

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ РЕЖИМ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ СО «СКОЛЬЗЯЩИМ» РАСПОЛОЖЕНИЕМ ТЕПЛОГЕНЕРАТОРА

Полунин М.М., Басист Д.В., Полунин Н.Н. (Одесская государственная академия строительства и архитектуры)

Отримані аналітичні залежності для визначення оптимального положення теплогенератора.

В практике проектирования отопительных систем находят применение в последние годы системы с так называемым «скользящим» расположением теплогенератора, т.е. размещение последнего проектируется на любом этаже многоэтажного здания. Схема такой системы привязана на рис 1.

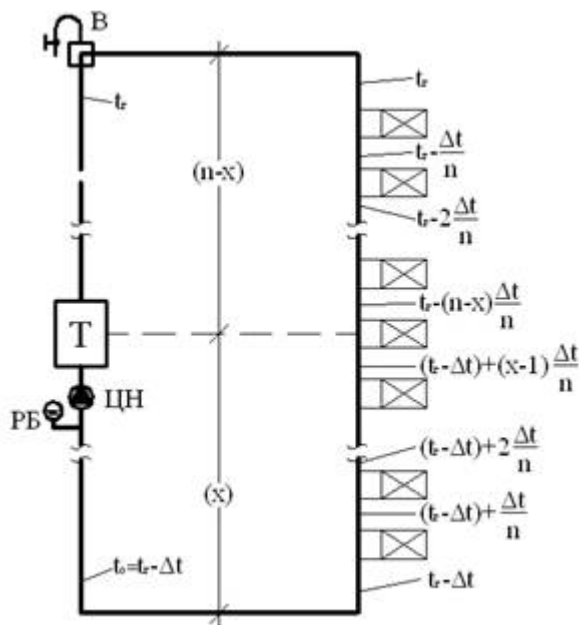


Рис.1. Схема системы отопления со «скользящим» расположением теплогенератора.

Условные обозначения:

Т – теплогенератор; ЦН – циркуляционный насос;
РБ – расширительный бак. В – воздухосборник

На этом же рисунке указаны значения температур теплоносителя в характерных точках системы в предположении, что тепломощности всех приборов по высоте стояка одинаковы. Исходя из этого, максимальное гравитационное давление в системе отопления определяется алгоритмом

$$\Delta H_{гп}^{max} = \frac{1}{2} \beta_{гп} h_{гп} \Delta t^p (n+1 - 2x) \quad (1)$$

где $\Delta H_{зр}^{max}$ - максимальное гравитационное давление, возникающее от остывания воды в нагревательных приборах, мм вод. ст.; $\beta_{ср}$ - среднее удельное изменение плотности воды на диапазоне изменения ее температуры, кг/(м³·K); $h_{эж}$ - высота этажа, м; Δt^P - расчетный перепад температур теплоносителя, °C, равный

$$\Delta t^P = t_T^P - t_0^P \quad (2)$$

где t_T^P и t_0^P - расчетные значения температуры воды соответственно в подающем и обратном трубопроводах системы отопления, °C; n - количество этажей, ед.; x - порядковый номер этажа (снизу), где расположен теплогенератор, ед.

Из уравнения (1) видно, что при $x=0$ гравитационное давление имеет максимальное значение, а при значениях $x>0,5(n+1)$ величина его может иметь отрицательное значение.

В процессе эксплуатационного регулирования отпуска теплоты на отопление текущие параметры теплоносителя t_T^i и t_0^i отличаются от расчетных t_T^P и t_0^P . При этом в «чисто» гравитационных системах расход теплоносителя автоматически устанавливается [1] в соответствии с уравнением

$$G^i = \varphi_0^{0,5} G^P \quad (3)$$

где G^i и G^P - расход теплоносителя соответственно текущий и расчетный, кг/с; φ_0 - коэффициент изменения теплотеря, определяемый в соответствии с выражением

$$\varphi_0 = (t_{ж} - t_{н}^i) / (t_{ж} - t_{н}^P) \quad (4)$$

где $t_{ж}$ - расчетная средневзвешенная температура отапливаемых характерных помещений, °C; $t_{н}^i$ и $t_{н}^P$ - температура наружного воздуха, °C.

