УДК 628.1

Н. А. Автушенко, Г. С. Леневский, канд. техн. наук, доц.

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ МАГИСТРАЛЬНЫХ СЕТЕЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Разработана комплексная методика расчета тепловых параметров систем горячего водоснабжения. Получена универсальная зависимость плотности воды от давления и температуры до момента образования паровой фазы для систем горячего водоснабжения малого и среднего давлений. Выполнена оценка точности расчета полученной зависимости, влияние колебаний температуры и плотности на результаты теплового расчета.

Результаты могут быть использованы при расчете статической и динамической составляющих гидравлических параметров систем горячего водоснабжения, а также, оценке устойчивости гидравлических систем горячего водоснабжения.

При описании систем горячего водоснабжения механическая часть обычно представляется в виде механической части двигателя, насосного агрегата и длинного трубопровода, но насосный агрегат или группы сетевых насосов (ступеней подъема) входят в состав основных контуров протекания жидкости. Кроме того, система имеет множество вспомогательных контуров. Физически такие системы представлены в виде бойлерных или теплоэлектроцентралей (ТЭЦ). Контуры нагрева, входящие в состав основных или вспомогательных контуров представляют собой пиковые бойлеры и водогрейные котлы, которые помимо теплопередачи формируют геометрический перепад напора, являющийся составной частью полного напора. Такая система имеет сопротивления, которые обуславливают потери.

При проектировании таких систем необходимо выполнение теплового расчета. Первоочередной проблемой здесь является получение универсальной зависимости плотности теплоносителя от давления и температуры.

По закону Био-Фурье плотность теплового потока пропорциональна градиенту температуры:

$$\vec{q} = -\lambda grad t \quad \text{или} \quad q = -\lambda\, \partial t / \partial n\,, \tag{1}$$

где λ – физический параметр, называемый коэффициентом теплопроводности, характеризует способность вещества (материала) проводить тепло; он зависит от природы вещества, температуры и в меньшей степени от давления. Для большинства чистых металлов λ с увеличением температуры падает, для сплавов растет. Для строительных и теплоизоляционных материалов λ с увеличением *t* растет и, кроме того, сильно зависит от пористости (объемного веса) и влажности. Для большинства капельных жидкостей λ с увеличением падает (вода исключение), для газов – растет; в обоих случаях он мало зависит от давления. Для паров λ сильно зависит от температуры и давления. Данные приведены в табл. 1 [4].

Табл. 1. Исходные данные

Материал	Толщина δ, мм	Коэффициент теплопроводности λ, ккал/(м·ч·°С)
Труба сталь 20, ф1020, мм	10	46,8…43,2
Минераловатные маты	100	0,06 ± 0,006
Цементно-полимерный раствор	20	1,0
Цилиндры пенополиуретановые	30	0,03 ± 0,0003

Связь между изменениями температуры в пространстве и во времени устанавливается на основе первого закона термодинамики и закона Био-Фурье и выражается дифференциальным уравнением теплопроводности [3].

Согласно ранее проведенных исследований скорость давление в магистральном трубопроводе зависит от плотности, которая является функцией температуры и давления. Изменение температуры в единицу времени в свою очередь также имеет место. Точнее было бы говорить о градиенте распространения температуры.

Общий случай распределения температуры:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r} - \frac{1}{a_T}\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{a_T \rho_0 c_p}\frac{\partial p}{\partial t},$$

где $a_T = \dfrac{K_T}{\rho_0 c_p}$ – коэффициент температуропроводности; c_p – удельная теплоемкость.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a_T \Delta T + \frac{K_T q_V}{\rho_0 c_p}.$$

Если λ зависит от температуры, то

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{1}{c\gamma} div(\lambda grad t) + \frac{q_v}{c\gamma},$$

если λ величина постоянная, то

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\nabla^2 t + \frac{q_v}{c\gamma},$$

где $a = \dfrac{\lambda}{c\gamma}$ – коэффициент температуропроводности, характеризующий скорость выравнивания температуры в неравномерно нагретом теле; c – удельная теплоемкость; γ – удельный вес тела; q_v – объемная производительность источников тепла, численно равная количеству тепла, выделяемому источниками тела в единице объема тела в единицу времени; ∇^2 – дифференциальный оператор второго порядка (оператор Лапласа).

