

69
738

Техника, технология, организация и экономика строительства



Министерство высшего и среднего специального
образования БССР

Белорусский ордена Трудового Красного Знамени
политехнический институт

Республиканские межведомственные сборники

ТЕХНИКА, ТЕХНОЛОГИЯ, ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА СТРОИТЕЛЬСТВА

Выпуск 4

**Строительная теплофизика,
теплогазоснабжение
и вентиляция**

Минск "Вышэйшая школа"
1978

Главный редактор
кандидат технических наук, доцент Э.В. Овчинников

Редакционный совет:

С.С. Атаев, И.Н. Ахвердов, Г.И. Базыленко, Н. П. Блещик,
Н.С. Заровкина, Л.И. Ильичев, Л.И. Коршун, М.И. Курпан,
В.И. Никитин, Г.П. Павловский, Т.М. Пецольт, М.Т. Солдаткин,
Л.Н. Фомица

Ответственный за выпуск доктор технических наук,
профессор М.Т. Солдаткин

В сборнике помещены статьи, отражающие научно-исследовательские работы, выполненные в Белорусском ордена Трудового Красного Знамени политехническом институте на кафедрах "Строительная физика и использование тепла в строительном производстве", "Теплогазоснабжение и вентиляция", а также научные исследования работников других ведомств.

Данное издание рассчитано на научных работников, студентов, инженерно-технических работников в области строительной физики, теплогазоснабжения и вентиляции.

Т $\frac{30200 - 029}{М304(05) - 78}$ 65-78

М.Т. Солдаткин (докт.техн.наук),
В.Д. Акельев (канд. техн.наук)

УРАВНЕНИЯ МАССОПЕРЕНОСА В КАПИЛЛЯРНО-ПОРИСТЫХ ТЕЛАХ ПРИ ФИЛЬТРАЦИИ ВОЗДУХА

Для анализа влияния фильтрующегося воздуха на влажностное состояние строительных материалов выделим из капиллярно-пористого тела какой-либо элементарный объем с площадью F , толщиной dx и объемной массой γ . Поровое пространство материала в начальный момент времени равномерно заполнено капельной влагой и влажным воздухом. Полагаем, что пористая стенка имеет ширину значительно больше толщины, при этом поле давлений считаем равномерным, т.е. давление изменяется только в направлении оси x , перпендикулярной плоскости стенки. Влагофизические коэффициенты и температура в любой плоскости принимаются постоянными (рис.1).

Если в сечении I-I (рис.1) создать разрежение p , то в рассматриваемом объеме могут возникнуть потоки влажного воздуха и капельной влаги, причем вследствие сопротивления переносу давление в сечении II-II будет равно $p - dp$. Так как в материале присутствует влага, воздушный поток j_φ насыщается водяными парами и в сечении II-II становится равным $j_\varphi + dj_\varphi$. Перепад давлений в материале вызывает также перемещение капельной влаги, поток которой в сечении II-II равен $j_M + dj_M$.

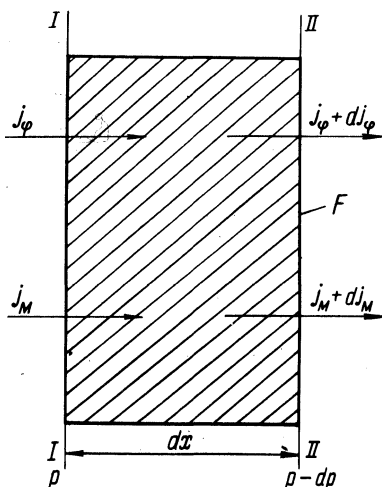


Рис.1. Расчетная схема массопереноса через капиллярно-пористую стенку.

Если общее количество воздуха, проходящего через материал площадью F за время $d\tau$, равно dj_φ , а общее количество капельной влаги равно dj_M , то, учитывая, что поток представляет собою количество вещества, проходящего через единицу площади в единицу времени, получаем

$$dj_{\varphi} = F d\tau dj_{\varphi}; (1) \quad dj_M = F d\tau dj_M. (2)$$

Изменения величины потоков в направлении переноса выражаются уравнениями

$$dj_{\varphi} = \frac{\partial j_{\varphi}}{\partial x} dx; (3) \quad dj_M = \frac{\partial j_M}{\partial x} dx. (4)$$

Заменив в уравнениях (1), (2) dj_{φ} и dj_M уравнениями (3), (4), получим

$$dj_{\varphi} = \frac{\partial j_{\varphi}}{\partial x} F dx d\tau; (5) \quad dj_M = \frac{\partial j_M}{\partial x} F dx d\tau. (6)$$

Количество протекающего вещества j_{φ} , j_M пропорционально градиенту давления $\frac{\partial p}{\partial x}$ [1]. Поэтому

$$j_{\varphi} = -L_{\varphi} \frac{\partial p}{\partial x}; (7) \quad j_M = -L_M \frac{\partial p}{\partial x}, (8)$$

где L_{φ} , L_M - коэффициенты проводимости по отношению к потоку воздуха и потоку влаги.

Подставив уравнения (7), (8) в уравнения (5), (6), получим выражения

$$dj_{\varphi} = -L_{\varphi} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} dx F d\tau; (9) \quad dj_M = -L_M \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} dx F d\tau. (10)$$

С другой стороны, выразив ∂p через $\frac{\partial p}{\partial \tau} \partial \tau$, можно записать потоки проходящего вещества в виде

$$dj_{\varphi} = \varepsilon_{\varphi} dp = \varepsilon_{\varphi} \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau; (11) \quad dj_M = \varepsilon_M dp = \varepsilon_M \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau, (12)$$

где ε_{φ} - емкость материала по отношению к потоку воздуха; ε_M - емкость материала по отношению к потоку влаги.

В свою очередь

$$dj = dj F dx \gamma. (13)$$

Тогда, учитывая выражения (11), (12), получим

$$dj_{\varphi} = \varepsilon_{\varphi} \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau dx \gamma F; (14) \quad dj_M = \varepsilon_M \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau dx \gamma F. (15)$$

Так как левые части уравнений (14), (15) равны левым частям уравнений (9), (10), то, приравнявая правые части, получим равенства

$$\varepsilon_{\varphi} \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau dx \gamma F = -L_{\varphi} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} dx F d\tau; (16)$$

$$\varepsilon \frac{\partial p}{\partial \tau} d\tau dx \gamma F = -L_M \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} dx F d\tau. \quad (17)$$

Произведя сокращения, приходим к уравнениям

$$L_\varphi \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\partial p}{\partial \tau} \gamma = 0; \quad (18) \quad L_M \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \varepsilon \frac{\partial p}{\partial \tau} \gamma = 0. \quad (19)$$

Однако выражениями (18), (19) не учитывается удаление влаги за счет ее испарения с поверхностей материала.

Известно, что поток вещества во влажном воздухе равен сумме диффузионного, термодиффузионного и молярного потоков. Но так как в данном случае рассматриваются изотермические условия, то термодиффузионным потоком можно пренебречь, и поток удаляемой влаги q_m выразится уравнением (20), в котором потенциалом переноса является разность парциальных давлений,

$$q_m = - \frac{p}{p - p_1} D \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (20)$$

где p - общее давление влажного воздуха; p_1 - парциальное давление водяного пара; D - коэффициент диффузии.

Резюме. Таким образом, система уравнений (18) - (20), отражающая процесс удаления влаги из материала при фильтрации воздуха, может быть решена, если известны величины L , ε , D , j , которые зависят от исследуемой системы.

Л и т е р а т у р а

1. Лыков А.В., Михайлов Ю.А. Теория переноса энергии и вещества. Минск, 1959.

УДК 697.536.2

А.И. Зятыков (канд. техн. наук)

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ОНЗАГЕРА К ВЫЧИСЛЕНИЮ КОЭФФИЦИЕНТОВ МАССОПЕРЕНОСА

Условные обозначения

p_i, p_k - парциальные давления компонентов; j_i - поток i -го компонента; $L_{i,k}$ - кинетические коэффициенты; X_k - термодинамическая сила; μ_k - химический потенциал; T - абсолютная температура; F, G, H, U - термодинамические функции Гельмгольца, Гиббса, энтальпии, внутренняя энер-

гия; S - энтропия; δQ , δA - функционалы теплоты и работы; n_i - количество вещества i -го компонента в смеси; V - объем, занимаемый газом; p_o - общее давление воздуха и водяного пара в приборе; p_n - то же в среде, окружающей прибор; $p_{по}$, $p_{пн}$ - парциальные давления паров воды внутри и снаружи пористой пластины; δ - толщина образца.

Из теории термодинамики необратимых процессов [1] следует, что кинетические коэффициенты Онзагера L_{ik} не вычисляются теоретически, а определяются экспериментально.

В настоящей работе приводятся результаты экспериментального определения коэффициентов диффузии сквозь пористую мембрану и расчет по ним коэффициентов фильтрации.

Для расчетов вышеназванных коэффициентов в случае двухкомпонентного вещества используется принцип симметрии, выдвинутый Онзагером [2].

Перенос массы вещества определяется разностью потенциалов массопереноса. В условиях постоянного давления смеси ($p = p_i + p_k = \text{const}$) и при малых перепадах температуры в качестве потенциала диффузионного переноса можно принять парциальное давление соответствующего компонента p_i , p_k .

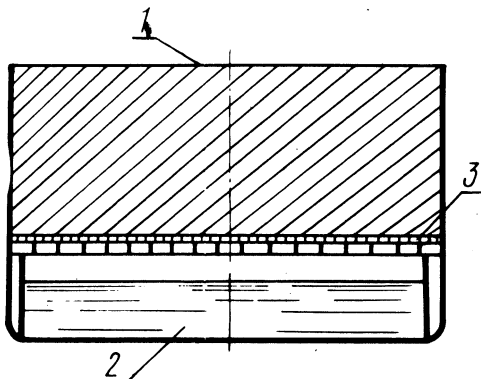


Рис. 1. Схема прибора, находящегося в термостате: 1 - образец; 2 - бидисцип; 3 - сетка.

