

## ОБ ОПТИМАЛЬНОМ УПРАВЛЕНИИ ТЕМПЕРАТУРОЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ТЕПЛОВЫХ СЕТЯХ

*В.И. Панферов, О.Ф. Гавей*

Рассматривается проблема выбора оптимальной температуры теплоносителя по критерию минимума затрат электрической энергии на перекачку и сокращения тепловых потерь при его транспортировке по теплопроводам. Задача решена до конца аналитическим методом с учетом характеристик теплопотребляющего оборудования объекта теплоснабжения. Приведены результаты расчета оптимальной температуры для конкретных условий.

*Ключевые слова:* температурный график теплоснабжения, оптимальная температура теплоносителя, расход электрической энергии на перекачку, тепловые потери теплопроводов, стоимость энергии.

### Введение

В работе [1] решалась задача оптимизации температуры теплоносителя, переносящего через поперечное сечение теплопровода в единицу времени заданное количество теплоты (заданный тепловой поток). При этом не учитывались ни характеристики теплопотребляющего оборудования, ни само значение потребляемой теплоты, ни требуемая температура микроклимата зданий. Применительно к тепловым сетям решение задачи оптимизации с такой постановкой приводит к определенным сложностям при его реализации. В связи с этим в данной работе рассматривается решение задачи оптимального управления тепловыми сетями с известными характеристиками подключенного теплопотребляющего оборудования и известным заданным значением температуры микроклимата зданий. Указанные данные в конечном счете определяют потребляемую объемом теплоту (нагрузку тепловых сетей).

### Постановка задачи

Как известно [2–4], в настоящее время достаточно актуальной является проблема низкотемпературного теплоснабжения. При этом следует иметь в виду, что для доставки потребителям требуемого количества теплоты при пониженных параметрах теплоносителя необходимо увеличить его расход. Это, в свою очередь, потребует увеличения пропускной способности тепловых сетей либо за счет прокладки и монтажа новых тепловых трасс (естественно, с огромными затратами на такой вариант решения проблемы), либо за счет установки более мощных сетевых насосов, что неизбежно приведет к росту расхода электрической энергии на перекачку теплоносителя. Поскольку прокладка и монтаж новых тепловых сетей является весьма трудным и затратным мероприятием, то есть смысл рассмотреть задачу о поиске такой температуры теплоносителя, при которой минимальными были бы не только потери теплоты при транспортировке, но и затраты электрической энергии на перекачку теплоносителя. Минимизация потерь теплоты при транспортировке в конечном счете приводит к уменьшению потребного расхода теплоносителя.

Известно, что электрическая мощность  $W_э$ , необходимая для перекачки сетевой воды на расстояние  $l$  м, вычисляется по следующей формуле [5]:

$$W_э = \frac{0,11k_э^{0,25}}{D_{вн}^{5,25}} \frac{8G_m^3(1+\alpha)}{\rho^2 \pi^2 \eta_n \eta_э}, \quad (1)$$

где  $k_э$  – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности теплопровода;  $D_{вн}$  – его внутренний диаметр;  $\rho$  – плотность теплоносителя;  $G_m$  – его массовый расход;  $\eta_n$  – КПД насоса;  $\eta_э$  – КПД электродвигателя насоса;  $\alpha$  – доля местных потерь давления (потерь давления из-за местных сопротивлений).

Для теплоты, потребляемой объектом теплоснабжения, как известно, можно записать следующие соотношения:

$$W_{об} = cG_m(t_{пр} - t_{обр}); \quad (2)$$

$$W_{об} = KF \left( \frac{t_{пр} + t_{обр}}{2} - t_{вн} \right), \quad (3)$$

где  $W_{об}$  – теплота, потребляемая объектом теплоснабжения в единицу времени;  $c$  – удельная теплоемкость теплоносителя;  $G_m$  – массовый расход теплоносителя;  $KF$  – произведение коэффициента теплопередачи на площадь поверхности теплообмена (в данном случае объект теплоснабжения, в частности, объектом теплоснабжения могут быть системы отопления зданий, представляется эквивалентным отопительным прибором);  $t_{пр}$ ,  $t_{обр}$  – температура теплоносителя в подающем и обратном теплопроводах соответственно;  $t_{вн}$  – температура внутреннего воздуха для микроклимата объекта теплоснабжения.