В прямоугольных координатах

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}.$$

Для стационарного режима уравнение теплопроводности имеет вид:

$$a\nabla^2 t + \frac{q_v}{c\gamma} = 0,$$

при отсутствии внутренних источников тепла $\nabla^2 t = 0$.

Для расчета конкретных процессов теплопроводности используют условие однозначности, включающие:

а) геометрические условия, которые задают геометрическую форму и размеры тела;

б) физические условия, которые задают значения физических параметров a, λ и закон распределения в пространстве и во время производительности источников тепла;

в) начальные условия, которые задают распределение температуры внутри тела в начальный момент времени;

г) граничные условия, которые задают распределение температуры или плотности теплового потока на поверхности тела или температуру окружающей среды и закон теплообмена между телом и средой.

В качестве простейшего соотношения, связывающего плотность теплового потока на границе q_c и температуры поверхности тела t_c и окружающей среды, т. е. жидкости $t_ж$, принимается закон Ньютона-Рихмана:

$$q_c = \alpha(t_c - t_ж),$$

где α – коэффициент теплоотдачи, численно равный q_c при $t_c - t_ж = 1^0 C$ и характеризующий интенсивность теплообмена между поверхностью тела и окружающей его жидкостью. В зависимости от постановки задачи может рассматриваться как постоянная величина или же как функция времени и координат.

Теплопроводность при стационарном режиме. Плоская стенка

На боковых поверхностях плоской безграничной стенки толщиной δ (рис. 1) поддерживаются известные постоянные температуры t_{cl} и t_{c2}, причем $t_{cl} > t_{c2}$.

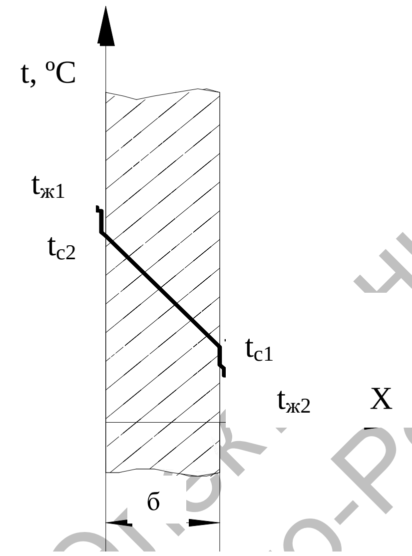

Рис. 1. Распределение температуры в плоской стенке при постоянном значении λ

Температура стенки на расстоянии x от боковой поверхности определяется по формулам:

– если λ не зависит от температуры:

$$t = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} x,$$

– если $\lambda = \lambda_0(1 + \beta_\lambda t)$, т.е. линейно зависят от t, то

$$t = \frac{1}{\beta_\lambda}\left[\sqrt{\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_0}\right)^2 - \frac{2\beta_\lambda q}{\lambda_0} x} - 1\right],$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала стенки; λ_0, β_λ – постоянные числа; λ_1 – значение λ при $t = t_{c1}$; q – плотность теплового потока; δ – толщина стенки.

Тепловой поток через стенку:

$$Q = qF = \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}),$$

где F – площадь рассматриваемого участка поверхности стенки (с одной стороны).

Если λ линейно зависит от t, то значение λ формуле соответствует температуре, равной $0,5(t_{c1} - t_{c2})$.

Если безграничная стенка разделяет две среды, температуры которых $t_{ж2}$ и $t_{ж1}$ постоянны, причем $t_{ж1} > t_{ж2}$, то в этом случае тепловой поток

$$Q = K(t_{ж1} - t_{ж2})F; \quad (1)$$

$$Q = \frac{(t_{ж1} - t_{ж2})}{R} F, \quad (2)$$

где $K = \dfrac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_2}}$; $R = \dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_2}$; α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи от первой среды к стенке и от стенки ко второй среде.