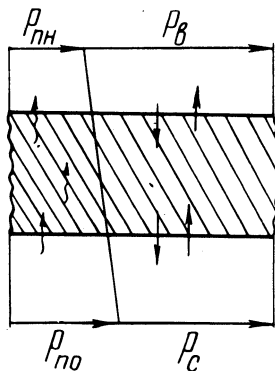


Рис. 2. Эпюры парциальных давлений внутри и снаружи прибора: волнистые стрелки - пар, прямые - воздух.

Как следует из теории Чепмена - Энскога [3], коэффициент диффузии в бинарной смеси не зависит от соотношения компонентов в смеси. Очевидно, этот вывод можно оставить в силе и при диффузии двухкомпонентного вещества сквозь пористую мембрану, разделяющую среды с различной концентрацией диффундирующих компонентов.

Рассмотрим открытую термодинамическую систему (рис.1), находящуюся при $T = \text{const}$. Под действием насыщенного водяного пара происходит перенос вещества по типу диффузии, а так как внутри системы имеется избыточное давление, то еще добавляется дополнительно движение по типу фильтрации.

Поток субстанции под действием термодинамических сил [4]

$$j_i = \sum_{k=1}^n L_{i,k} X_k; (1) \quad X_k = -\text{grad } \mu_k / T = \text{const}; \quad (2)$$

$$j_i = - \sum_{k=1}^n L_{i,k} \text{grad } \mu_k / T = \text{const}. \quad (3)$$

В рассматриваемой задаче химический потенциал μ_k представляет собой потенциал массопереноса. Выясним, от чего зависит μ_k . С этой целью воспользуемся известными термодинамическими функциями Гельмгольца, Гиббса, энтальпии и внутренней энергии [5]:

$$\left. \begin{aligned} F &= U - TS; \\ dF &= dU - TdS - SdT; \\ dU &= \delta Q - \delta A + \sum \mu_i n_i; \\ dF &= -PdV - SdT + \sum \mu_i n_i; \\ G &= U + pV - TS = F + pV; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$dG = -SdT + Vdp + \sum \mu_i dn_i; \quad (5)$$

$$H = U + pV; \quad dH = pdV + Vdp + dU = TdS + Vdp + \sum \mu_i n_i; \quad (6)$$

$$dU = TdS - pdV + \sum \mu_i dn_i. \quad (7)$$

Из выражений (4) - (7) последовательно получим

$$\left(\frac{\partial F}{\partial n_i} \right)_{V,T} = \mu_i; \quad \left(\frac{\partial H}{\partial n_i} \right)_{p,S} = \mu_i;$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial n_i} \right)_{V,S} = \mu_i; \quad \left(\frac{\partial G}{\partial n_i} \right)_{p,T} = \mu_i.$$

Таким образом, химический потенциал является функцией температуры, давления и объема.

Если создать условия, при которых V и T остаются постоянными, то μ_i будет равно давлению смеси компонентов

(закон Дальтона). Следовательно, уравнение (3) будет равно- сильно следующему уравнению:

$$j_i = - \sum_{k=1}^n L_k \text{grad } p \mid T=\text{const.} \quad (8)$$

здесь $p = p_i + p_k$.

В сосуде, закрытом пористой мембраной, установится давление $p > p_0$. Отсюда можно заключить, что перенос компонентов n_i^0 и n_k будет происходить под действием своих давлений p_i и p_k , как и фильтрацией, т.е.

$$j_{i,k} = - \sum L_{i,k} \text{grad } p_{i,k} - L_{ki} \text{grad } (p_i + p_k). \quad (9)$$

Для двухкомпонентного вещества с учетом соотношения Гиббса - Дюгема при $\text{grad } T = 0$.

$$d(\mu_i n_i) + d(\mu_k n_k) = 0. \quad (10)$$

Тогда уравнение (9) можно представить в виде

$$L_{11} \left(\frac{\partial p_i}{\partial x} \right)_T + L_{12} \left[\frac{\partial (p_i + p_k)}{\partial x} \frac{p_i}{p_i + p_k} \right] = -q; \quad (11)$$

$$L_{21} \left[\frac{\partial (p_i + p_k)}{\partial x} \frac{p_k}{p_i + p_k} \right] + L_{22} \left(\frac{\partial p_k}{\partial x} \right)_T = 0.$$

Из принципа симметрии Онзагера [2, 6] следует равенство кинетических коэффициентов

$$L_{11} = L_{22}; \quad L_{21} = L_{12}. \quad (12)$$

Равенство (12) справедливо только в том случае, когда единицы измерения потоков и параметров определяются уравнениями (3) и (8). В противном случае L_{11} и L_{12} только пропорциональны L_{22} и L_{21} , а коэффициент пропорциональности требуется определить экспериментально.

Решая систему (11) обычным методом, получим

$$p_i + p_k = c_1 p_k - \frac{L_{11}}{L_{22}}; \quad p_i + p_k = - \frac{qx + c_2}{L_{11} + L_{12}}. \quad (13)$$

Согласно внешним условиям, в которых находится исследуемая система (рис.2), граничные условия запишутся в виде

$$\left. \begin{array}{l} p_i + p_k = p_o \\ p_i = p_{по} \end{array} \right|_{x=0} \quad \left. \begin{array}{l} p_i + p_k = p_{\Pi} \\ p_i = p_{пн} \end{array} \right|_{x=\delta}. \quad (14)$$

Совместное решение системы уравнений (13) с граничными условиями (14) приводит к искомым уравнениям

$$p_H = p_o \left(p_o - p_{по} \right)^{\frac{L_{11}}{L_{12}}} \left(p_H - p_{пн} \right)^{-\frac{L_{11}}{L_{12}}}; \quad (15)$$

$$p_H = - \frac{q \delta}{L_{11} + L_{12}} + p_o; \quad (16)$$

$$L_{12} = -L_{11} \frac{\ln \left(\frac{p_H - p_{пн}}{p_o - p_{пн}} \right)}{\ln \left(\frac{p}{p_o} \right)}; \quad (17)$$

$$L_{11} = - \frac{q \delta}{(p_H - p_o) \left[1 - \frac{\ln \left(\frac{p_H - p_{пн}}{p_o - p_{по}} \right)}{\ln \left(\frac{p_H}{p_o} \right)} \right]} \quad (18)$$

или в сокращенном виде

$$L_{21} = L_{12} = \xi L_{11} = \xi L_{22}. \quad (19)$$

Методика определения коэффициентов L_{11} и L_{12} изложена в [6, 7, 8].

Независимо друг от друга определялись величины L_{11} и L_{12} , после чего коэффициент L_{12} вычислялся по формуле (17) через коэффициент L_{11} . Таким же образом определялись коэффициенты L_{21} и L_{22} .

В табл. 1 приведены результаты расчетов и экспериментальных данных по коэффициентам диффузии пара L_{11} и воздуха L_{22} , а также коэффициентам фильтрации пара L_{12} и воздуха L_{21} .

Таблица 1. Значения коэффициентов диффузии и фильтрации пара и воздуха

Наименование материала образца	Экспериментальные		Расчетные	
	г/м·ч·мм рт. ст.			
	$L_{11} \cdot 10^2$	$L_{12} \cdot 10^3$	$L_{12} \cdot 10^3$	$L_{21} \cdot 10^2$
Сцементированные стеклянные шарики	3,10	620	632	3,26
Силикагель	2,24	460	424	2,01
Искусственная кожа	2,80	103	116	2,95
Песчаник	1,15	0,8	1	1,14
Мрамор	0,158	0,043	0,04	0,16

Как следует из табл.1, коэффициенты взаимности действительно равны и пропорциональны друг другу (19). Это свойство симметрии Онзагера позволяет определить один коэффициент, а по нему найти все остальные, связанные с ним принципом симметрии.

Резюме. Предложены расчетные зависимости, устанавливающие связь между коэффициентами диффузии водяного пара и фильтрации воздуха. Экспериментальные данные показали, что коэффициенты взаимности действительно равны и пропорциональны друг другу. Это свойство симметрии Онзагера позволяет определить один коэффициент, а по нему найти все остальные, связанные с ним принципом симметрии.

Л и т е р а т у р а

1. Гроот С. де. Термодинамика необратимых процессов. М., 1956.
2. Пригожин И. Введение в термодинамику необратимых процессов. М., 1966.
3. Вальдман Л. Явления переноса в газах при среднем давлении. - В сб.: Термодинамика газов. М., 1970.
4. Честер Дж. Теория необратимых процессов. М., 1966.
5. Морс Ф. Теплофизика. М., 1968.
6. Onsager I. Phys., Rev., 37, 38, 1931.
7. Зятыков А.И., Хахалин В.С. Приборы и методика определения воздухопроницаемости материалов. - "Труды НИИ строительной физики", вып. III. М., 1967.
8. Жуков В.В., Зятыков А.И., Шевченко В.И. К методике определения газопроницаемости жаростойких бетонов. - "Заводская лаборатория", 1967, №9.
9. Франчук А.У. Вопросы теории и расчета влажности ограждающих частей зданий. М., 1967.

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЗАТУХАНИЯ И ЗАПАЗДЫВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ КОЛЕБАНИЙ В СПЛОШНЫХ ПОКРЫТИЯХ И ЧЕРДАЧНЫХ ПЕРЕКРЫТИЯХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД

Для предохранения помещений от перегрева в летний период наружные ограждающие конструкции должны обладать определенной теплоустойчивостью, которая оценивается величиной затухания температурных колебаний в ограждении. Существующая формула для определения показателя затухания температурных колебаний [1] не учитывает фазовой составляющей процесса теплоусвоения и, как будет показано ниже, в ряде случаев приводит к неверным результатам. Кроме того, эта формула не позволяет находить времени запаздывания температурных колебаний, а приближенная формула [1,2] пригодна только для массивных ограждений.