Используя соотношения (2) и (3), получим, что массовый расход теплоносителя можно выразить следующим образом через теплоту  $W_{об}$ , потребляемую объектом теплоснабжения, характеристику теплопотребляющего оборудования  $KF$ , температуру теплоносителя в подающем теплопроводе  $t_{пр}$  и температуру микроклимата зданий  $t_{вн}$ :

$$G_m = \frac{W_{об}}{2c \left( t_{пр} - t_{вн} - \frac{W_{об}}{KF} \right)}. \quad (4)$$

С учетом этого формула (1) переписывается так:

$$W_э = 0,11 \frac{k_э^{0,25}}{D_{вн}^{5,25}} \frac{W_{об}^3 (1 + \alpha)}{c^3 \left( t_{пр} - t_{вн} - \frac{W_{об}}{KF} \right)^3 \rho^2 \pi^2 \eta_n \eta_э}. \quad (5)$$

Из формулы (5), в частности, следует, что расход электрической энергии на перекачку теплоносителя при прочих равных условиях увеличивается с ростом потребляемой тепловой мощности и уменьшается с повышением температуры прямой воды. Кроме того, из (5) также видно, что чем совершеннее применяемое теплопотребляющее оборудование, чем выше произведение  $KF$ , тем меньше расход электрической энергии на перекачку.

Поскольку потребляемая тепловая мощность, диаметр теплопроводов и  $t_{вн}$  на практике – это заданные величины, то представляет интерес задача выбора температуры теплоносителя в подающем теплопроводе.

Потеря теплоты одним погонным метром теплопровода в окружающую среду за единицу времени определяется линейной плотностью теплового потока  $q_l$ :

$$q_l = \frac{\pi(t_{пр} - t_n)}{R_l}, \quad (6)$$

где  $t_n$  – температура наружного воздуха;  $R_l$  – линейное термическое сопротивление теплопередаче теплопровода [6].

Следовательно, суммарные затраты (потери) энергии (тепловой и электрической)  $W_\Sigma$ , приходящиеся на один погонный метр теплопровода, можно рассчитать по следующей зависимости:

$$W_\Sigma = W_э + q_l = 0,11 \frac{k_э^{0,25}}{D_{вн}^{5,25}} \frac{W_{об}^3 (1 + \alpha)}{c^3 \left( t_{пр} - t_{вн} - \frac{W_{об}}{KF} \right)^3 \rho^2 \pi^2 \eta_n \eta_э} + \frac{\pi(t_{пр} - t_n)}{R_l}. \quad (7)$$

Для упрощения дальнейших выкладок введем следующие обозначения:

$$a = 0,11 \frac{k_э^{0,25}}{D_{вн}^{5,25}} \frac{W_{об}^3 (1 + \alpha)}{c^3 \rho^2 \pi^2 \eta_n \eta_э}; \quad b = \frac{\pi}{R_l}; \quad s = -\frac{\pi t_n}{R_l}; \quad \gamma = \frac{W_{об}}{KF} + t_{вн}.$$

В этом случае формулу (7) можно переписать в следующем виде:

$$W_{\Sigma} = \frac{a}{(t_{\text{пр}} - \gamma)^3} + bt_{\text{пр}} + s. \quad (8)$$

Поставим теперь следующую задачу: найти такое значение температуры теплоносителя, при котором сумма расхода электрической энергии на его перекачку и потери теплоты в окружающую среду, приходящиеся на один погонный метр теплопровода, будет минимальной. Формально данная задача оптимизации может быть записана следующим образом:

$$W_{\Sigma} = \frac{a}{(t_{\text{пр}} - \gamma)^3} + bt_{\text{пр}} + s \rightarrow \min_{t_{\text{пр}}}. \quad (9)$$