Величина К, численно равная Q при F = 1 м^2 и ($t_{ж1}$ - $t_{ж2}$) = 1°C называется коэффициентом теплопередачи. Величина R называется общим термическим сопротивлением стенки, а величины в выражении R – частные термические сопротивления. Температуры на внешних поверхностях стенки:

$$\left.\begin{aligned} t_{c1} &= t_{ж1} - q/\alpha_1; \\ t_{c2} &= t_{ж2} - q/\alpha_2. \end{aligned}\right\}$$

Формулы (1) и (2) справедливы и для стенки, состоящей из плотно прилегающих друг к другу слоев из различных материалов, с той лишь разницей, что в этом случае

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \sum\limits_{i=1}^{n} \dfrac{\delta_i}{\lambda_i} + \dfrac{1}{\alpha_2}},$$

где λ_i и δ_i – коэффициенты теплопроводности материалов и толщина соответствующих слоев.

В технических расчетах приведенными выше формулами обычно пользуются для стенок конечных размеров. Совершаемой при этом ошибкой можно пренебречь, если линейные размеры боковой поверхности стенки больше или равны 10δ.

Цилиндрическая стенка

Если на внутренней и наружной поверхностях круглого бесконечно длинного полого цилиндра поддерживаются постоянные температуры t_{cl} и t_{c2}, то температура стенки на расстоянии r от оси определяется по формулам:

– если λ не зависит от температуры:

$$t = t_{c1} - \frac{q_e}{2\pi\lambda} \ln \frac{r}{r_1};$$

– если $\lambda = \lambda_0(1 + \beta_\lambda t)$, т.е. линейно зависит от t, то

$$t = \frac{1}{\beta_\lambda}\left[\sqrt{\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_0}\right)^2 - \frac{\beta_\lambda q_t}{\pi\lambda_0}\frac{r}{r_1}} - 1\right],$$

где $q_i = Q/l$ – тепловой поток, отнесенный к единице длины цилиндра; r_1 – внутренний радиус цилиндра.

Тепловой поток через стенку цилиндра

$$Q = q \cdot l = \frac{2\pi\lambda(t_{c1} - t_{c2})}{\ln \dfrac{d_2}{d_1}} l$$

или

$$Q = q\frac{\pi d_{cp}}{\varphi}\frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2})l\ ,$$

где l – длина рассматриваемого участка цилиндра; d_1, d_2 – внутренний и наружный диаметры цилиндра; δ – толщина стенки.

Коэффициент кривизны

$$\varphi = \frac{\frac{d_2}{d_1} + 1}{2\left(\frac{d_2}{d_1} - 1\right)}\ln\frac{d_2}{d_1}\ .$$

Используя метод последовательных приближений можно перейти к упрощенному расчету.

Количество теплоты, поданное в трубопровод:

$$Q_1 = cG_1\tau\ ,$$

где G_1 – расход теплоносителя, поданный в трубопровод; τ – температура теплоносителя; $c = c_P = f(t, ^oC)$ – удельная теплоемкость.

Количество теплоты, полученное на конце трубопровода:

$$Q_2 = cG_2t_K\ ,$$

где G_2 – расход теплоносителя на конце трубопровода; $t_к$ – температура на конце трубопровода.

$$Q_2 = Q_1 + Q\ ,$$

где Q – тепловые потери при движении среды через трубопровод.

Тепловые потери сети слагаются из двух частей:

1) теплопотерь участков трубопровода, не имеющих арматуры и фасонных частей, – линейные теплопотери;

2) теплопотери фасонных частей, арматуры, опорных конструкций, фланцев и т.д. – местные теплопотери.

$$Q = Q_M + Q_Л\ .$$

Линейные тепловые потери теплопровода

$$Q_Л = ql\ ,$$

где q – удельные тепловые потери, Вт/м или ккал/(ч·м); l – длина теплопровода, м.