Определение показателей затухания и запаздывания температурных колебаний в ограждениях целесообразно производить по полным формулам А.М.Шкловера [1,2], связывающим одновременно модуль и аргумент температурных колебаний. Непосредственное вычисление искомых величин по полным формулам А.М.Шкловера довольно сложно и редко встречается в практике проектирования. Использование вычислительных машин значительно упрощает расчеты по этим формулам, позволяет составить для типовых конструкций наружных ограждений простые расчетные таблицы и построить наглядные графики, в которых результат определяется материалом и толщиной слоев.

Для типовых конструкций сплошных совмещенных покрытий и чердачных перекрытий результаты проведенных расчетов представлены в табл.1 и на графике (рис.1). При расчете теплофизические коэффициенты материалов слоев приняты с учетом: для многослойного железобетонного настила – неоднородности слоя, для пористых утеплителей – уплотнения и усадки.

В табл.1 приведены рассчитанные динамические характеристики в железобетонном настиле – затухание $\nu_{ж/б}$ и запаздывание $\epsilon_{ж/б}$ температурных колебаний, величина $u_{ж/б}$ и фазовый угол $\varphi_{ж/б}$ коэффициента теплоусвоения его наружной поверхности – в зависимости от интенсивности теплообмена α_v на поверхности потолка.

Таблица 1. Динамические характеристики в железобетонном настиле в зависимости от интенсивности теплообмена на поверхности потолка

$\alpha_{в}^{\circ}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}}$	$\gamma_{ж/б}$	$\varepsilon_{ж/б}^{\circ}$ град	$\gamma_{ж/б}^{\circ}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^{\circ}\text{C}}$	$\varphi_{ж/б}^{\circ}$ град
	2,0	3,3	95		12,6	45
	4,0	3,5	93		12,5	45
	6,0	3,9	89		12,4	45
	8,0	4,3	85		12,3	45
	10,0	4,8	81		12,2	45
	12,0	5,3	79		12,2	45

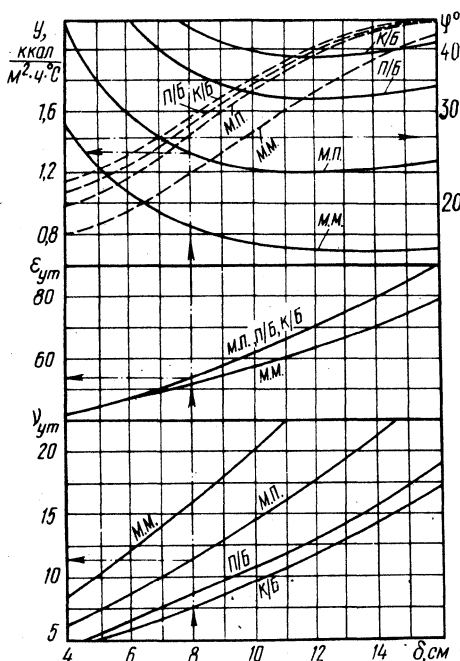


Рис. 1. Динамические характеристики в слое различных утеплителей в зависимости от их толщины и их обозначения; М.М. - минераловатные маты ($\gamma = 200 \text{ кг/м}^3$); М.П. - минераловатные плиты на битумной связке ($\gamma = 400 \text{ кг/м}^3$); П/Б - пенобетон ($\gamma = 400 \text{ кг/м}^3$); К/Б - керамзитобетон ($\gamma = 500 \text{ кг/м}^3$).

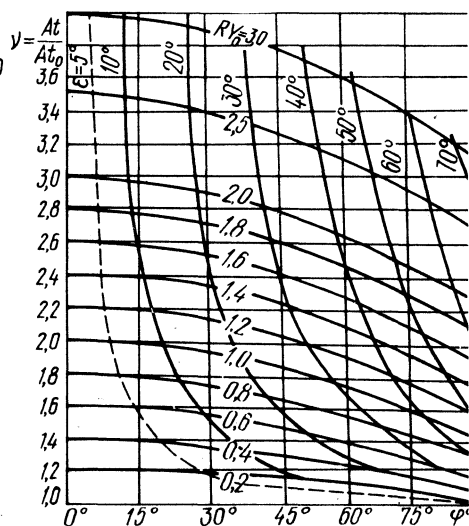


Рис.2. Затухание и запаздывание температурных колебаний в переходных слоях воздуха и замкнутых воздушных прослойках.

Таким образом, величина и фазовый угол коэффициента теплоусвоения наружной поверхности железобетонного настила практически не зависят от изменения α_v , что позволяет принять $y_{ж/б} = 12,5 \text{ ккал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ (коэффициент теплоусвоения железобетона) и $\varphi_{ж/б} = 45^\circ$. Тогда динамические характеристики слоя утеплителя будут определяться только материалом утеплителя и его толщиной.

Итоговый график (рис.1) позволяет находить все динамические характеристики утепляющего слоя — $y_{ут}$, $\epsilon_{ут}$, $\varphi_{ут}$ — в зависимости от толщины выбранного утеплителя.

Сопоставление результатов расчета по итоговому графику (рис.1) с приближенным методом СНиП [1] показывает, что погрешность последнего при определении показателей затухания температурных колебаний в слое утеплителей может достигать 25% и более в зависимости от толщины и материала утеплителя.

При наличии в ограждении замкнутой воздушной прослойки, обычно располагаемой над слоем утеплителя, расчет показателей затухания $y_{в.п}$ и запаздывания $\epsilon_{в.п}$ температурных колебаний в ней рекомендуется производить по формулам [3]

$$y_{в.п} = \sqrt{(R_{в.п} y_{ут})^2 + 2 R_{в.п} y_{ут} \cos \varphi_{ут} + 1} ; \quad (1)$$

$$\epsilon_{в.п} = \arctg \frac{R_{в.п} y_{ут} \sin \varphi_{ут}}{R_{в.п} y_{ут} \cos \varphi_{ут} + 1} , \quad (2)$$

по которым построен график (рис.2).

В формулах (1), (2) и на графике (рис.2) характеристики процесса теплоусвоения наружной поверхности слоя утеплителя ($y_{ут}$, $\varphi_{ут}$) принимаются по рис.1, а термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки $R_{в.п}$ — по нормативным данным в зависимости от толщины прослойки и направления теплового потока [1].

Приведенные формулы и график (рис.2) могут быть использованы для определения затухания и запаздывания температурных колебаний в переходном слое воздуха у наружной поверхности сплошного покрытия (чердачного перекрытия) с подставкой вместо $R_{в.п}$ сопротивления теплоотдаче наружной поверхности рассматриваемой конструкции.

Рекомендуемый графический метод расчета дает возможность определять затухание и запаздывание температурных колебаний по слоям типовых конструкций чердачных перекрытий.

Для сплошных совмещенных покрытий необходимо дополнительно знать показатели затухания и запаздывания температурных колебаний в слое рубероида, которые можно принять примерно равными 1,05 и 5° соответственно.

Резюме. Использование предлагаемых графиков к теплотехническому расчету сплошных совмещенных покрытий и чердачных перекрытий жилых зданий позволяет свести расчет к механическому выбору вида и толщины утеплителя с тем, чтобы температурные колебания на поверхности потолка не превышали нормативных величин.

Л и т е р а т у р а

1. Строительные нормы и правила, гл. II-A, 7-71, М., 1972.
2. Шкловер А.М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. М.-Л., 1961.
3. Кривобок Э.Н. Затухание и запаздывание температурных колебаний в замкнутых воздушных прослойках. - В сб.: Отопление, вентиляция и строительная теплофизика. Минск, 1973, вып.3.

УДК 625.731.1.042

Р.З. Порицкий (канд.техн.наук)

ВЛИЯНИЕ ОТТЕПЕЛИ НА ПРОЧНОСТЬ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Повышение транспортно-эксплуатационных качеств дорог в значительной мере зависит от прочности и устойчивости земляного полотна, подверженного действиям нагрузок и непрерывно изменяющихся погодных условий. Наиболее существенно влияют на устойчивость грунтов условия промерзания-оттаивания.

Отличительная особенность погодных условий на территории Белоруссии - это ежегодные зимние оттепели. Обработка данных наблюдений по станциям гидрометеослужбы БССР, имеющим наиболее длинные ряды наблюдений, показала, что количество дней с оттепелями в среднем колеблется от 65 до 100 за зиму (рис.1). Периоды оттепелей обычно связаны с общим повышением температуры, и воздух может прогреваться до 5 - 10°С.