### Решение задачи

Решая данную задачу методом производной, найдем, что точка, «подозрительная на экстремум», имеет следующую координату по температуре теплоносителя:

$$t_{\text{пр}} = \gamma + \sqrt[4]{\frac{3a}{b}}. \quad (10)$$

Для выяснения характера экстремума была вычислена вторая производная  $\frac{d^2W_{\Sigma}}{dt_{\text{пр}}^2}$  при  $t_{\text{пр}} = \gamma + \sqrt[4]{\frac{3a}{b}}$  и было установлено, что  $\frac{d^2W_{\Sigma}}{dt_{\text{пр}}^2} > 0$ , следовательно, при  $t_{\text{пр}} = \gamma + \sqrt[4]{\frac{3a}{b}}$  достигается минимум  $W_{\Sigma}$ .

Отметим также, что, зная оптимальное значение температуры прямой воды, по формуле (4) найдем и оптимальный расход теплоносителя для данных конкретных условий. Определяется это тем, что в исходной постановке данная задача является условной задачей нелинейного программирования с двумя варьируемыми аргументами  $G_m$  и  $t_{\text{пр}}$  и формально представляется следующим образом:

$$W_{\Sigma} = \frac{0,11k_3^{0,25}}{D_{\text{вн}}^{5,25}} \frac{8G_m^3(1+\alpha)}{\rho^2\pi^2\eta_{\text{н}}\eta_3} + \frac{\pi(t_{\text{пр}} - t_{\text{н}})}{R_l} \Rightarrow \min_{G_m, t_{\text{пр}} \in \Omega}. \quad (11)$$

Множество  $\Omega$  определяется следующим образом:

$$\Omega = \left\{ G_m, t_{\text{пр}} \left| G_m - \frac{W_{\text{об}}}{2c \left( t_{\text{пр}} - t_{\text{вн}} - \frac{W_{\text{об}}}{KF} \right)} = 0 \right. \right\}. \quad (12)$$

### Пример

Был выполнен расчет оптимальной температуры теплоносителя в подающем теплопроводе в зависимости от температуры наружного воздуха для жилого района города, состоящего из 30 типовых жилых домов. Как известно, температура наружного воздуха определяет как тепловую нагрузку тепловых сетей, так и влияет на тепловые потери теплопроводов. Тепловая нагрузка для каждого дома составляет 0,046 МВт. Район снабжается теплом при помощи изолированных теплопроводов, проложенных в подземном канале. Условный диаметр теплопровода равен 100 мм, толщина тепловой изоляции равна 40 мм (коэффициент теплопередачи тепловой изоляции равен 0,045 Вт/(м<sup>2</sup>·°С)), толщина стенки канала равна 10 мм, глубина заложения канала – 1 м, поперечное сечение канала равно 0,09 м<sup>2</sup>. Теплопроводность стенок канала принята равной 1,3 Вт/(м<sup>2</sup>·°С). При этом полагалось, что температура наружного воздуха равна –34 °С, эквивалентная шероховатость внутренней поверхности теплопровода – 0,5 мм [5]. Сумма коэффициентов местных сопротивлений – 0,1, общий КПД сетевого насоса и его электродвигателя – 0,6. Тариф на тепловую энергию равен 545 руб./Гкал, тариф на электрическую энергию равен 1,69 руб./(кВт·ч). Данные тарифы являются весовыми коэффициентами для электрической и тепловой составляющих потерь энергии. Расчет термического сопротивления теплопровода велся по методике [7].

Некоторую сложность представляет нахождение произведения  $KF$ . Существует два способа его нахождения. Один из них – расчетный, при котором  $KF$  находится по следующей зависимости:

$$KF = \frac{W_{об}^p}{\frac{t_{пр}^p + t_{обр}^p}{2} - t_{вн}^p}, \quad (13)$$

где  $W_{об}^p$ ,  $t_{пр}^p$ ,  $t_{обр}^p$  и  $t_{вн}^p$  – расчетные значения тепловой нагрузки объекта, температуры теплоносителя в прямом и обратном теплопроводах и температуры внутреннего воздуха соответственно.