Тепловые потери отводов, колен, гнутых компенсаторов и других деталей, периметр поперечного сечения которых близок к периметру трубопровода, подсчитываются по формулам для прямых труб круглого сечения. Тепловые потери фланцев, фасонных частей и арматуры определяются обычно в эквивалентных длинах трубы того же диаметра:

$$Q_M = ql_Э\ ,$$

где Q_M – местные тепловые потери; $l_Э$ – эквивалентная длина.

Тепловые потери от неизолированного вентиля или задвижки принимаются равными тепловым потерям изолированного трубопровода длиной 12…24 м того же диаметра при среднем качестве изоляции. Эквивалентную длину изолированного на 3/4 поверхности вентиля или задвижки в зависимости от диаметра трубопровода и температуры теплоносителя можно принимать равной 4…8 м изолированного трубопровода. Меньшие значения относятся к трубопроводу диаметром 100 мм и температуре теплоносителя 100 °С, большие – к трубопроводу диаметром 500 мм и температуре 400 °С.

Эквивалентную длину неизолированного фланца можно принимать равной 4…5 м изолированного трубопровода. Тепловые потери через неизолированные опорные конструкции теплопровода (подвески, катки, скользящие опоры) оцениваются в размере 10…15 % линейных тепловых потерь.

Суммарные тепловые потеря теплопровода определяются по формуле

$$Q = q(l + l_Э) = ql(1 + \beta),$$

где Q – суммарные тепловые потери; $\beta = l_Э/l$.

Для предварительных расчетов теплопотерь теплопроводов принимается $\beta = 0{,}2…0{,}3$.

Количество теплоты, приходящей в единицу времени через цепь последовательно соединенных термических сопротивлений определяется по формуле

$$q = (\tau - t_0)/R,$$

где q – удельные тепловые потери теплопровода; τ – температура теплоносителя; t_0 – температура окружающей среды; R – суммарное сопротивление цепи (термическое сопротивление теплопровода).

В изолированном трубопроводе, окруженном воздухом теплота должна пройти через последовательно соединенных сопротивления: внутреннюю поверхность трубы, стенку трубы, слой изоляции, поверхность изоляции:

$$R = R_B + R_{TP} + R_И + R_Н;$$

В тепловом расчете встречаются два вида термических сопротивлений:

1) сопротивление поверхности: $R_B, R_Н$;

2) сопротивление слоя: $R_{TP}, R_И$.

Термическое сопротивление (цилиндрической) поверхности

$$R = 1/(\pi \cdot d \cdot \alpha),$$

где πd – площадь поверхности 1 м длины теплопровода; α – коэффициент теплоотдачи от поверхности.

$$\alpha = \alpha_Л + \alpha_К,$$

где $\alpha_Л$ – коэффициент теплоотдачи излучением (превращением внутренней энергии тела в лучистую и ее передача в окружающую среду); $\alpha_К$ – коэффициент теплоотдачи конвекцией (передачи тепла из одной части пространства в другую).

Коэффициент теплоотдачи излучением может быть подсчитан по формуле Стефана-Больцмана

$$\alpha_Л = C\frac{\left(\frac{t + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_0 + 273}{100}\right)^4}{t - t_0},$$

где С – коэффициент излучения; для черных тел (абсолютное поглощение всех падающих на поверхность лучей), для серых тел (голые трубопроводы, изоляционных конструкций), $С_ч$ = 5,7 Вт/(м^2·К^4) = 4,9 ккал/(ч·м^2·К^4); $С_с$ = 4,4…5,0 Вт/(м^2·К^4) = = 3,8…4,3 ккал/(ч·м^2·К^4) соответственно.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_K = 1{,}16\sqrt[4]{(t - t_0)/d}\ .$$

Для определения коэффициента теплоотдачи необходимо знать температуру поверхности. Так как при определении тепловых потерь температура поверхности теплопровода обычно заранее не известна, задача решается методом последовательных приближений. Предварительно задаются – коэффициентом теплоотдачи наружной поверхности теплопровода а, определяют удельные потери q и температуру поверхности t, проверяют правильность принятого значения α.

