

Виктор Михайлович КОПКО,
профессор,
заведующий кафедрой
"Теплогазоснабжение и вентиляция"
Белорусского национального
технического университета

Виктор Владимирович ПОКОТИЛОВ,
доцент кафедры
"Теплогазоснабжение и вентиляция"
Белорусского национального
технического университета

К ВОПРОСУ ОБ ОТОПИТЕЛЬНОМ ПЕРИОДЕ

ON THE QUESTION OF THE HEATING PERIOD

В статье рассматриваются возможные варианты узлов смешения отопительных систем со смешивательными насосами на индивидуальных тепловых пунктах при зависимой схеме присоединения к тепловым сетям с целью автоматического поддержания температуры теплоносителя в системах отопления в соответствии с графиком центрального качественного регулирования. Рассматриваются необходимость и возможность увеличения продолжительности отопительного периода.

This article describes possible points of merging heating systems with mixing pumps at the individual heating stations dependently connected to heating networks for the purpose of automatic maintenance of temperature of the heat carrier in heating systems in accord with the schedule of central qualitative control. The necessity and possibility of increasing the duration of the heating season has been considered.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

При централизованном теплоснабжении городов и городских поселков от котельных и ТЭЦ принят традиционный способ центрального качественного регулирования. Сущность метода состоит в изменении температуры воды в тепловой сети в зависимости от температуры наружного воздуха при неизменном расходе воды в тепловой сети.

Теоретический график центрального качественного регулирования (ЦКР) показан на рис. 1.

Традиционно в Республике Беларусь, как и в других странах СНГ, начало и окончание отопительного периода определяются устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха $t_{н.с} = 8^\circ\text{C}$ в течение пяти суток. Однако в этот период, а именно в диапазоне температуры наружного воздуха от $t_{н.с} = 8^\circ\text{C}$ до ее значений в точке излома $t_{н.и}$, температура сетевой воды задается не ниже $\tau_1 = 70^\circ\text{C}$ ввиду необходимости нагрева водопроводной воды на нужды горячего водоснабжения до температуры не ниже $t_r = 60^\circ\text{C}$ (см. рис. 1). Поэтому температура сетевой воды для систем отопления зданий в этот период значительно выше требуемой, что приводит к "перетопу" при отсутствии эффективной системы автоматизации теплового пункта.

Поддержание требуемой температуры сетевой воды в системах отопления по графику ЦКР при наружной температуре более $t_{н.и}$ (см. рис. 1) возможно осуществлять путем подмешивания обратной воды в узле смешения индивидуальных тепловых пунктов (ИТП). При автоматическом смешивании потоков изменение температуры теплоносителя в системе теплопотребления осуществляется при постоянном его расходе. В данной схеме предусматривается смешивательный насос, устанавливаемый на подмешивающем или циркуляционном трубопроводе и предназначенный для поддержания постоянного циркуляционного потока через объект регулирования (систему отопления или теплообменник). Гидравлика такого узла является достаточно сложной, особенно в процессе автоматического регулирования.

На рис. 2 показана расчетная схема узла смешения со смешивательным насосом на перемычке. Смешивательный насос на перемычке не изменяет гидравлического режима тепловых сетей, поэтому такая схема применя-

ется для теплоснабжения, например, от местной или коммунальной котельной.

Расчетные значения смешиваемых потоков $G_1 + G_2 = G_{\text{общ}}$ определяются, как правило, на основании задаваемых расчетных параметров теплоносителей и коэффициента смешения $u = G_2/G_1$. Для обоснованного выбора регулирующего органа и смешивательного насоса выполним анализ гидравлического режима узла смешения в зависимости от задаваемых исходных условий.