Второй способ основан на сборе фактических данных с тепловых счетчиков и последующем расчете  $KF$  методом наименьших квадратов с аппроксимацией имеющихся экспериментальных данных формулой (3). В нашем случае  $KF$  был определен по расчетным значениям. При этом было принято, что  $t_{пр}^p$ ,  $t_{обр}^p$  равны 95 и 70 °С соответственно (расчетные параметры тепловой сети).

В результате вычислений по приведенной методике для расчетной температуры наружного воздуха –34 °С было установлено, что оптимальная температура теплоносителя в подающем теплопроводе для описанных условий равна 111,36 °С. При этом оптимальный расход теплоносителя равен 5,79 кг/с, скорость теплоносителя – 0,78 м/с, а удельные потери давления – 112 Па/м.

Аналогично была рассчитана оптимальная температура теплоносителя в подающем теплопроводе для других температур наружного воздуха в течение всего отопительного сезона. Так, при температуре наружного воздуха +8 °С значение оптимальной температуры теплоносителя равно уже 38,79 °С. При этом температура теплоносителя в обратном теплопроводе находится расчетным путем из формулы (2). Разность температур в подающем и обратном теплопроводе меняется от 57,72 до 16,76 °С в зависимости от температуры наружного воздуха.

Полученный температурный график рассмотренной системы теплоснабжения представлен на рис. 1.

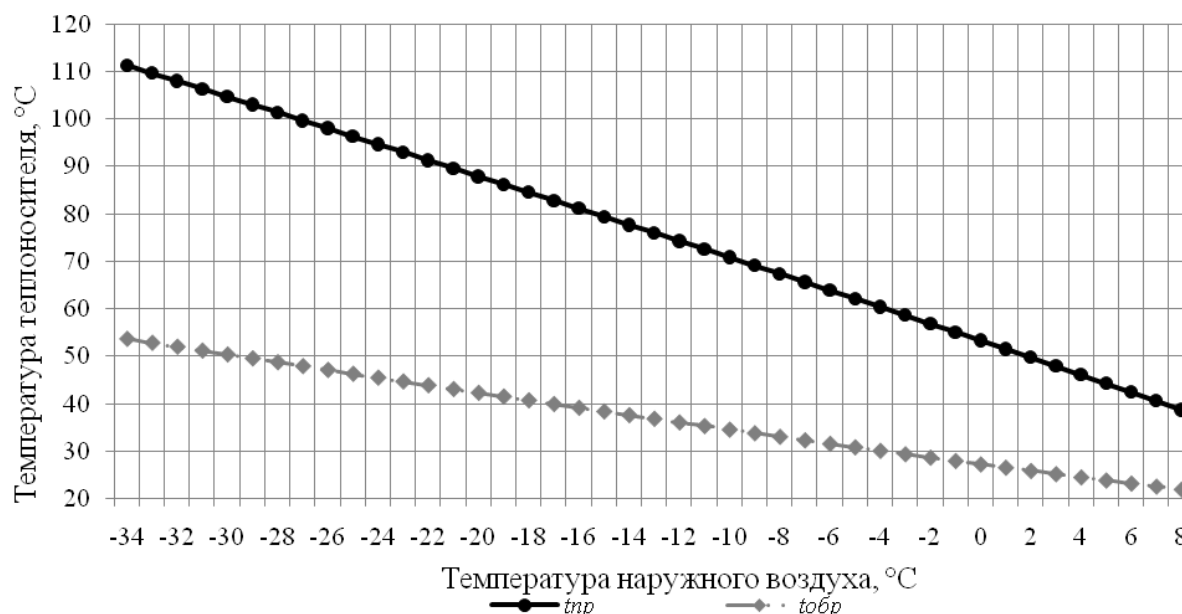
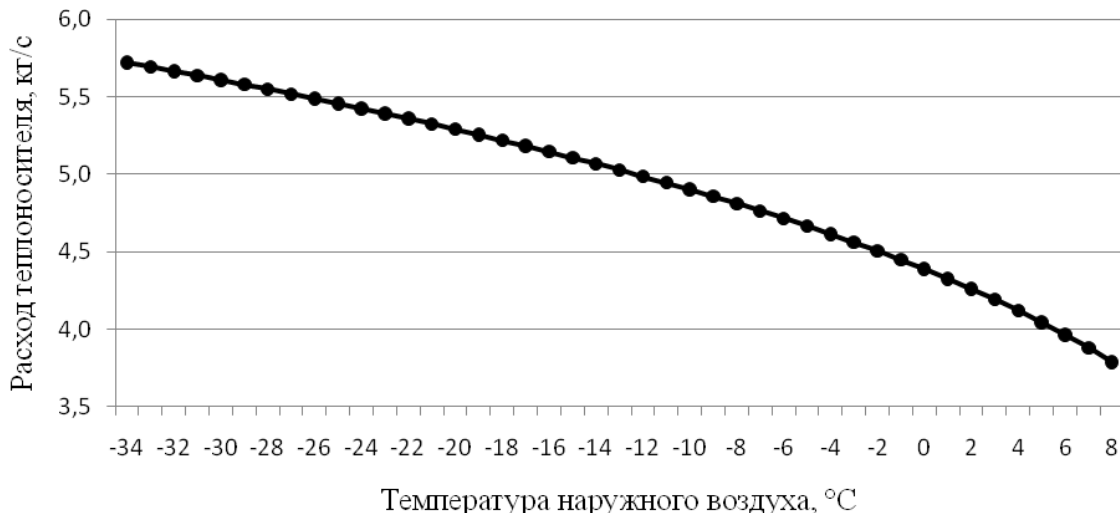