При определении тепловых потерь изолированных теплопроводов можно проверочного расчета не проводить, так как термическое сопротивление поверхности изоляции сравнительно невелико по сравнению с термическим сопротивлением слоя изоляции. 100-процентная ошибка при выборе коэффициента теплоотдачи поверхности приводит обычно к ошибке в определении теплопотерь, не превышающей 3…5 %.

Коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к внутренней поверхности трубопровода весьма высоки, что определяет столь малые значения термического сопротивления внутренней поверхности трубопровода, которыми при практических расчетах можно пренебречь.

Термическое сопротивление слоя

Выражение для термического сопротивления однородного цилиндрического слоя легко выводится из уравнения Фурье. Это выражение имеет вид:

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1},$$

где λ – коэффициент теплопроводности слоя; d_1, d_2 – внутренний и наружный диаметры слоя.

Для теплового расчета существенное значение имеют только слои с большим термическим сопротивлением. Такими слоями являются тепловая изоляция, стенка канала, массив грунта и т.п. По этим соображениям при тепловом расчете изолированных теплопроводов обычно не учитывается термическое сопротивление металлической стенки.

Термическое сопротивление изоляционной конструкции надземных теплопроводов. В надземных теплопроводах между теплоносителем и наружным воздухом включены последовательно следующие термические сопротивления: внутренняя поверхность трубопровода, стенка трубопровода, один или несколько слоев тепловой изоляции, наружная поверхность теплопровода. Первыми двумя тепловыми сопротивлениями в практических расчетах обычно пренебрегают. При учете только двух последних термических сопротивлений тепловая потеря надземного теплопровода определяется:

$$q = \frac{\tau - t_0}{R_И + R_Н},$$

Иногда тепловую изоляцию выполняют многослойной, исходя из различных допустимых температур для применяемых изоляционных материалов или по экономическим соображениям с целью частичной замены дорогих сортов изоляции более дешевыми.

Термическое сопротивление многослойной изоляции равно арифметической сумме термических сопротивлений последовательно наложенных слоев:

$$R = R_{И1} + R_{И2} + R_{И3} + ... + R_{Иn}.$$

Термическое сопротивление цилиндрической изоляции увеличивается с увеличением отношения наружного диаметра изоляции к внутреннему. Поэтому при применении многослойной изоляции первые слои целесообразно укладывать из материала, имеющего более низкий коэффициент теплопроводности, что приводит к наиболее эффективному использованию изоляционных материалов.

Температурное поле надземного теплопровода

Расчет температурного поля теплопровода проводится на основании уравнения теплового баланса. При этом исходят из условия, что при установившемся тепловом состоянии количество теплоты, протекающей от теплоносителя к концентрической цилиндрической поверхности, проходящей через любую точку поля, равно количеству теплоты, уходящей от этой концентрической поверхности к наружной среде.

Основная задача температурного расчета заключается в определении температуры воды в трубопроводе для последующего определения плотности.

На основании распределения вязкости (параметра обратного плотности) рассчитывается плотность. Данный материал представлен в табличной форме. Для расчета плотности необходимо получить зависимость плотности от других технологических параметров процесса. В общем виде функция может быть представлена в виде: $\rho = f(t, p)$.

На основании данных зависимости плотности от температуры при конкретном значении давления получена функция распределения плотности от температуры и давления. Здесь использован диапазон давлений для ТЭЦ малого и среднего давлений (до 20 МПа). Диапазон, связанный с нестационарными процессами (образование паровой фазы в данном случае не рассматривается). При нестационарных режимах процессы, протекающие в трубопроводе, будут описываться несколько другой системой уравнений. В качестве исходного материала взяты зависимости плотности воды от температуры в диапазоне давлений 0,8…20 МПа с шагом 0,1 МПа.

Таким образом искомая функция примет вид:

$$\rho = 1010{,}1 + 4{,}73 \cdot \mathrm{p} - 0{,}54 \cdot \mathrm{t} - 0{,}18 \cdot p^2 - 0{,}0067 \cdot t \cdot p - 0{,}0015 \cdot t^2,$$

где t – температура теплоносителя; p – избыточное давление в трубопроводе.