Статистической обработкой данных наблюдений установлено, что в районах, где число дней с оттепелями равно 65-75, повторяемость дней с температурой воздуха выше 1°С составля-

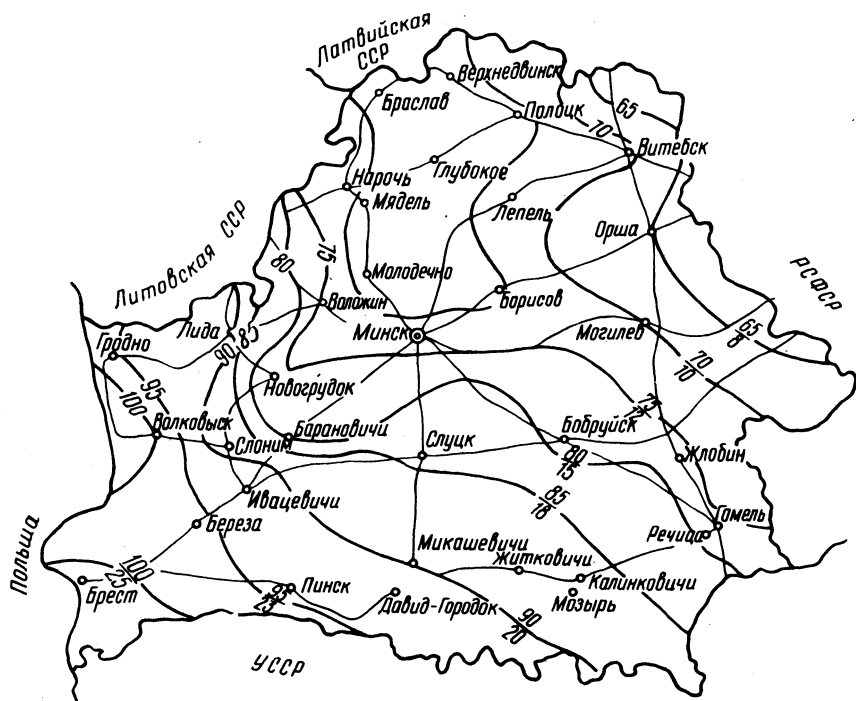


Рис.1. Схематическая карта распространения оттепелей на территории БССР: $\frac{100}{25}$ — в числителе общее количество дней с оттепелями за зимний период; в знаменателе — то же с температурой выше 1°C .

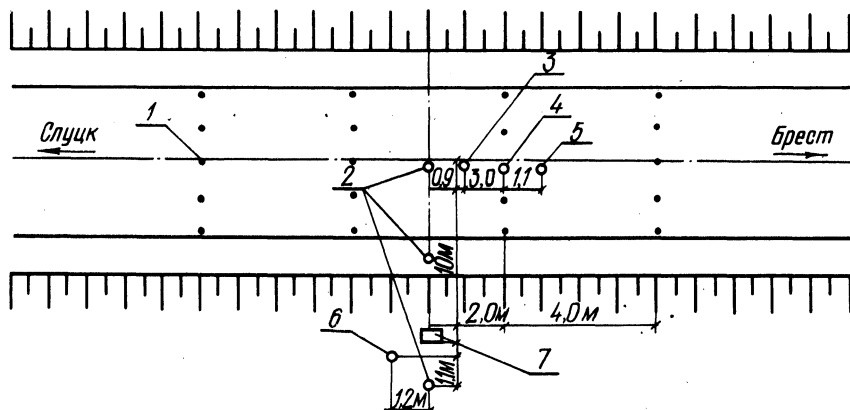


Рис.2. План размещения приборов на наблюдательном посту: 1 — нивелировочные марки; 2 — места закладки датчиков температуры и влажности; 3 — винипластовая труба для измерения влажности и плотности радиоизотопными приборами; 4 — мерзлотермометр; 5 — пьезометр для измерения уровня воды в дорожной одежде; 6 — репер; 7 — пункт наблюдения.

ет 73%; в районах, где оттепелей 80 – 100 дней в году, эта повторяемость составляет 79,5%.

Промерзание грунтов начинается после устойчивого перехода средней суточной температуры воздуха через 0°C . Наиболее интенсивно грунты промерзают при температуре ниже 5°C . На замедление промерзания и повышение температуры грунтов влияют оттепели с температурой выше 1°C . Количество дней с такой температурой составляет в среднем 30% от общего числа дней с оттепелями для северо-востока республики и 35% для юго-запада. Таким образом, количество дней с оттепелями, которые следует учитывать при расчетах промерзания грунтов и зимнего влагонакопления в них, колеблется для Белоруссии от 19 до 35, или около 40%, за период с устойчивой отрицательной температурой воздуха.

Влияние оттепелей на величину зимнего влагонакопителя грунтовых оснований и потерю ими несущей способности весной не нашло отражения в существующих расчетных схемах и нормативных документах, что привело к ежегодным значительным разрушениям, наблюдающимся на дорогах республики.

Влияние природно-климатических условий на прочность и устойчивость автомобильных дорог Белоруссии изучали на специально организованных наблюдательных постах по исследованию работы дорожных конструкций. Здесь исследовали тепловой режим дорожных конструкций, используя при этом датчики температуры, изготовленные в БелдорНИИ и укомплектованные мостом постоянного тока Р-333 с переключателями типа ПМТ-12, а также мерзлотомерами АМ-21.

Влажностный режим грунтов земляного полотна изучали при помощи электрических влагомеров АМ-11, укомплектованных мегомметром типа М-1101, радиометрическим прибором НИВ-1 и термостатно-весовым методом.

Исследовали также причины деформаций дорожных конструкций и оснований. При этом наблюдали за пучением и осадкой грунтов нивелированием специальных марок, закрепленных в покрытии, относительно глубинного мерзлотного репера; за плотностью грунтов – с помощью радиометрического прибора типа ГПП-1 и методом режущего кольца; за ровностью покрытия – измерением просветов под трехметровой рейкой; возникновением и развитием трещин на покрытии.

Вели наблюдения за динамикой грунтовых вод в гидрологических колодцах и поверхностными водами путем нивелирования зеркала воды по отношению к поверхности покрытия.

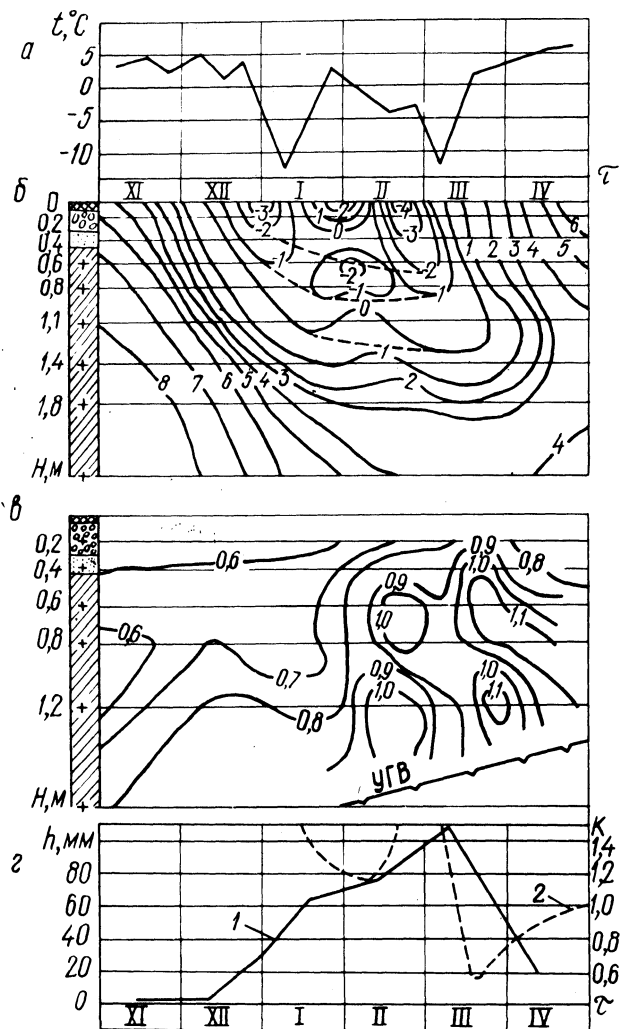


Рис. 3. Изменение расчетных показателей грунтов при промерзании - оттаивании: а - изменение средней декадной температуры воздуха; б - изменение температуры по глубине и времени; в - то же влажности; г - величина пучения грунтов и прочности: 1 - пучение; 2 - коэффициент запаса прочности; + - места установки датчиков температуры и влажности.

Прочность грунтов и дорожных одежд определяли при помощи дорожного пресса ХАДИ с послойным вскрытием одежды, а также колесом автомобиля МАЗ-500, используя рычажный прогибомер.

Состав, интенсивность движения и метеорологические условия выбирали по данным наблюдений ближайших к постам учетных пунктов движения и метеорологических станций. Наблюдения вели по специально разработанным методикам, которые предусматривают ежемесячные измерения на постах в летний и зимний периоды и один раз в 10 дней весной.

Наблюдательные посты оборудованы типовыми приборами по единой схеме, приведенной на рис.2.

Следует отметить, что наиболее характерной за последние 10 лет является зима 1970 - 1971 гг.

На рис.3 представлены фактические данные наблюдений за температурой воздуха и дорожной конструкцией, влажностью и пучением грунтов, изменением деформационных характеристик на посту №8 за зимне-весенний период 1970 - 1971 гг.

Анализ данных наблюдений (рис.3) показывает, что распространение температуры в слоях дорожной конструкции повторяет изменения температуры воздуха, но в сглаженной форме и с некоторым запаздыванием во времени [1].

Резкое понижение температуры в декабре вызвало промерзание грунтов до глубины 1,15 см. Минимальная температура грунтов в этот период достигала -3°C . Продолжительные январские оттепели вызывали повышение температуры грунтов и оттаивание верхних слоев дорожной конструкции. Наиболее холодными (-2°C) в этот период оказались участки, находящиеся в середине промерзшего слоя. Снизу и сверху наблюдалось повышение температуры и оттаивание грунта.

Таким образом, отличительной особенностью теплового режима дорожной конструкции при наличии оттепелей зимой является прекращение в этот период промерзания и повышение температуры грунтов, оттаивание сверху и снизу и образование наиболее холодной зоны внутри промерзшего слоя.

В районах, где не наблюдается действие оттепелей, ход промерзания грунтов характеризуется плавным очертанием термоизоплет (см.рис.3, пунктирные линии), которые обуславливают постепенное понижение температуры [2] и вызывают определенный единичный поток влаги в зону промерзания.