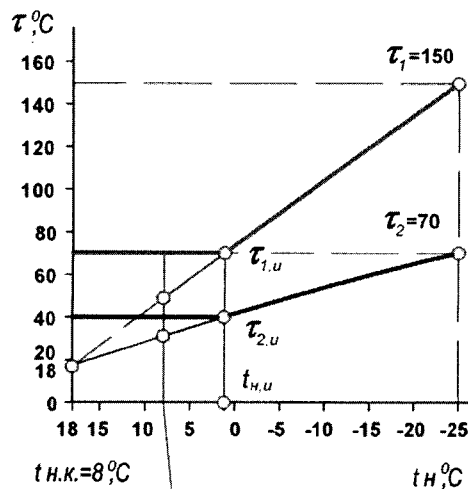


Рис. 1. Теоретический график центрального качественного регулирования

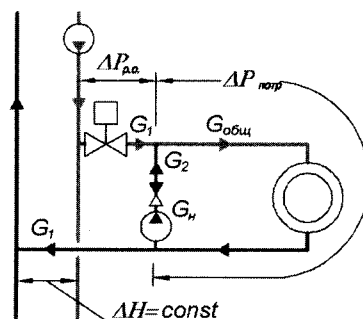


Рис. 2. Расчетная схема узла смешения со смешивательным насосом на перемычке

Первый вариант исходных условий: перепад давления перед узлом смешения является неизменным при любом гидравлическом режиме $\Delta H = \text{const}$; тип смесительного насоса — с постоянной скоростью вращения ротора; подача смесительного насоса — $G_n = G_2$; расчетный расход теплоносителя в системе отопления и расчетные потери давления — соответственно $G_{\text{общ}}$ и $\Delta P_{\text{потр}}$; расчетные потери давления регулирующего органа — $\Delta P_{\text{ро}}$ — при полном его открытии.

График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для первого варианта исходных условий показан на рис. 3. На пересечении характеристики системы теплотребления 1 и расчетной суммарной насосной характеристика 5 (при полном открытии регулирующего органа РО) находится расчетная рабочая точка системы отопления. В этом случае обеспечиваются требуемые расчетные параметры системы $G_{\text{общ}}$ и $\Delta P_{\text{потр}}$. В процессе автоматического регулирования температуры подающего теплоносителя происходит частичное закрывание РО. В этом случае суммарная насосная характеристика приобретает вид 5*, и параметры системы значительно снижаются относительно требуемых, приобретая значения соответственно $G^*_{\text{общ}}$ и $\Delta P^*_{\text{потр}}$.

В случае полного закрытия РО, что имеет место при программируемом снижении теплотребления в нерабочие дни, суммарная насосная характеристика совмещается с насосной характеристикой 2, а расход теплоносителя в системе снижается до минимального значения.

Описанный характер гидравлического режима, сопровождающего автоматическое регулирование, не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к проектному решению. Поэтому **первый вариант исходных условий** не следует принимать к решению проектируемых узлов смешения в тепловых пунктах зданий.

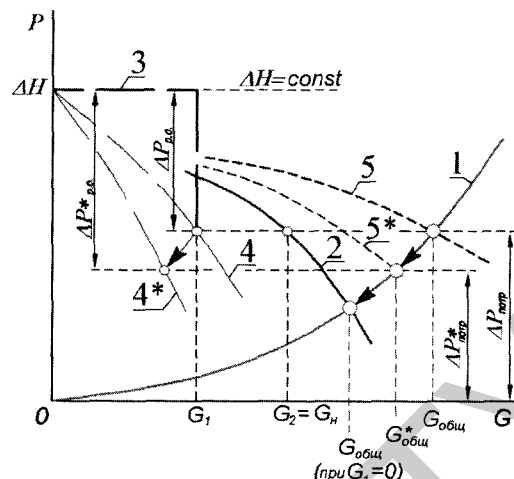
Второй вариант исходных условий: перепад давления перед узлом смешения является неизменным при любом гидравлическом режиме $\Delta H = \text{const}$; тип смесительного насоса — с постоянной скоростью вращения ротора; подача смесительного насоса — $G_n = G_{\text{общ}}$; расчетный расход теплоносителя в системе отопления — $G_{\text{общ}}$; расчетные потери давления в системе отопления — $\Delta P_{\text{потр}}$; расчетные потери давления регулирующего органа — $\Delta P_{\text{ро}}$ — при полном его открытии.

График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для второго варианта исходных условий показан на рис. 4.

Смесительный насос подбирается на расчетные параметры системы отопления $G_n = G_{\text{общ}}$ и $P_n = \Delta P_{\text{потр}}$. При таких исходных условиях суммарная расчетная насосная характеристика 5 будет превышать требуемую. Гидравлические характеристики системы будут выше требуемых расчетных: $G^*_{\text{общ}} > G_n$ и $\Delta P^*_{\text{потр}} > P_n$ (при полном открытии РО).

При частичном закрывании РО суммарная насосная характеристика приобретает вид 5*, и параметры системы приближаются к требуемым, а при полном закрытии РО суммарная насосная характеристика совмещается с насосной характеристикой 2, обеспечивая только в этом случае требуемый расчетный расход теплоносителя в системе.