Рис. 1. Температурный график системы теплоснабжения

Изменение массового расхода теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха представлено на рис. 2.



**Рис. 2. Зависимость массового расхода теплоносителя от температуры наружного воздуха**

При этом скорость течения теплоносителя изменяется от 0,78 до 0,49 м/с, а удельные потери давления изменяются от 112 до 47 Па/м в зависимости от температуры наружного воздуха.

Как видно из рис. 1 и 2, для минимизации затрат на перекачку теплоносителя по тепловым сетям и потерь теплоты теплопроводами в окружающую среду следует применять количественно-качественное регулирование процесса теплоснабжения, т. е. при изменении температуры наружного воздуха необходимо менять не только температуру теплоносителя, но и его расход.

Значения оптимальной температуры теплоносителя могут меняться в зависимости от тарифов на тепловую и электрическую энергию, от степени износа оборудования и тепловых трасс, от способа прокладки теплопроводов и свойств тепловой изоляции и т. п. Так, при наземной бесканальной прокладке теплопроводов и при повышенном тарифе на тепловую энергию (1090 руб./Гкал) оптимальная температура теплоносителя в подающем теплопроводе равна уже 106,77 °C для температуры наружного воздуха –34 °C. А при повышенном тарифе на электрическую энергию (2,5 руб./кВт·ч) и при более изношенном оборудовании значение оптимальной температуры может повышаться до 116,55 °C и выше при температуре наружного воздуха –34 °C.

### **Выводы**

Таким образом, установлено, что с помощью полученных соотношений можно осуществлять качественно-количественное регулирование процесса теплоснабжения в зависимости от температуры наружного воздуха с целью минимизации затрат на транспортировку теплоты и ее потерь при этом в окружающую среду. Процедура учитывает характеристики теплопотребляющего оборудования, что делает возможным ее использование как при эксплуатации, так и при проектировании или модернизации уже существующих систем теплоснабжения.