Этот процесс хорошо виден в первый период промерзания грунтов (см.рис.3, график изменения влажности), при котором было зафиксировано увеличение влажности с 0,6 до 0,8 W_T

(W_T - влажность грунта на границе текучести). В этот период на границе раздела фаз (талый - мерзлый грунт) нарушается равновесие влажностей, установившихся в осенний период. Свободная вода и ее часть, связанная с грунтовыми частицами, замерзают. Возникает градиент влажности по жидкой фазе, обуславливающий движение влаги из талой зоны в зону промерзания для восстановления нарушенного равновесия.

В районах, где отсутствуют оттепели, процесс миграции влаги в зону промерзания на этой стадии практически прекращается.

В условиях БССР в период оттепелей возникает дополнительный поток влаги в средние слои промерзшего грунта за счет влаги грунтов, перешедшей из мерзлого состояния в талое [3] из верхних и нижних слоев грунта с более высокой температурой. Величины миграции в этот период значительны, так как восполнение мигрирующей влаги происходит как за счет оттаявшего снега на проезжей части дороги, так и грунтовых вод, которые в этот период начинают интенсивно подниматься к поверхности земли (см.рис.3, кривая уровня грунтовых вод УГВ). В результате оттепели в январе 1971 (см.рис.3) на посту №8 влажность грунтов достигла 0,9 - 1,0 W_T .

При последующем промерзании вновь начинается T миграция влаги в зону повторного промерзания. За счет этого потока холода влажность грунтов на участке увеличилась до 1,0 - 1,1 W_T (см.рис.3).

Можно считать, что за счет продолжительных зимних оттепелей влажность грунтов земляного полотна увеличивается на 0,2 - 0,3 W_T . Это значительное повышение влажности грунтов не учитывается при расчетах дорожных конструкций.

В соответствии с изложенной картиной изменения влажности грунтов в процессе промерзания происходит их пучение, обусловленное увеличением объема воды при переходе ее из талого в мерзлое состояние.

На рис.3 приведен график, характеризующий процесс пучения грунтов в зимний период.

При первом промерзании происходит интенсивное пучение, достигающее 65 мм. В период оттепелей скорость пучения замедляется, так как увеличение объема компенсируется оттаявшими верхними слоями грунта. При повторном промерзании скорость и величина пучения вновь возрастают. Общая величина пучения на участке достигает 110 мм. На покрытии были зафиксированы трещины, бугристость.

При промерзшем состоянии грунта прочность дорожной конструкции намного превышала требуемую (см. рис. 3, где требуемая прочность соответствует коэффициенту запаса прочности, равному 1,0). С оттаиванием грунта прочность конструкции резко падает и при глубине оттаивания 0,7 – 0,8 м достигает минимума 0,55 К. В это время участок дороги начал интенсивно разрушаться и только принятие срочных мер позволило предотвратить его полное разрушение. В дальнейшем по мере оттаивания прочность поднималась и достигла требуемой к 10 апреля.

С целью учета действия изложенных выше процессов при проектировании дорог сделана попытка их аналитического описания.

Математическая формулировка задачи переноса тепла и влаги для промерзающих грунтов с учетом наличия зимних оттепелей принята в следующем виде (рис. 4):

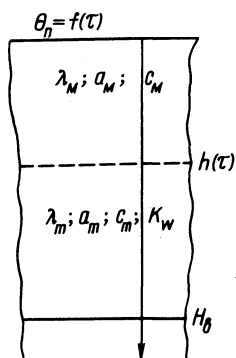


Рис. 4. Расчетная схема определения поля температур и влажности грунтовых оснований.

$$\frac{\partial \theta_M}{\partial \tau} = a_M \frac{\partial^2 \theta_M}{\partial x^2}; \quad 0 \leq x < h(\tau); \quad (1)$$

$$\frac{\partial \theta_T}{\partial \tau} = a_T \frac{\partial^2 \theta_T}{\partial x^2}; \quad h(\tau) \leq x < H_B; \quad (2)$$

$$\frac{\partial W}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} (K_W \frac{\partial W}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial x} (K_W \delta \frac{\partial \theta}{\partial x}); \quad 0 \leq x < H_B. \quad (3)$$

Начальные и граничные условия

$$\theta(0, \tau) = \theta_0 + \theta_{\min} \sin \omega \tau; \quad (4) \quad \theta_M(h, \tau) = \theta_T(h, \tau) = \theta_{кр}; \quad (5)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial x} \right|_{x \rightarrow \infty} = 0; \quad (6) \quad W_T(x, 0) = W_0; \quad (7) \quad W_T(h, \tau) = W_h; \quad (8)$$

$$W_{x=H_B} = W_{пв}; \quad (9) \quad \left. \frac{\partial W}{\partial x} \right|_{x=0} = 0; \quad (10) \quad K_W = a + b x^n; \quad (11)$$

$$\lambda_M \left. \frac{\partial \theta_M}{\partial x} \right|_{h_\tau} - \lambda_T \left. \frac{\partial \theta_T}{\partial x} \right|_{h_x} = \gamma P (W_{h+\Delta W}) \frac{dh}{d\tau}; \quad (12)$$

$$\Delta W = \frac{K_W \left. \frac{\partial W}{\partial x} \right|_{x=h}}{\frac{dh}{d\tau}}, \quad (13)$$

где θ_M и θ_T - температура мерзлого и талого грунта, $^{\circ}\text{C}$; W - влажность, кг/кг; $\theta_{п}$ - температура поверхности грунта; θ_0 и W_0 - начальные условия; θ_h и W_h - температура и влажность на границе льдовыведения ($x=h$); $W_{пв}$ - влажность полной влагоемкости грунта, кг/кг; ΔW - изменение влажности вследствие миграции влаги в зону отрицательных температур; W_h - влажность грунта по жидкой фазе при отрицательной температуре; P - теплота кристаллизации льда (80 ккал/кг); γ - объемный вес скелета грунта, кг/м³; a и a_T - коэффициенты температуропроводности мерзлого и талого грунта, м²/ч; λ_M и λ_T - коэффициенты теплопроводности, ккал/ч·м· $^{\circ}\text{C}$; τ - время промерзания, ч.

Уравнения (1), (2) при граничных условиях (4) - (6) соответствуют традиционной формулировке задачи Стефана с той лишь разницей, что температура на поверхности грунта задана функцией (4). При $\theta(0, \tau) = \theta_{п} = \text{const}$ решение уравнений (1), (2) имеют вид

$$\theta_M(x, \tau) = \theta_{п} + (\theta_h - \theta_{п}) \frac{\text{erf} \frac{x}{2\sqrt{a_M \tau}}}{\text{erf} \frac{\mathcal{L}}{2\sqrt{a_M}}}; \quad (14)$$

$$\theta_T(x, \tau) = \theta_0 - \frac{(\theta_0 - \theta_{п}) \text{erfc} \frac{x}{2\sqrt{a_T \tau}}}{\text{erfc} \frac{\mathcal{L}}{\sqrt{a_T}}}, \quad (15)$$

где $\mathcal{L}$ - характеристика скорости промерзания, равная $\mathcal{L} = \frac{h}{\sqrt{\tau}}$. Величина $\mathcal{L}$ определяется из условия (12).

Определение температурного поля земляного полотна производили по зависимости (14), (15), при этом значения $\theta_{п}$ подставляли из зависимости (4) для конкретных условий района

строительства и года наблюдений, причем за $\theta_{00}^{\circ}\text{C}$ принимали температуру начала устойчивого перехода через 0°C , а $\theta_{\min}$ - минимальную температуру за зимний период.

Уравнение (3) описывает перенос влаги под действием градиентов влажности и температуры. Перенос влаги за счет влагопроводности обусловлен миграцией влаги из талой зоны в зону промерзания, где свободная и часть рыхлосвязанной воды замерзают при температуре θ_h . Оставшаяся W_h по жидкой фазе меньше W_o ; возникающие градиенты являются причиной миграции, причем интенсивность последней зависит от K_W , обусловленного изменением влажности и температуры грунта по зависимости (11).

Перенос влаги за счет температурных градиентов учитывали для каждого вида грунта, его влажности, глубины промерзания и диапазона температур, при которых происходит влагоперенос по условию

$$\frac{\bar{K}_W \bar{W}}{H_B^2} \sim \bar{K}_W \delta_g \frac{\Delta \theta}{H_B^2}, \quad (16)$$

где $\bar{K}_W$ - среднее значение коэффициента влагопроводности; $\bar{W}$ - то же влажности; δ_g - коэффициент термодиффузии; $\Delta \theta = \theta_1 - \theta_2$ - диапазон температур, при котором происходит влагоперенос; H_B - глубина залегания грунтовых вод.

После преобразований получаем

$$\frac{\bar{W}}{\delta_g \Delta \theta} \sim A. \quad (17)$$

При условии, когда $A \sim 1$, миграцию влаги за счет температурных градиентов учитывали, при $A \gg 1$ - не учитывали.

Так как $\Delta \theta$ весьма мало (см.рис.3), в большинстве случаев оказывалось, что $A \gg 1$; тогда уравнение (3) имеет решение, сходное с уравнением (2), а именно

$$W_T = W_o - \frac{W_o - W_h}{\operatorname{erfc}\left(\frac{\lambda}{2\sqrt{K_W \tau}}\right)} \operatorname{erfc}\left(\frac{\lambda}{2\sqrt{K_W \tau}}\right). \quad (18)$$

Для нахождения величины изменения влажности на границе льдовыделения использованы уравнения (13), (18) и характеристика скорости промерзания $h = \lambda \sqrt{\tau}$. Решение имеет следующий вид [2]:

Таблица 1. Сравнение фактических величин влажности и температуры с теоретическими

Дата и глубина измерения, м	Распределение температуры		Распределение влажности	
	по уравнениям (14) и (15)	фактическая температура дорожной конструкции, °C	по уравнениям (18) и (19)	фактическая влажность земляного полотна
1 марта				
0,6	-2,8	-2,3	0,9	0,9
0,8	-2,0	-1,5	0,95	1,0
1,1	-0,9	-0,5	0,98	0,9
1,4	0,2	0,3	1,0	0,95
1,8	1,9	2,5	1,05	1,0

$$\Delta W = \frac{2\sqrt{K_W}}{\sqrt{\pi \alpha}} (W_0 - W_h) \frac{\exp\left(-\frac{\alpha^2}{4K_W}\right)}{\operatorname{erfc} \frac{\alpha}{2\sqrt{K_W}}} \quad (19)$$

Теплофизические характеристики грунтов вычислялись по методике [4] на основании фактических данных наблюдений за температурой дорожных конструкций.