Между тем было установлено [2;3], что для однетрубных систем оптимальный режим теплопередачи нагревательных приборов, т.е., равнопропорциональное изменение их тепломощности имеет место, если

$$G^i = \varphi_0^{1+m} G^P \quad (5)$$

где m - показатель степени при температурном напоре прибора в формуле для определения его коэффициента теплопередачи.

Сравнивая уравнения (3) и (5), отметим, что, поскольку для применяемых отопительных приборов $m \leq 0,5$, то $m/(1+m) < 0,5$, и следовательно в гравитационном режиме расход теплоносителя в однетрубных системах меньше оптимального, что неизбежно вызывает тепловую разрегулировку, сопровождающуюся либо недогревом нижних (концевых) этажей, либо (при повышении температуры в подающей трубе) перегревом верхних, а значит, перерасходом топлива.

Следовательно, правильным выбором соотношения между напором насосного побудителя циркуляции и гравитационным напором можно уменьшить, либо почти полностью избежать эксплуатационной разрегулировки, обеспечивая изменение расхода теплоносителя в соответствии с уравнением (5).

При гидравлическом расчете трубопроводов системы отопления исходят из уравнения [4]

$$0,9 \Delta H_{сист}^P = \Delta H_{наж}^P + \Delta H_{зр}^{max} \quad (6)$$

где $\Delta H_{сист}^P$ - располагаемый напор на систему отопления, мм вод. ст.; $\Delta H_{наж}^P$ - расчетный напор, создаваемый насосом, мм вод. ст.

При отпуске теплоты потребителям опорным режимом регулирования отопительной загрузки является режим, при котором $G^i = \text{const}$, а температуры теплоносителя изменяются по зависимостям

$$t_T^i = t_T + \left(\frac{t_T^P + t_0^P}{2} - t_T \right) \varphi_0^{1+m} + 0,5(t_T^P + t_0^P) \varphi_0 \quad (7)$$

$$t_0^i = t_T + \left(\frac{t_T^P + t_0^P}{2} - t_T \right) \varphi_0^{1+m} - 0,5(t_T^P + t_0^P) \varphi_0 \quad (8)$$

Здесь и далее индекс «i» означает текущие значения величины, а индекс «р» - расчетные.

При оптимальном режиме регулирования однотрубных систем, когда расход меняется по зависимости, соответствующей уравнению (5) температуры теплоносителя должны поддерживаться в соответствии с уравнениями

$$t_T^i = t_T + (t_T^P - t_T) \varphi_0^{1+m} \quad (9)$$

$$t_0^i = t_T + (t_0^P - t_T) \varphi_0^{1+m} \quad (10)$$

Сопоставляя уравнения (7) и (9), отметим, что однотрубные системы требуют более высокой температуры в подающем трубопроводе. Наибольший недогрев, имеет место в точке излома температурного графика центрального качественного регулирования, т.е. при достаточно высоких наружных температурах.

Входящие в уравнения (1), (6), (9) и (10) величины для текущих условий могут быть выражены уравнениями [4]

$$\Delta H_{\text{нас}}^i = A - B G_i^2 \quad (11)$$

$$\Delta H_{\text{гр.в}}^i = \frac{1}{2} \beta_{\text{гр.в}} h_{\text{гр.в}} (t_T^i - t_0^i) \frac{1}{\varphi_0^{1+m}} (1 + n - 2x) \quad (12)$$

где А и В постоянные коэффициенты, зависящие от типа циркуляционного насоса и его параметров. Для наиболее применяемых насосов, соответствующих классу ЦНИИПС №1, - А=2300мм вод. ст.; В=175 мм·с/кг².

