов и проч.). В принципе, на такой модели можно проводить исследования большого числа вариантов работы тепловыводов с целью их сравнения между собой и выбора из них оптимального. Такая модель (будем называть ее моделью теплосети с паспортными характеристиками) для выбора оптимального варианта работы предпочтительнее модели реальной теплосети (то есть теплосети с учетом ее реальных сопротивлений), так как в реальной теплосети могут иметь место несистематические сопротивления, возникающие и исчезающие во внеплановом порядке. Например, прикрытие задвижек потребителями, находящимися на возвышенных участках местности, с целью повышения низкого для них давления в обратной магистрали. Моделирование реальной теплосети необходимо для того, чтобы знать действительную картину распределения давлений и расходов в данный конкретный момент времени. Если в следующий момент времени происходят изменения от действия каких-либо факторов, то для создания адекватной модели эти факторы должны быть в ней учтены. Поэтому необ-

ходимым условием создания компьютерной модели реальной теплосети является наличие экспериментальных данных по давлениям теплоносителя в различных точках теплосети. С использованием этих данных на модели подбираются сопротивления трубопроводов (их шероховатость) и степень закрытия задвижек так, чтобы результаты, получаемые из расчета на модели, совпадали с экспериментальными данными.

Для получения модели реальной теплосети использовались результаты экспериментов, проведенных в Ульяновских тепловых сетях. Экспериментальные данные были использованы для идентификации компьютерной модели. Как показали расчеты, точность идентификаций находится в пределах 2–3 %.

Общая протяженность первого вывода первого пути от ТЭЦ–1 до ТК–58 составляет около 10 км (см. рис. 2, 3). Диаметры трубопроводов изменяются от 1200 до 300 мм, отметки высот – от $h=115\text{ м}$ до $h=200\text{ м}$. В работе находится повысительная насосная НС–7. Идентификация модели (приближение компьютерной модели к реальной теплосети) выполнялась при использовании экспериментальных данных по расходам и давлениям в различных точках сети. Результаты расчетов реального режима работы первого пути первого вывода представлены на графиках (рис. 3). Их анализ позволяет заключить, что основной проблемой здесь является низкое давление в обратном трубопроводе. Так, например, на участке от камеры Т–6 до ТК–130 пьезометрическое давление в обратном трубопроводе оказывается ниже отметки высоты расположения трубопровода, то есть избыточное давление оказывается отрицательным, что может привести к остановке циркуляции теплоносителя. Варианты работы теплосети, позволяющие найти пути решения этой проблемы, рассмотрены далее.

Общая протяженность второго пути первого вывода составляет около 10 км. Диаметры трубопроводов изменяются от 1200 до 300 мм, отметки высот – от $h=115\text{ м}$ до $h=180\text{ м}$. В работе находится повысительная насосная НС–5 (рис. 2, 4). Результаты расчетов пьезометрических давлений второго пути первого вывода даны на рис. 4. Их анализ позволяет заключить, что одной из проблем здесь, так же как и для первого пути, является пониженное давление в обратном трубопроводе. И, в частности, на участке от ТК–130 до ТК–138 оно оказывается практически равным отметке высоты местности. Здесь, как и на первом пути, могут возникать проблемы, связанные с остановкой циркуляции теплоносителя ввиду его вскипания.

Третий путь первого вывода имеет протяженность около 9 км. Диаметры трубопроводов изменяются от 1200 до 600 мм, отметки высот – от $h=115\text{ м}$ до $h=160\text{ м}$. В работе находится повысительная насосная НС–1 (рис. 2, 5).

Результаты расчетов третьего пути первого вывода даны на рис. 5. Их анализ позволяет заключить, что на этом пути основной проблемой является пониженное давление в обратном трубопроводе в районе камеры ТК–138.

Общая протяженность четвертого пути первого вывода составляет около 11300 м. Диаметры трубопроводов изменяются от 1200 до 300 мм, отметки высот – от $h=115\text{ м}$ до $h=160\text{ м}$. В работе находится повысительная насосная НС–1 и понизительная НС–6 (рис. 2, 6).

Результаты расчетов четвертого пути первого вывода даны на рис. 6. Понижительная насосная НС–6 используется для уменьшения давления в обратном трубопроводе на участке от Т–82 до ТК–159, где имеет место пониженная отметка высоты местности ($h=160\text{ м}$).