Как видно из приведенного описания задачи переноса тепла и влаги при условии наличия оттепелей, получение численных значений представляет значительные трудности, поэтому задача была запрограммирована и решена на ЭВМ "Минск-32". В табл. 1 приведены значения температуры и влажности грунтов, полученные по предложенным зависимостям, и сравнение их с натурными данными.

Удовлетворительная сходимость результатов позволяет использовать эту методику для прогноза прочности дорожных конструкций в условиях Белоруссии.

Резюме. Предлагаемая методика прогноза прочности дорожных конструкций в условиях БССР в осенне-зимний период дает удовлетворительную сходимость с натурными данными, что позволяет использовать ее для практических расчетов.

Л и т е р а т у р а

1. Порицкий Р.З. Расчетная влажность грунта земляного полотна автомобильных дорог. - "Труды СоюздорНИИ", вып.15. М.,1966. 2. Золотарь И.А. Прогноз влажности грунта земляного полотна. - В сб.: Химическое укрепление переувлажненных грунтов. Л.,1964. 3. Нерсесова З.А. Фазовый состав во-

ды в грунтах при замерзании и оттаивании. - "Мат-лы по лабораторным исследованиям мерзлых грунтов", № 1, М., 1953. 4. Федорович Д.И. Определение теплофизических характеристик промерзающих и протаивающих грунтов по анализу естественного температурного поля. - В кн.: Методы определения тепловых свойств горных пород. М., 1970.

УДК 697.317.44

А.Ф. Строй (канд.техн.наук)

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПОЧВЕННОГО ОБОГРЕВА ТЕПЛИЦ

При проектировании почвенного обогрева необходимо определить: глубину заложения труб h , шаг между трубами a , диаметр d закладываемых в почву труб t_T , а также температуру теплоносителя t_T , подаваемого в систему почвенного обогрева. Основное требование к почвенному обогреву - равномерно поддерживать необходимую температуру в корнеобитаемом слое $\delta = 0 - 0,3$ м (рис.1).

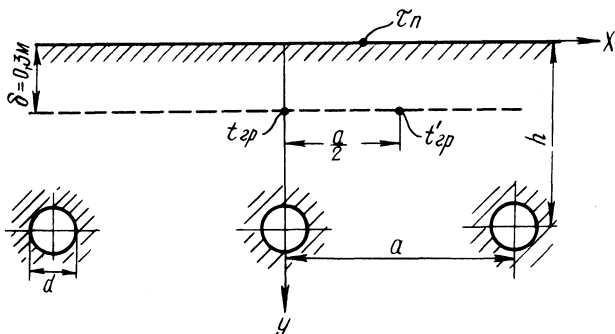


Рис. 1. Основные параметры почвенного обогрева.

Температурное поле в полуограниченном массиве с внутренними цилиндрическими источниками тепла описывается уравнением [1]:

$$\theta = \frac{t_{xy} - \tau_n}{t_T - \tau_n} = \frac{\ln \frac{\operatorname{ch} \frac{2\pi}{a}(y_0 + y) - \cos \frac{2\pi}{a}x}{\operatorname{ch} \frac{2\pi}{a}(y_0 - y) - \cos \frac{2\pi}{a}x}}{2 \ln \left(\frac{2a}{\pi d} \operatorname{sh} \frac{2\pi h}{a} \right)},$$

где θ - относительная температура; t_{xy} - температура грунта в точке с координатами x , y , град; τ_{Π} - температура поверхности почвы, град;

$$y_0 = \sqrt{h^2 - \left(\frac{d}{2}\right)^2}, \quad \text{если } h \gg d, \quad \text{то } y_0 \approx h.$$

На ЭЦВМ "Минск-22" было исследовано, как изменяется θ при изменении параметров почвенного обогрева h ; a ; d . Вычисления θ проводились при значениях $x = 0$; $y = 0,3$ м и $x = a/2$ м; $y = 0,3$ м.

Результаты исследования показали, что при значениях $x = 0$ θ в основном зависит от h , значениях $x = 2/a$ - от a и h . Диаметр практически не влияет на мощность почвенного обогрева, так как $h \gg d$. Уменьшение диаметра может быть компенсировано повышенной температурой теплоносителя.

По результатам исследований построены графики для расчета почвенного обогрева (рис. 2, 3).

Количество тепла, отдаваемое 1 м трубы, определяется по формуле [1]

$$q = \frac{t_{xy} - \tau_{\Pi}}{\frac{1}{4\pi\lambda} \ln \frac{\operatorname{ch} \frac{2\pi}{a}(y_0 + y) - \cos \frac{2\pi}{a}x}{\operatorname{ch} \frac{2\pi}{a}(y_0 - y) - \cos \frac{2\pi}{a}x}}, \quad (1)$$

где λ - коэффициент теплопроводности грунта, Вт/м·град.

Подставив в формулу (1) h вместо y_0 , так как $h \gg d$ и обозначив

$$\bar{R}\theta = \frac{1}{4\pi} \ln \frac{\operatorname{ch} \frac{2\pi}{a}(h + y) - \cos \frac{2\pi}{a}x}{\operatorname{ch} \frac{2\pi}{a}(h - y) - \cos \frac{2\pi}{a}x},$$

получим выражение для определения q ,

$$q = \frac{\lambda(t_{xy} - \tau_{\Pi})}{\bar{R}\theta} \text{ Вт/м.}$$

По графику, приведенному на рис. 2, в зависимости от a и h можно определить величины $\bar{R}\theta$ и $\bar{R}\theta'$, где $\bar{R}\theta$ вычислена в точке $x = 0$, $y = 0,3$ м, а $\bar{R}\theta'$ - в точке $x = a/2$ м; $y = 0,3$ м.

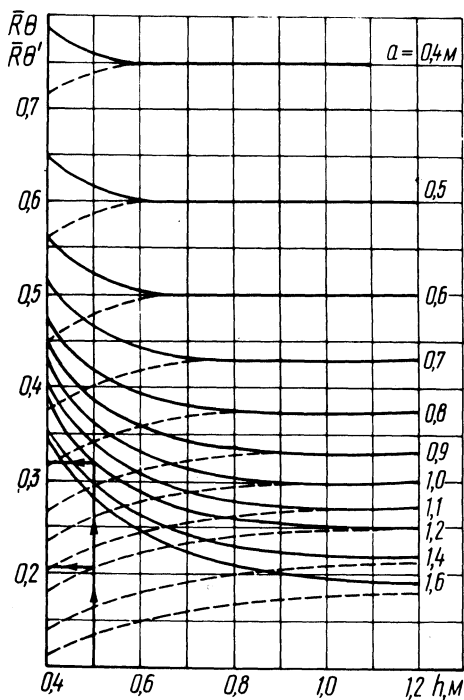


Рис. 2. Значения функций $\bar{R}\theta$ и $\bar{R}\theta'$ в зависимости от a и h : $\bar{R}\theta$ — ; $\bar{R}\theta'$ ----.

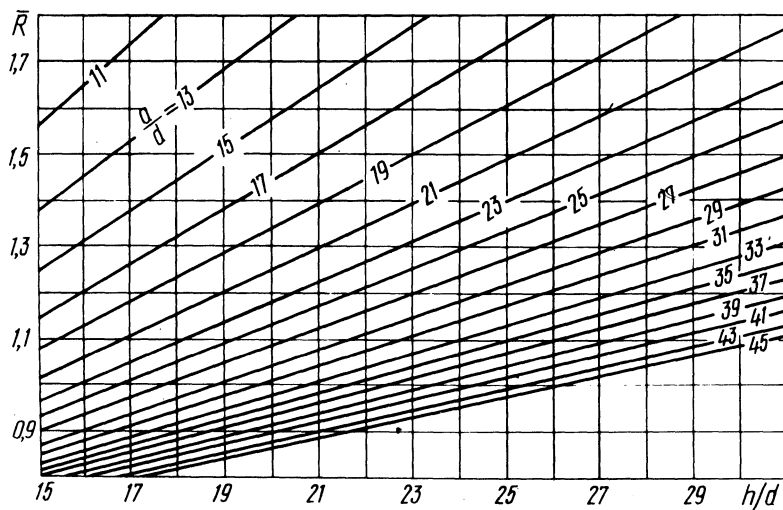


Рис. 3. Зависимость термического сопротивления грунта $\bar{R}$ от h/d и a/d .

Воспользовавшись графиком (рис.2), количество тепла, отдаваемое 1 м трубы, можно определить с помощью формулы (2) или (3)

$$q = \frac{\lambda(t_{\text{гр}} - \tau_{\text{п}})}{\bar{R}\theta}, \quad (2)$$

где $t_{\text{гр}}$ - температура грунта в точке с координатами $x = 0$; $y = 0,3$ м, град;

$$q = \frac{\lambda(t'_{\text{гр}} - \tau_{\text{п}})}{\bar{R}\theta'}, \text{ Вт/м}, \quad (3)$$

где $t'_{\text{гр}}$ - температура грунта в точке с координатами $x = a/2$ м; $y = 0,3$ м, град.