Описанный гидравлический режим имеет по сравнению с предыдущим более благоприятный характер работы для системы теплотребления, хотя и приводит к завышенному расходу теплоносителя. При анализе графических характеристик, в частности насосных характе-



1 — характеристика системы отопления; 2 — характеристика насоса; 3 — характеристика ввода "до РО"; 4 — характеристика ввода "после РО" при полном открытии РО; 4* — характеристика ввода "после РО" при частичном закрытии РО; 5 — суммарная насосная характеристика при полном открытии РО; 5* — суммарная насосная характеристика при частичном закрытии РО

Рис. 3. График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для первого варианта исходных условий

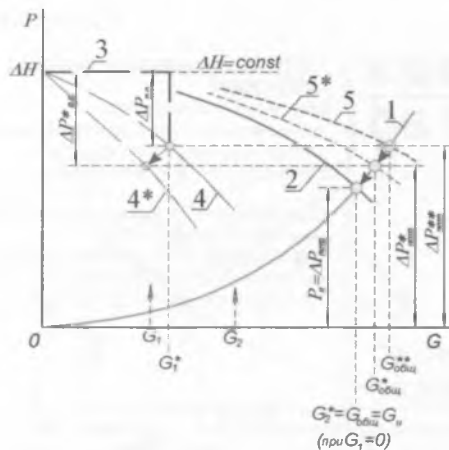
ристик 2 и 5, можно сделать следующий вывод: чем более пологой является насосная характеристика 2, тем ближе гидравлический режим узла смешения к требуемым расчетным условиям.

Таким образом, **второй вариант исходных условий** (см. рис. 4) может приниматься к решению проектируемых узлов смешения при использовании смесительного насоса с пологой характеристикой. Соответственно оптимальный результат достигается при использовании насоса с горизонтальной характеристикой, а именно насоса с электронным управлением скоростью вращения ротора. На этом построен третий вариант исходных условий для подбора оборудования узла смешения (рис. 5).

Третий вариант исходных условий: перепад давления перед узлом смешения является неизменным при любом гидравлическом режиме $\Delta H = \text{const}$; тип смесительного насоса — с электронным управлением скорости вращения ротора по задаваемому перепаду давления на насосе; подача смесительного насоса — $G_n = G_{\text{общ}}$; расчетный расход теплоносителя в системе отопления — $G_{\text{общ}}$; расчетные потери давления в системе теплотребления — $\Delta P_{\text{потр}}$; расчетные потери давления регулирующего органа — $\Delta P_{\text{ро}}$.

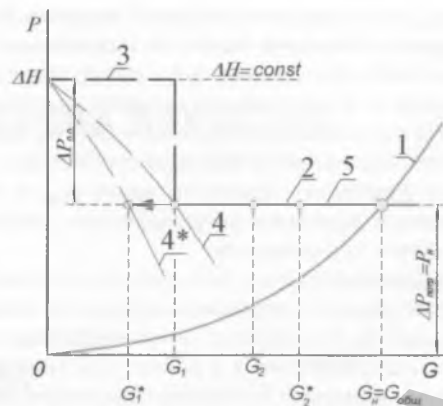
График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для третьего варианта исходных условий показан на рис. 5. Смесительный насос подбирается на расчетные параметры системы теплотребления $G_n = G_{\text{общ}}$ и $P_n = \Delta P_{\text{потр}}$. Суммарная расчетная насосная характеристика 5 совпадает с требуемой насосной характеристикой 2 и соответствует суммарным насосным характеристикам при любой степени открытия РО. Гидравлические характеристики системы будут соответствовать требуемым параметрам $G_{\text{общ}}$ и $\Delta P_{\text{потр}}$ при любой степени открытия РО. Например, при полном открытии РО общий расход равен $G_{\text{общ}} = G_1 + G_2$ (см. рис. 5). При любом другом положении РО общий расход не изменяется, например, при положении 4* общий расход равен $G_{\text{общ}} = G^*_1 + G^*_2$ (см. рис. 5).

Описанный гидравлический режим обеспечивает требуемые характеристики узла смешения в процессе автоматического регулирования.



1 — характеристика системы отопления; 2 — характеристика насоса; 3 — характеристика ввода "до РО"; 4 — характеристика ввода "после РО" при полном открытии РО; 4* — характеристика ввода "после РО" при частичном закрытии РО; 5 — суммарная насосная характеристика при полном открытии РО; 5* — суммарная насосная характеристика при частичном закрытии РО

Рис. 4. График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для второго варианта исходных условий



1 — характеристика системы отопления; 2 — характеристика насоса с электронным управлением скорости вращения ротора по задаваемому перепаду давления на насосе; 3 — характеристика ввода "до РО"; 4 — характеристика ввода "после РО" при полном открытии РО; 4* — характеристика ввода "после РО" при частичном закрытии РО; 5 — суммарная насосная характеристика при полном открытии РО