Погрешность такого расчета составляет ±3 %. На рис. 2 представлено семейство характеристик $\rho = f(t, p)$.

Заключение

Разработана комплексная методика расчета тепловых параметров систем горячего водоснабжения. Получена универсальная зависимость плотности воды от давления и температуры до момента образования паровой фазы для систем горячего водоснабжения малого и среднего давлений. Выполнена оценка точности расчета полученной зависимости, влияние колебаний температуры и плотности на результаты теплового расчета. Результаты могут быть использованы при расчете статической и динамической составляющих гидравлических параметров систем горячего водоснабжения, а также, оценке устойчивости гидравлических систем горячего водоснабжения.

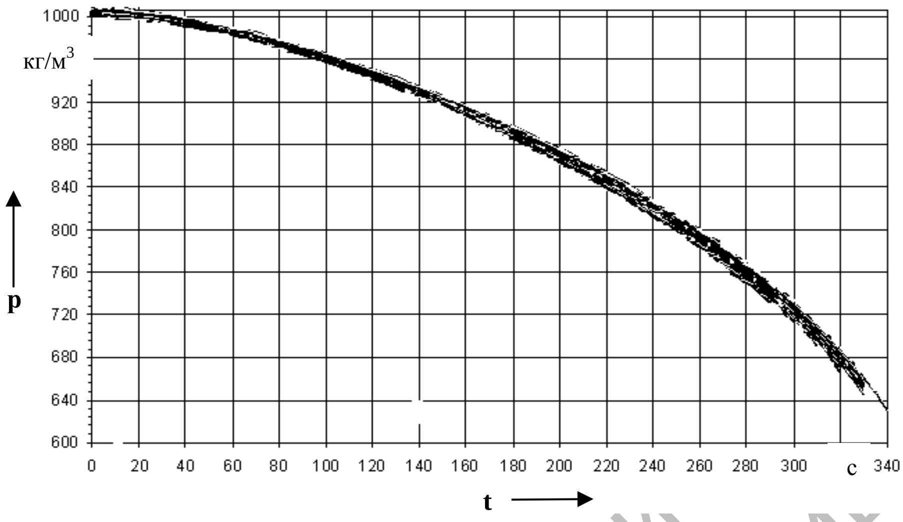

Рис. 2. Семейство характеристик плотности функции температуры и давления

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Соколов, Е. И.** Теплофикация и тепловые сети : учебник для вузов / Е. И. Соколов. – 5-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1982. – 360 с. : ил.

2. Теплотехнический справочник / Под. общ. ред. С. Г. Герасимова. – Л. : Гос. энерг. изд-во, 1957 – 728 с. : ил.

3. Исследование нестационарного тепло- и массопереноса / Под ред. А. В. Лыкова, Б. М. Смольского. – Минск : Наука и техника, 1966. – 252 с. : ил.

4. **Переверзев, В. А.** Справочник мастера тепловых сетей / В. А. Переверзев, В. В. Шумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Энергоатомиздат, 1987. – 272 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.02.2006

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky
Thermal calculation of the main nets of a warm water supply systems
Belarusian-Russian University

Necessity of performance of thermal calculation is considered at building models of a warm water supply systems from the point of temperature fields influence of object on its hydraulic parameters. The complex design procedure of thermal parameters of systems of a warm water supply is developed. Universal dependence of density of water on pressure and temperatures in non-steam phase with a range of pressure for systems of a warm water supply of small and average pressure is received. The estimation of accuracy of calculation of the received dependence, influence of fluctuations of temperature and density on results of thermal calculation is executed.

Results can be used at complex relation of static and dynamic hydraulic parameters of a warm water supply system. Designed procedure can be used at building models, an estimation of static of hydraulic of a warm water supply systems, for the description of the object at synthesis of control systems in hydraulic parameters of a warm water supply circuits with significant extent of pipelines.