### **Литература**

1. Панферов, В.И. Об оптимальной температуре теплоносителя в теплотранспортных системах / В.И. Панферов, О.Ф. Гавей // Вестник ЮУрГУ. Серия «Строительство и архитектура». – 2013. – Т. 13, № 1. – С. 63–66.
2. Гершкович, В.Ф. Сто пятьдесят... Норма или перебор? (Размышления о параметрах теплоносителя) / В.Ф. Гершкович // Энергосбережение. – 2004. – № 5. – С. 14–19.
3. Шелудько, Л.П. Анализ возможности сокращения «перетона» тепловых потребителей при «изломе» температурного графика теплосети / Л.П. Шелудько // Новости теплоснабжения. – 2004. – № 05. – С. 41–44.
4. Чистович, С. А. 100-летняя история и будущее теплофикации и централизованного теплоснабжения России. / С. А. Чистович // 100 лет теплофикации и централизованному теплоснабжению: сб. ст. – М.: Изд-во «Новости теплоснабжения». – 2003. – С. 198–208.
5. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учеб. для вузов / Е.Я. Соколов. – М.: Изд-во МЭИ, 1999. – 472 с.

---

6. Исаченко, В.П. *Теплопередача* / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.

7. Ионин, А.А. *Теплоснабжение* / А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов. – М.: Стройиздат, 1982. – 337 с.

**Панферов Владимир Иванович**, д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Теплогазоснабжение и вентиляция», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск); tgsiv@mail.ru.

**Гавей Ольга Федоровна**, инженер Центра энергосберегающих технологий, ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» (г. Магнитогорск); olga\_gavey@inbox.ru.

*Поступила в редакцию 25 мая 2014 г.*

---

**Bulletin of the South Ural State University**  
**Series “Computer Technologies, Automatic Control, Radio Electronics”**  
**2014, vol. 14, no. 4, pp. 65–70**

---

## **ABOUT AN OPTIMAL HEAT TRANSFER AGENT TEMPERATURE REGULATION IN THE HEAT TRANSPORTATION SYSTEMS**

**V.I. Panferov**, South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation, tgsiv@mail.ru,

**O.F. Gavey**, OJSC “Magnitogorsk Iron and Steel Works”, Magnitogorsk, Russian Federation, olga\_gavey@inbox.ru

The problem of choice of the optimal heat transfer agent temperature by criterion of the minimum cost of electric power to pump and reducing heat losses with transportation is considered. The problem is solved with analytical method, and heat consumption object characteristics are considered. The results of the optimal heat transfer agent temperature calculation are given.

*Keywords: heat supply temperature schedule, optimal heat transfer agent temperature, electric power to pump consumption, pipeline heat losses, energy cost.*

### **References**

1. Panferov V.I., Gavey O.F. [About an Optimal Heat Transfer Agent Temperature of Heat Supply Systems]. *Bulletin of South Ural State University. Ser. Building and Architecture*, 2013, vol. 13, no. 1, pp. 63–66. (in Russ.)
2. Gershkovich V.F. [One Hundred and Fifty... Is It Normal or Excess? (Thinking About Heat Transfer Parameters)]. *Energy Saving*, 2004, no. 5, pp. 14–19. (in Russ.)
3. Shelud’ko L.P. [Analysis of Heat Consumption Overheating Reduction Possibility when Temperature Schedule Fracture Occurs]. *Heat Supply News*, 2004, no. 5, pp. 41–44. (in Russ.)
4. Chistovich S.A. [A Centenary History and Future of Central Heating in Russia]. *Collection of Articles: “A Hundred Years Old of Central Heating”*, 2003, pp. 198–208. (in Russ.)
5. Sokolov E.Ya. *Teplofikatsiya i teploviye seti* [Central Heating and Networks]. Moscow, MEI Publ. 1999. 472 p.
6. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedachya* [Heat Transfer]. Moscow, Energoizdat Publ., 1981. 417 p.
7. Ionin A.A., Hlybov B.M. *Teplosnabzheniye* [Heat Supply]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1982. 337 p.

*Received 25 May 2014*