Приравняв выражения (2) и (3) и выполнив математические преобразования, получим равенство (4), которое должно выполняться при определении шага и глубины заложения труб

$$\frac{\bar{R}\theta}{\bar{R}\theta'} = \frac{\Delta t}{\Delta t - A_t}, \quad (4)$$

где $\Delta t = t_{\text{гр}} - \tau_{\text{п}}$; $A_t = t_{\text{гр}} - t'_{\text{гр}}$.

Для расчета почвенного обогрева должны быть заданы температуры грунта $t_{\text{гр}}$ и $t'_{\text{гр}}$.

Вместо $t'_{\text{гр}}$ может быть задано допустимое отклонение A_t температуры $t'_{\text{гр}}$ от $t_{\text{гр}}$.

Необходимо также определить температуру поверхности почвы в том случае, если она не поддерживается на определенном уровне с помощью лучистого отопления. Для определения температуры поверхности почвы необходимо вычислить среднюю температуру грунта на глубине $\delta = 0,3$ м

$$t_{\text{гр}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{гр}} + t'_{\text{гр}}}{2},$$

а затем составить и решить систему уравнений теплового баланса на поверхности почвы и ограждения теплицы [2,3].

Подобрав шаг и глубину заложения труб из условия, чтобы выполнялось равенство (4), определяют количество тепла, отдаваемое 1 м трубы, по формуле (3) или (4).

Количество тепла, отдаваемое участком трубы, $Q = q l$, где l - длина участка трубы, м.

Расход теплоносителя (кг/с) на данном участке равен

$$G = \frac{Q}{c(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})},$$

где c — удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·град ;
 $t_{вх}, t_{вых}$ — температура теплоносителя в начале и конце участка, град.

По расходу теплоносителя можно назначить диаметр труб, закладываемых в массив грунта, затем вычислить отношения h/d и a/d и по графику, приведенному на рис.3, определить сопротивление массива грунта R , отнесенное к коэффициенту теплопроводности λ . Величину $\bar{R}$ можно также вычислить по формуле

$$\bar{R} = \frac{1}{2\pi} \ln \left[\frac{2a}{\pi d} \operatorname{sh} \left(\frac{2\pi}{a} h \right) \right]. \quad (5)$$

Зная $\bar{R}$, величину θ определяем из уравнения

$$\theta = \frac{\bar{R} \theta}{\bar{R}}, \quad \text{где} \quad \theta = \frac{t_{гр} - \tau_{п}}{t_{т} - \tau_{п}}.$$

Температура поверхности труб, близкая к температуре теплоносителя, подаваемого в систему почвенного обогрева, будет равна

$$t_{т} = \frac{t_{гр} - \tau_{п}}{\theta} + \tau_{п}.$$

При повышении температуры теплоносителя будет увеличиваться $t_{гр}$ и уменьшаться при снижении. При заданных h и a можно решить и обратную задачу, определить диаметр труб по заданной температуре теплоносителя. Такую задачу приходится решать при использовании отбросного тепла промпредприятий.

Пример расчета почвенного обогрева теплиц

Дано: параметры наружного воздуха $t = -22^{\circ}\text{C}$, $v = 5,9 \text{ м/с}$; параметры воздуха в теплице $t = 18^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{н} = 90\%$; коэффициент теплопроводности почвы $\lambda = 0,25 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$; $t_{гр} = 30^{\circ}\text{C}$; $t'_{гр} = 24^{\circ}\text{C}$.

Решение:

1. Воспользовавшись работой [3], определяем температуру поверхности почвы, $\tau_{п} = 13,3^{\circ}\text{C}$.

2. Подбираем шаг и глубину заложения труб из условий выполнения равенства (4), для этого вычисляем правую часть уравнения (4)

$$\frac{\Delta t}{\Delta t - A_t} = \frac{30 - 13,3}{30 - 13,3 - 30 + 24} = 1,56.$$

Затем, задаваясь глубиной заложения труб и шагом между трубами, вычисляем левую часть уравнения (4). При $h = 0,5$ м и $a = 1,2$ м (см.рис.2) $\bar{R}\theta = 0,32$; $\bar{R}\theta' = 0,205$;

$$\frac{\bar{R}\theta}{\bar{R}\theta'} = \frac{0,32}{0,205} = 1,56.$$

3. Подобрав a и h , определяем теплоотдачу 1 м трубы по формуле (2) или (3), $q = 73$ Вт/м.

При длине трубы 71,5 м теплоотдача всей трубы $\theta = 5210$ Вт, а расход теплоносителя $G = 900$ кг/ч при $t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}} = 5^{\circ}\text{C}$.

4. Назначив по расходу диаметр труб $d = 25$ мм, определяем температуру теплоносителя, подаваемого в систему почвенного обогрева,

$$t_{\text{т}} = \frac{t_{\text{гр}} - \tau_{\text{п}}}{\theta} + \tau_{\text{п}} = \frac{30 - 13,3}{0,377} + 13,3 = 57,6^{\circ}\text{C}.$$

$\theta = \frac{\bar{R}\theta}{\bar{R}} = \frac{0,32}{0,85} = 0,377$, где $\bar{R}$ вычисляется по формуле (5) или по графику (рис.3).

Резюме. Мощность системы почвенного обогрева, обеспечивающая относительную равномерность температуры грунта на заданной глубине, практически не зависит от диаметра труб.

Основное влияние на теплоотдачу труб оказывают шаг между трубами и глубина заложения труб.

Изложенная методика и приведенные графики позволяют значительно упростить расчет системы почвенного обогрева теплиц.

На выборе температуры теплоносителя оказывает влияние диаметр труб.

Л и т е р а т у р а

1. Иоффе И.А. О стационарном температурном поле в полограниченном массиве с внутренними цилиндрическими источниками тепла. - ЖТФ, т. XXVIII, 1958, вып. 5. 2. А н у ф р и е в Л.Н., Позин Г.М. Метод теплотехнического расчета неотапливаемых культурационных сооружений. - "Водоснабжение и санитарная техника", 1965, № 12. 3. Строй А.Ф. Определение плотности теплового потока, поступающего в теплицу от системы почвенного обогрева. - В кн.: "Мат-лы конф. по внедрению результатов науч.исслед., проводимых в вузах республики." Каунас, 1973.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИХ И АКУСТИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ГЛИН, ОБОЖЖЕННЫХ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ
ТЕМПЕРАТУРАХ

Важнейшие свойства керамических изделий, полученных на основе местных глин, — их механическая прочность и морозостойкость.

Существующие методики определения этих параметров в большинстве случаев деструктивны, их информационная емкость незначительна, а время испытаний настолько велико, что не позволяет применить эти методы для экспресс-анализа. Таким образом, вопросы неразрушающего контроля долговечности строительных материалов остаются актуальными и требуют дальнейших исследований.

С этой целью измерялись электрофизические и акустические характеристики керамики, полученной при обжиге глин различного состава в диапазоне температур от 700 до 1000°С. Исследовались образцы, изготовленные методом пластического формования из смеси глин Минского и Гайдуковского месторождений в пропорции 3:1 (состав № 1), а также глина Витебского месторождения с 30%-ным содержанием песка (состав № 2), обожженные в силитовой печи при температурах 700, 800, 900 и 1000°С.

Измерялись следующие электрофизические и акустические характеристики: удельное объемное сопротивление абсолютно сухих ρ_V и воздушно-сухих ρ'_V образцов; тангенс угла диэлектрических потерь $\operatorname{tg} \delta$, скорость ультразвука v и динамический модуль упругости E . Параллельно определялись механическая прочность МП, морозостойкость n и коэффициент набухания k .

Удельное объемное сопротивление сухих образцов определялось на приборе ИК-62 в комплекте с электрометрическим вольтметром ЭМ-61 А и с пределами измерений от 10^8 до 10^{17} Ом. Исследования образцов воздушно-сухого состояния проводились на электронном тераомметре ВМ283 с пределами измерений от 10^5 до 10^{13} Ом.

Образцы представляли собой плоскопараллельные шайбы диаметром 75 и толщиной 5 мм. В качестве материала электродов была использована суспензия графита в цапон-лаке, которая с помощью трафарета и кисти наносилась тонким слоем на

подготовленные поверхности образца. Диаметр измерительного электрода составлял 50 мм, высоковольтного электрода – 70 мм, ширина охранного кольца – 10 мм. Ширина зазора между охранным кольцом и измерительным электродом равнялась 2 мм. Для обеспечения контакта между электродами и приборами использованы круглые латунные пластинки и охранный кольцо, к которым крепились соединительные провода.

Удельные объемные сопротивления рассчитывались по формуле

$$\rho_V = \frac{R_x \pi D^2}{4h},$$

где R_x – сопротивление исследуемого образца, измеренное через 6 мин после подачи напряжения; D – диаметр измерительного электрода; h – толщина образца.

Измерение $\operatorname{tg} \delta$ выполнялось на куметре типа ВМ271 с использованием образцов – шайб.

Расчеты проводились по формуле

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{1}{2\pi R C f},$$

где C – емкость образца, F ; f – частота изменения электрического поля; R – сопротивление замещения.

Результаты измерений ρ_V , ρ'_V и $\operatorname{tg} \delta$ для различных составов приведены в табл. 1.

Из сравнения данных, приведенных в табл. 1, следует, что ρ_V , ρ'_V и $\operatorname{tg} \delta$ для образцов керамики, имеющих одинаковую температуру обжига, зависят от химического и гранулометрического состава глины.

Для глин одного и того же состава наблюдается уменьшение ρ_V при повышении температуры обжига до 900°C, которое можно объяснить ростом содержания аморфной фазы (стекла) за счет оплавления поверхности псевдоглинистых частиц. Дальнейшее повышение температуры обжига приводит к некоторому увеличению ρ_V , что можно объяснить появлением в стекле кристаллических новообразований, поскольку при температурах, больших 900°C, возможно образование муллита [1].