Рис. 5. График характеристик сопротивлений в схеме узла смешения для третьего варианта исходных условий

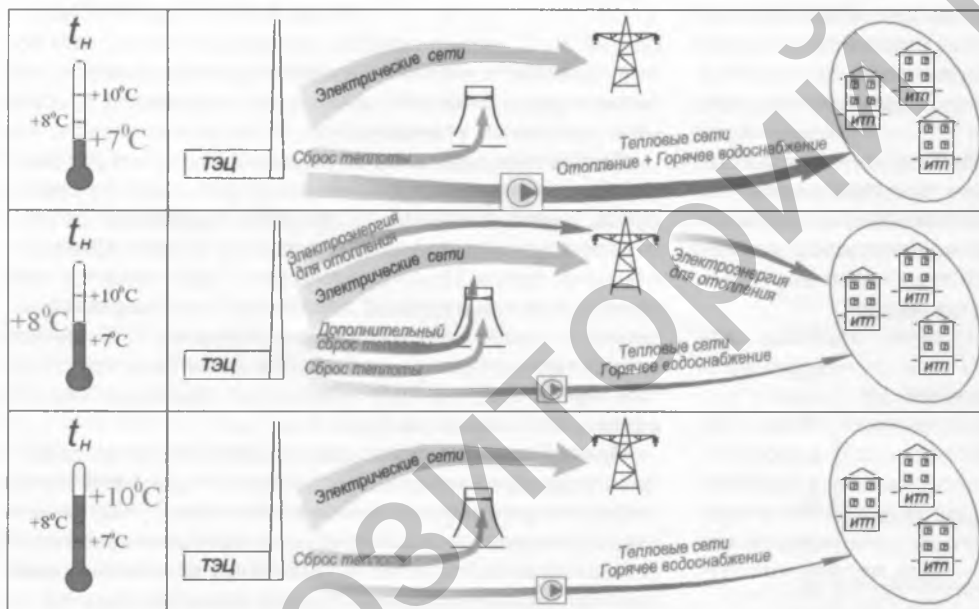


Рис. 6. Характер распределения потоков электрической и тепловой энергии, вырабатываемой на ТЭЦ, соответственно: в отопительный период, в существующей практике начала отопительного периода при $t_n = 8^\circ\text{C}$, в предлагаемой схеме начала отопительного периода при $t_n = 10^\circ\text{C}$

жая электрические и газовые сети, что создает на ТЭЦ дополнительный "сброс теплоты", которую следовало бы продать потребителям (см. рис. 6). В соответствии с существующими нормативами отопительный период начинается после устойчивого понижения среднесуточной температуры наружного воздуха ниже плюс 8 °С.

Заканчивается отопительный период при температуре выше плюс 8 °С. Именно в этот период, когда температура изменяется от плюс 8 °С до плюс 10 °С, происходит массовое включение электроотопительных приборов, что вызывает на ТЭЦ дополнительный сброс теплоты в окружающую среду вместо ее использования на нужды отопления (см. рис. 6).

Таким образом, третий вариант исходных условий может приниматься к решению проектируемых узлов смешения как наиболее приемлемый для автоматизации индивидуальных тепловых пунктов при зависимой схеме присоединения к тепловым сетям.

Процесс производства электроэнергии на ТЭЦ сопровождается также выработкой теплоты, большая часть которой направляется в тепловые сети, а некоторая часть сбрасывается в окружающую среду через градирни (рис. 6).

Ежегодно осенью при падении температуры наружного воздуха до плюс (10–8) °С жители городов сталкиваются с "проблемой холода", когда температура воздуха жилых, общественных, административных и служебных помещений падает ниже нормативной 18 °С. Поэтому с целью отопления помещений потребителями включаются электрические и газовые приборы, значительно перегру-

ВЫВОДЫ

В настоящее время в республике тепловые пункты уже оснащены счетчиками коммерческого учета потребляемой теплоты и системами регулирования отпуска теплоты по графику ЦКР. Поэтому авторы предлагают с целью снижения расхода топлива, повышения комфортности в отапливаемых помещениях и экономических показателей ТЭЦ принять температуру начала отопительного периода, равную плюс 10 °С. Кроме того, в дальнейшем следует отказаться от понятия "отопительного периода", сохраняя подключение тепловых сетей к тепловым пунктам в течение всего года по аналогии с большинством стран Европы, чтобы дать возможность реализовать право потребителя на получение тепловой энергии в необходимый для него период.

Статья поступила в редакцию 11.01.2011.