С учетом приведенных формул уравнение (6) для любого режима, отличного от расчетного, приводится к виду

$$\Delta H_{\text{сист}}^P = \frac{A}{0,9 \varphi_0^{1+m}} - \frac{B G_P^2}{0,9} + \frac{1}{1,8} \beta_{\text{гр.в}} h_{\text{гр.в}} (t_T^P - t_0^P) \varphi_0^{1+m} (n+1-2x) \quad (13)$$

Из уравнения (13) получим формулу для определения оптимального $x_{\text{опт}}$ с точки зрения эксплуатационного режима положения теплогенератора

$$x_{\text{опт}} = \frac{1}{2} \left(n+1 - \frac{\Delta H_{\text{сист}}^P + \frac{B G_P^2}{0,9} - \frac{A}{0,9 \varphi_0^{1+m}}}{1,8 \beta_{\text{гр.в}} h_{\text{гр.в}} (t_T^P - t_0^P) \varphi_0^{1+m}} \right) \quad (14)$$

Из уравнения (14) видно, что оптимальное положение «скользящего» теплогенератора определяется как режимными (расчетными) параметрами системы отопления, так и этажностью здания и динамическими характеристиками побудителя принудительной циркуляции теплоносителя.

Как уже отмечалось, наибольшее отклонение температуры теплоносителя от оптимальных значений при опорном (качественном) режиме регулирования имеет место вблизи точки «излома» температурного графика - $\varphi_0 \approx 0,32 \div 0,35$. Однако специальные расчеты [6;7] показали, что наибольшее снижение температуры внутреннего воздуха происходит при $\varphi_0^{\text{max}} \approx 0,5$.

По уравнению (14) произведены некоторые расчеты, показанные в таблице 1. При расчетах принималось: $t_T^P = 95^\circ\text{C}$; $t_G^P = 70^\circ\text{C}$; $\beta_{\text{ср}} = 0,62 \text{ кг}/(\text{м}^3\text{К})$; $h_{\text{эт}} = 3 \text{ м}$; $A = 2300 \text{ мм вод. ст.}$; $B = 175 \text{ мм} \cdot \text{с}^2/\text{кг}^2$; $\varphi_0 = 0,5$; $\Delta H_{\text{сист}}^P = 3000 \text{ мм. вод. ст.}$

Таблица 1. Значение $X_{\text{опт}}$

Число этажей n, шт	G, кг/с		
	1,0	1,5	2,0
9	0	8	0
16	0	12	4
24	21	16	8

Вывод. Полученные аналитические зависимости позволят выбрать оптимальное положение теплогенератора, а так же соответствующее циркуляционное оборудование.

SUMMARY

Analytical dependences for definition of optimum position boiler are received.

1. Белинкий Е.А. Эксплуатационный режим водяных систем центрального отопления. – М.: Изд-во МКХ РСФСР, 1956.

2. Белинкий Е.А. Расчет и эксплуатационный режим однотрубных систем водяного отопления. – М.: Изд-во МКХ РСФСР, 1952, с.

3. Полунин М.М. Гідротепловий та експлуатаційний режими систем водяного опалення: Навчальний посібник. – К.; КДО, 1994. -64 с.

4. Справочник по теплоснабжению и вентиляции (издание 4-е, переработанное и дополненное). I-ч. Щекин Р.В. и др. – К.: Изд-во «Будівельник», 1976г. 416с.

5. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Изд-во Энергоиздат, 1982г. 360с.

6. Дюскин В. К. Тепловой и гидравлический режим систем водяного отопления. М., Изд-во МКХ РСФСР, 1950.

7. Полунин М.М. Совместная работа систем водяного отопления с различными нагревательными приборами от одного теплового центра. Ж. «Известия ВУЗов, Строительство и архитектура,» №1, Новосибирск, 1967г.