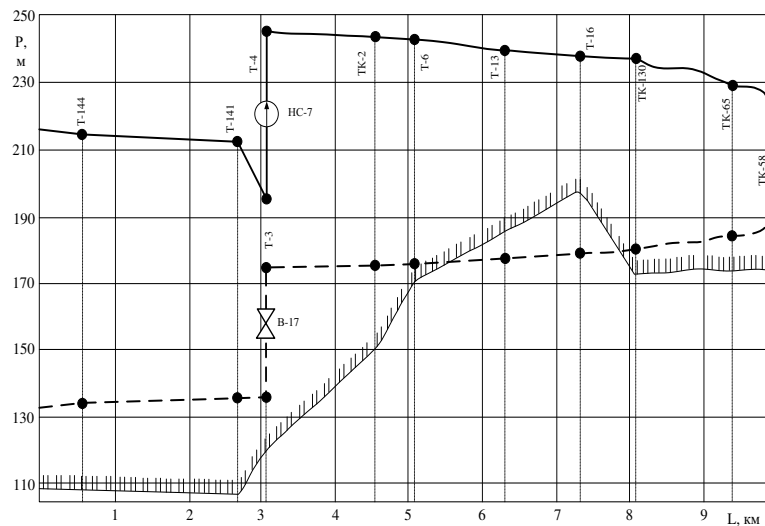


Рис. 3. Первый вывод, первый путь. Задвижка В-8 закрыта. Задвижки В-11, В-14 прикрыты. $\square\square\square$ – отметка высоты местности

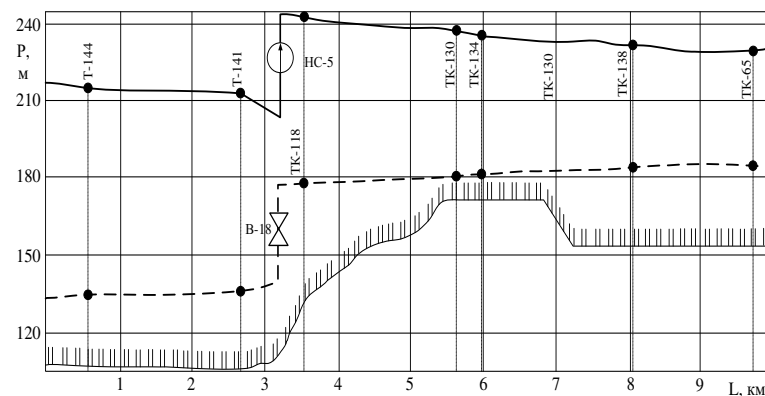


Рис. 4. Первый вывод, второй путь. Задвижки В-11, В-14 прикрыты

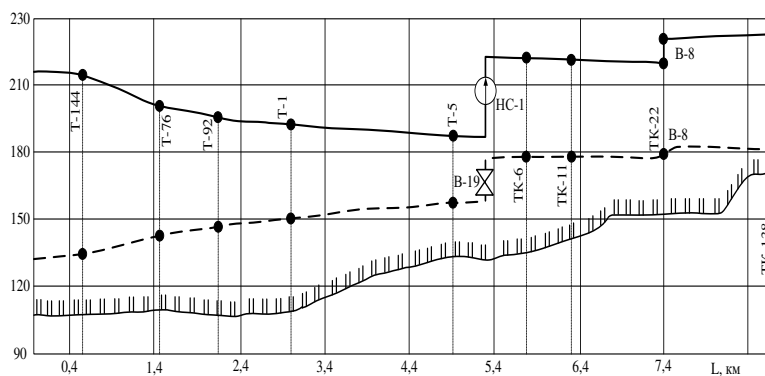


Рис. 5. Первый вывод, третий путь. Задвижка В-8 закрыта. Задвижки В-11, В-14 прикрыты

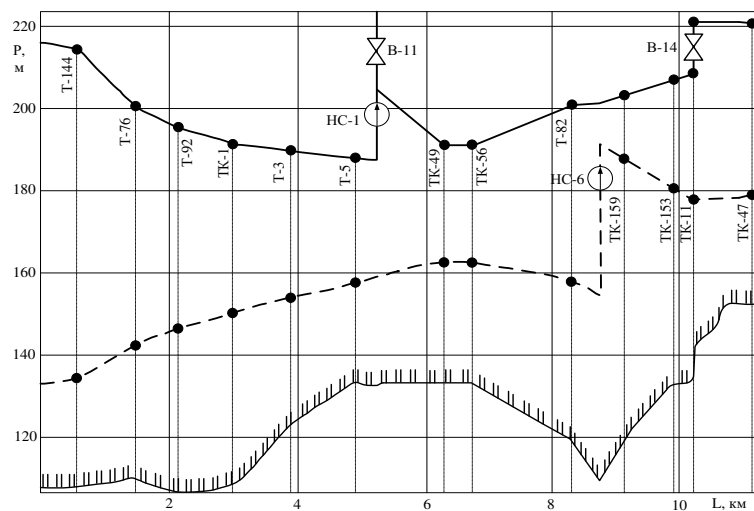


Рис. 6. Первый вывод, четвертый путь. Задвижка В-8 закрыта. Задвижки В-11, В-14 прикрыты.  – отметка высоты местности

