МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ТЕПЛОАККУМУЛИРУЮЩЕЙ СТЕНКИ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ЗДАНИЙ С АЛЬТЕРНАТИВНЫМ ИСТОЧНИКОМ ЭНЕРГИИ

К. К. Рахимова, Ш. С. Турсунов, К. Х. Ураков, Н. К. Дамаев

Каршинский государственный университет,
Республика Узбекистан

Научные руководители: Ж. Д. Садыков, Н. С. Холмирзаев

В мировой практике научные и конструкторские работы преимущественно ведутся в направлении разработки и создания пассивных систем солнечного отопления, отличающихся от активных систем своей простотой и дешевизной. Простота конструктивных решений пассивных систем солнечного отопления не требует больших дополнительных капитальных, эксплуатационных и ремонтных затрат. Отсутствие расходов на оборудование и незначительное удорожание здания с пассивной системой солнечного отопления по сравнению с обычным зданием делает эти системы весьма перспективными и конкурентоспособными.

При проектировании пассивных систем солнечного отопления крайне важны: планировка и правильная ориентация; выбор оптимальной формы здания; эффективная теплоизоляция; эффективная система вентиляции. Выполнение перечисленных мероприятий практически не удорожает строительство, а лишь оптимизирует результаты.

Одним из наиболее часто встречающихся недостатков конструкции теплоаккумулирующей стенки в проектируемых сооружениях с солнечным теплоснабжением является использование стенки малой аккумулирующей способности при большом ее термическом сопротивлении. Следствием этого становится значительное повышение температуры наружной поверхности стенки, ведущее к увеличению тепловых потерь через остекление [1]–[3].

Рассмотрим передачу тепла через слой теплоаккумулирующей стенки, разделяющей две воздушные среды с постоянными температурами и давлениями наружного и внутреннего воздуха, процесс является стационарным, плотность теплового потока на поверхности стенки постоянная. Если учесть пористость стенки P как отношение объема пор ко всему объему материала или площади пор в сечении к общей площади сечения, то:

$$\frac{V_n}{V} = P = \frac{S_n}{S}. \tag{1}$$

Через толщину перфорированной стенки от наружной поверхности к внутренней проходит постоянное количество воздуха G кг/(м^2 · ч) с удельным весом ρ кг/м^3 и удельной теплоемкостью C_P кДж/(кг · К). Для скелета перфорированной стенки коэффициент теплопроводности λ_W Вт/(м · К) принимается постоянным.

Перенос тепла в стенке определяется как сумма двух составляющих теплового потока:

$$q_x = -\lambda_W (1-P)\frac{dt}{dx};$$

$$q_{x+dx} = -\lambda_W (1-P)\frac{d}{dx}(t + \frac{dt}{dx}dx), \tag{2}$$

где q_x, q_{x+dx} – тепловые потоки, направленные к стенке и от нее через элементарный слой dx.

Тепловой поток в элементарном слое стенки в стационарных условиях изменяется вследствие расхода тепла на подогрев инфильтруемого воздуха. Тепловой баланс для элемента стенки определяется разностью:

$$dq = q_x - q_{x+dx}. \tag{3}$$

Расход тепла (за счет теплообмена между стенкой и воздухом) на подогрев воздуха через элементарный слой составит:

$$dq = GC_P dt. \tag{4}$$

В соответствии с уравнением теплового баланса (3), с учетом (2), (4) и введя обозначение

$$K = \frac{GC_P}{\lambda_W (1-P)},$$

получим:

$$\frac{d^2 t}{dx^2} - K\frac{dt}{dx} = 0. \tag{5}$$

Общее решение уравнения (5) имеет вид:

$$t = C_1 e^{Kx} + C_2. \tag{6}$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются из граничных условий.

При $x = 0$ от поверхности внутрь стенки поступает тепловой поток:

$$q = q_W + GC_P \Delta t, \tag{7}$$

где q_W – тепловой поток, передаваемый скелетом перфорированной стенки.

Согласно закону Фурье:

$$q_W = \lambda_W (1-P)\frac{dt}{dx}.$$

Подставляя значение q_W в уравнение (7) и продифференцировав уравнение (6), получим:

$$q = \lambda_W (1-P) C_1 K e^{Kx} + GC_P \Delta t.$$

При граничном условии $x = 0$ имеем:

$$q = \lambda_W (1-P) C_1 K + GC_P \Delta t, \tag{8}$$

где q – тепловой поток на поверхности стенки.

Из уравнения (8) получим:

$$C_1 = \frac{q}{GC_P} - \Delta t. \tag{9}$$

При $x = \delta$ уравнение (6), с учетом (9):

$$C_2 = t_r - (\frac{q}{GC_P} - \Delta t) e^{K\delta}. \tag{10}$$

С учетом уравнений (9) и (10) уравнение (6) можно переписать в виде:

$$t - t_r = (\frac{q}{GC_P} - \Delta t)(e^{Kx} - e^{K\delta}). \tag{11}$$

При измерениях температуры в двух точках модели t_1 и t_2 в одном режиме получим распределение температуры по толщине перфорированной стенки:

$$(t_1 - t_r)/(t_2 - t_r) = (e^{Kx_1} - e^{K\delta})/(e^{Kx_2} - e^{K\delta}). \tag{12}$$

Полученное уравнение (12) позволяет рассчитывать распределение температуры по толщине стенки при различных расходах воздуха при постоянном тепловом потоке на поверхности стенки.

Температура тепловоспринимающей поверхности изменяется быстро по мере увеличения расхода воздуха, а внутренней поверхности – незначительно. На тепловоспринимающей поверхности (наружной) наблюдаются дискретные колебания скорости потока воздуха и температуры, на внутренней поверхности эти колебания сглаживаются.

Полученная математическая модель с достаточной степенью точности согласуется с результатами эксперимента, выполненного на модели теплоаккумулирующей стенки.

Литература

1. Даффи, Дж. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж. А. Даффи, У. А. Бекман. – М. : Мир, 1977. – 420 с.

2. Ким, В. Д. Гелиотехника / В. Д. Ким, Ж. Д. Садыков, Б. Э. Хайриддинов. – 1998. – № 6. – С. 38–42.
3. Чакалев, К. Н. Гелиотехника / К. Н. Чакалев, Ж. Д. Садыков. – 1992. – № 4. – С. 54–56.