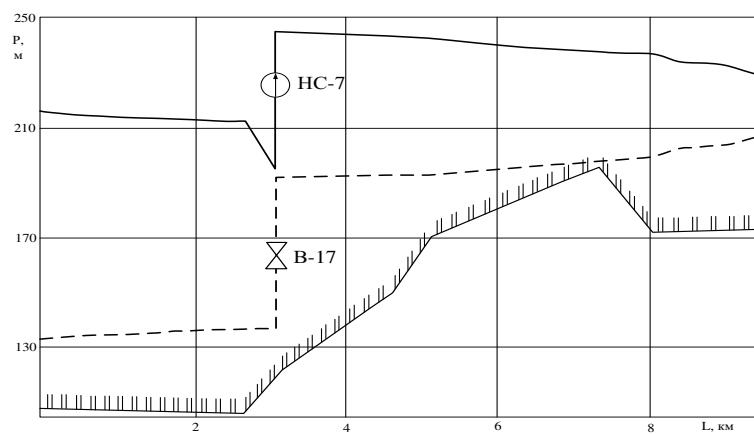


Рис. 7. Первый вывод, первый путь. Задвижка В-8 открыта на обратном трубопроводе. Задвижка В-13 прикрыта на обратном трубопроводе

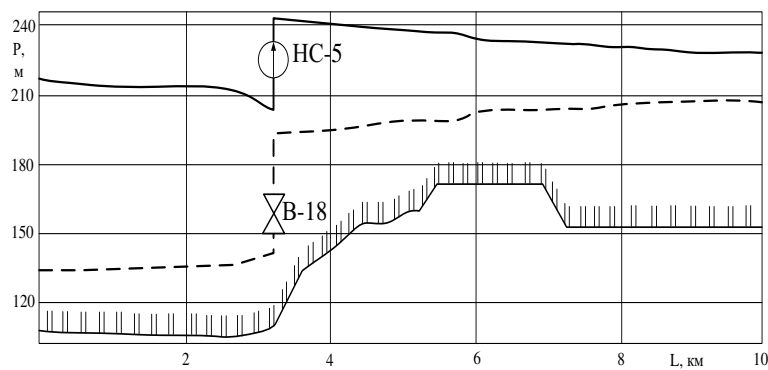


Рис. 8. Первый вывод, второй путь. Задвижка В-8 открыта на обратном трубопроводе. Задвижка В-13 прикрыта на обратном трубопроводе

На рис. 7, 8 представлены расчеты различных вариантов работы теплосети с целью устранения отмеченных выше проблем. И, в частности, рассмотрен вариант работы теплосети для случая, когда задвижка В-13 (см. рис. 2) прикрыта на обратной магистрали. Цель этого исследования заключается в перераспределении потоков в обратных трубопроводах первого, второго и третьего путей. В реальном режиме работы через обратные трубопроводы в районе насосных НС-1, НС-5, НС-7 наблюдаются следующие расходы теплоносителя: НС-1 – 1400 т/час; НС-5 – 1100 т/час; НС-7 – 670 т/час.

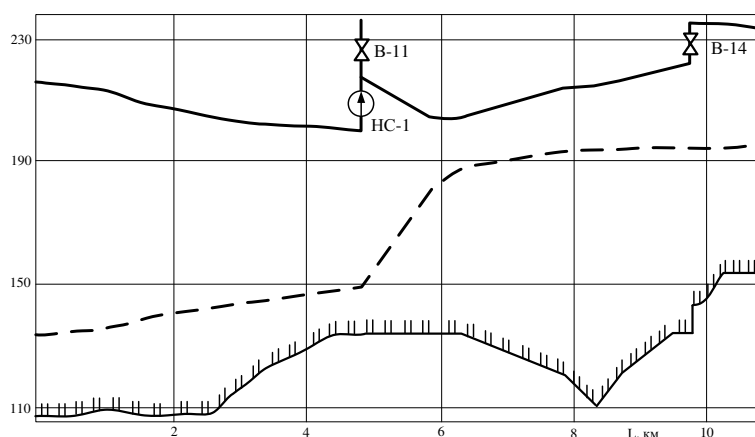


Рис. 9. Первый вывод, третий путь. Задвижка В-8 открыта на обратном трубопроводе. Задвижка В-13 прикрыта на обратном трубопроводе. Насосная НС-6 отключена

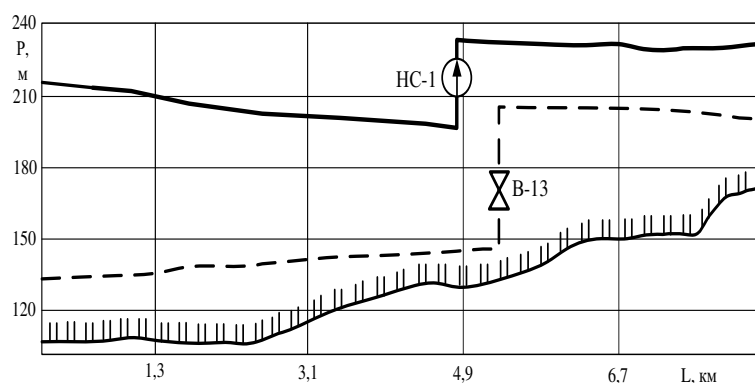


Рис. 10. Первый вывод, четвертый путь. Задвижка В-8 открыта на обратном трубопроводе. Задвижка В-13 прикрыта на обратном трубопроводе. Насосная НС-6 отключена

Из этих данных следует, что потоки в обратных трубопроводах вблизи насосных НС-7 (первый путь) и НС-5 (второй путь) существенно меньше, чем вблизи насосной НС-1 (третий путь). В то же время давление в обратных трубопроводах первого и второго путей оказывается настолько заниженным, что происходит пересечение эпюр давлений с отметками высоты местности (см. рис. 3, 4). Увеличив потоки на этих путях, можно поднять и давление на них. Результаты расчетов такого варианта (см. рис. 7, 8) позволяют заключить, что давление в обратных трубопроводах первого, второго и третьего путей в результате такого перераспределения потоков значительно повышается.

На рис. 9, 10 представлены результаты расчетов работы теплосети без понижительной насосной НС-6 (см. рис. 2). Их анализ позволяет заключить, что теплосеть в данном случае оказывается вполне работоспособной. Таким образом,

благодаря перераспределению потоков теплоносителя, выполненному с помощью компьютерной модели, удалось найти оптимальный режим работы теплосети, исключив при этом понизительную насосную НС–6.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Абрамов Н.Н.* Теория и методика расчета системы подачи и распределения воды. – М.: Стройиздат, 1972. – 286 с.
2. *Меренков А.П., Сеннова Е.В., Сумарокова С.В. и др.* Математическое моделирование и оптимизация систем тепло-, водо-, нефте- и газоснабжения. – Новосибирск: ВО Наука, Сиб. издат. фирма, 1992. – 407 с.
3. *Зыков А.А.* Теория конечных графов. – Новосибирск: Наука; СО, 1969. – 543 с.
4. *Коваленко А.Г., Туева Н.С.* Система синтеза и анализа гидравлических сетей. – М.: Вычисл. центр АН СССР, 1989. – 70 с.
5. *Кудинов В.А., Коваленко А.Г., Колесников С.В., Панамарев Ю.С.* Разработка компьютерной модели и исследование режимов работы циркуляционной системы Новокуйбышевской ТЭЦ–2 // Изв. АН. Энергетика. – 2001. – № 6. – С. 118–124.
6. *Колесников С.В., Дикоп В.В., Томкин С.Н., Кудинов В.А.* Исследование гидравлических режимов работы циркуляционной системы Тольяттинской ТЭЦ на компьютерной модели // Изв. вузов СНГ. Энергетика. – 2002. – № 6. – С. 90–95.

Статья поступила в редакцию 2 сентября 2014 г.

RESEARCH OF CENTRAL HEATING NETWORK USING COMPUTER MODEL

S.V. Kolesnikov, I.V. Kudinov

Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

Urban heating networks powered by heating and power plant and boilers are complex brachigerous hydraulic systems. The main problems of their operation are insufficient pressure difference between direct and reverse pipelines, increased pressure in reverse pipeline, the deregulation of network (the discrepancy between the estimated and actual costs for heat carriers) and others. These problems can be caused by: excessive consumption of heat carrier, insufficient pipeline diameters, reduction of pipelines diameters as the result of deposits on their inner surfaces, the valves overlap in network sections with high velocities of heat carrier flow, parasitic circulation, etc. The problem of define which of the abovementioned problems is critical is quite complex. Computer models that allow the complete simulation of hydraulic and temperature modes of heating networks are the most effective and precise way to determine the main causes of the abovementioned problems that occur in every heating network. These models consider the heating network as the unified hydraulic systems (taking into account any number of inner ring structures).

Keywords: *computer model, graph theory, Kirchhoff's laws, heating systems (HS) of the centralized heat supply, pressure loss, hydraulic resistance.*

*Sergey V. Kolesnikov (Ph.D. (Techn)), doctoral student.
Igor V. Kudinov (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.*