Рентгеноструктурный анализ исследуемых образцов подтвердил наличие муллита и анартита, начиная с температуры обжига 900°C и выше, причем количество новообразований с возрастанием температуры обжига увеличивается.

Для образцов воздушно-сухого состояния зависимость ρ'_V от температуры обжига имеет обратный характер. Возрастание ρ_V можно объяснить тем, что с увеличением температуры

Таблица 1. Зависимость удельного объемного сопротивления и тангенса угла диэлектрических потерь от температуры обжига керамики

Определяемая величина	Температура обжига, °С							
	Состав № 1				Состав № 2			
	700	800	900	1000	700	800	900	1000
ρ_V Ом·см·10 ⁻¹³	61	27	8,7	92	26	14	5,5	6,1
ρ'_V Ом·см·10 ⁻⁹	15	710	2200	3400	1,4	18	45	91
$\text{tg } \delta \cdot 10^2$	6,9	2,7	0,9	0,8	14	5,4	3,1	1,3

Таблица 2. Зависимость E , ν , МП, k , n от температуры обжига керамики

Определяемая величина	Температура обжига, °С							
	Состав № 1				Состав № 2			
	700	800	900	1000	700	800	900	1000
E , кгс/см ² ·10 ⁻⁴	5,5	5,9	6,8	8,2	5,2	6,1	7,7	8,9
ν , м/с·10 ⁻³	1,9	2,1	2,2	2,2	1,9	2,3	2,9	3,0
МП, кгс/см ²	190	200	270	320	180	290	340	410
k_H , %·10 ²	7,2	4,1	1,5	1,2	6	4	1,3	0,9
	6	10	>30	>30	8	12	>30	>30

обжига происходит перераспределение пор по размерам. Мелкие поры ($< 10^{-5}$ см) заполняются стекловидной фазой, процентное же содержание крупных пор увеличивается [2]. Это приводит к уменьшению количества воды, сорбированной образцом из воздуха и, как следствие, к росту сопротивления образцов.

Аналогично можно объяснить и изменения величины диэлектрических потерь $\text{tg } \delta$, которые с ростом температуры обжига уменьшаются.

Акустические измерения выполнялись с помощью ультразвукового прибора УКБ-1, где определялась скорость распространения продольных волн, и установки ИЧМК-3 для замера частоты изгибных колебаний, по которым рассчитывался динамический модуль упругости E .

Использовались образцы в виде балочек размером 40x40x160 мм, которые обжигались в выбранном температурном интервале.

Данные по определению значений E и ν приведены в табл. 2. Там же показаны значения механической прочности (МП) керамики, полученные при параллельных испытаниях на кубах размером 40x40x40 мм по стандартной методике (ГОСТ 4071-48), а также значения коэффициента набухания k

[3] и количество циклов попеременного замораживания и оттаивания n , характеризующих морозостойкость изделия (ГОСТ-7025-67).

Из сравнения данных табл. 2 следует, что температура обжига по-разному влияет на механическую прочность керамики. Если при 700 °С механическая прочность образцов различного состава совпадала, то при 1000 °С различие составило 90 кгс/см². Эта зависимость, хотя и в меньшей степени, повторяется и для скорости распространения ультразвука. Связь между механической прочностью и скоростью ультразвука вполне соответствует современным представлениям физики неразрушающего контроля.

Полученные значения E и k достаточно хорошо совпадают с литературными данными [2,3], из которых следует, что при значениях $E \geq 7 \cdot 10^4$ кгс/см² и $k \leq 0,02\%$ образцы являются морозостойкими.

Резюме. Значения измеренных электрофизических и акустических характеристик образцов керамики зависят от состава исходного сырья, а для одного и того же состава - от температуры обжига образцов.

Существует зависимость от указанных технологических факторов основных эксплуатационных характеристик материала: морозостойкости и механической прочности.

Возможно установление корреляционной взаимосвязи между рассмотренными характеристиками и на ее основе проведение неразрушающегося экспресс-контроля долговечности керамических материалов.

Л и т е р а т у р а

1. Будников П.П., Гистлинг А.М. Реакции в смесях твердых тел. 3-е испр. и доп. изд. М., 1971. 2. Беркман А.С., Мельникова И.Г. Структура и морозостойкость стеновых материалов. М., 1962. 3. Петров Л.К., Пых Е.С. Ускоренный метод определения морозоустойчивости пористых керамических изделий. - В сб. науч. раб. НИИСМ БССР, вып. 4. Минск, 1955.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ДВУХФАЗНОМ ВОСХОДЯЩЕМ ЗАКРУЧЕННОМ ПОТОКЕ

Как показано в исследованиях [1,2], перспективным методом интенсификации тепло- и массообмена при воздействии газожидкостных систем является использование аэродинамических возможностей закрученного двухфазного потока.

В данной статье изложены результаты экспериментального исследования теплообмена между стенкой и закрученным потоком.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи от стенки к пленке определялось из уравнения

$$\alpha_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{эл}} - Q_{\text{п}}}{F(t_{\text{ст}} - t_{\text{пл}})_{\text{ср}}}, \quad (1)$$

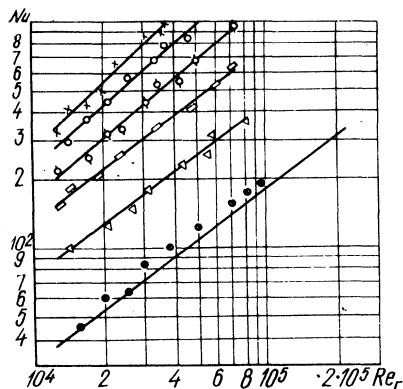
где $t_{\text{ст}}$ и $t_{\text{пл}}$ - среднеинтегральные температуры стенки и пленки, °C; F - поверхность теплообмена, равная внутренней поверхности трубки, м²; $Q_{\text{эл}}$ - тепло, выделяемое нагревателем, Вт; $Q_{\text{п}}$ - тепловые потери в окружающую среду, Вт.

Экспериментальное исследование по теплообмену выполнено на установке, схема которой представлена на рис.1. Основным элементом установки - трубка-калориметр 1. На ее наружной поверхности располагается электрический нагреватель 2, состоящий из четырех регулируемых секций. Трубка-калориметр снаружи и с торцов покрывается изоляцией. Воздух, подаваемый воздуходувкой 18 по воздуховоду 19, пройдя дроссельную диафрагму 21 и закручиватель, размещенный в приемной камере 24, поступает в трубу-калориметр, приобретая при этом вращательное движение. Жидкость из водопровода подается в напорный бак постоянного уровня 9; далее через расходомер (ротаметры РС-3, РС-5) 23 направляется в приемную камеру, откуда сквозь кольцевую щель, образованную торцами закручивателя и трубки, захватывается восходящим потоком воздуха и подается в виде закрученной пленки по стенке трубки-калориметра в направлении разделительной 3 и сепарационной 4 камер.

Для измерения температуры поверхности стенки по высоте трубки-калориметра размещены двенадцать хромель-алюмелевых термопар, э.д.с. которых замерялась потенциометром КП-59 18 класса точности 0,05.

Таблица 2. Основные параметры трубок-калориметров

Длина трубки-калориметра l, мм	Материал	Диаметр, мм		Поверхность, м ²	
		внутренний d _{вн}	наружный d _{нар}	внутренняя F _{вн}	наружная F _{нар}
280	Сталь марки 1Х18Н9Т	26	33	0,02286	0,029
650	—, —	26	33	0,046	0,057

Рис. 2. Зависимость $Nu = f(Re_r)$ при $Re_{ж} = 380$, $t/d_{вн} = 0,95$, $Pr_{ж} = 4,8$.

l/d				l/d	
Двухфазный закрученный поток				Двухфазный осевой	Однофазный осевой
10	15	20	25	25	25
+	o	o	□	▽	⊕

По достижении стационарного режима, наступление которого определяли по электронному автоматическому потенциометру типа ЭПП-09МЗ, измеряли силу тока и падение напряжения в нагревателе по амперметру 16 и вольтметру 15, температуру жидкости и воздуха на входе и выходе из установки ртутными термометрами 6 с ценой деления $0,1^{\circ}\text{C}$, э.д.с. термопар, показания психрометров 5 на входе и выходе из установки и перепад давления по дифманометру 22.

После наладочных и градуировочных экспериментов было проведено двенадцать серий основных опытов. В опытах определялся коэффициент теплоотдачи в зависимости от режимов движения газа, жидкости и геометрических параметров закручивателей, характеристика которых приводится в табл. 1.

Характеристика трубок-калориметров, на которых были проведены опыты, приводится в табл. 2.

Опыты проводились в диапазоне изменения следующих параметров: числа Рейнольдса по воздуху $Re = 13600 - 78000$; числа Рейнольдса по жидкости $Re_{ж} = 50 - 900$; симплекса закрутки $\frac{t}{d_{вн}} = 0,54 - 1,4$; критерия Прандтля $Pr_{ж} = 2,2 - 5,5$; средней температуры жидкости $t = 30 - 80^{\circ}\text{C}$.

Обработка результатов исследования производилась по известной методике [3 - 5].

На рис.2 представлена зависимость $Nu = f(Re_r)$.

Физические параметры принимались по средней арифметической температуре жидкости и газа, а за определяющий размер взят внутренний диаметр трубки-калориметра.

Для выяснения влияния геометрических характеристик закручивателя на теплообмен построен график в логарифмической анаморфозе (рис.3), из которого следует, что теплообмен интенсифицируется с уменьшением относительного шага закручивателя.

Рис.3. Влияние относительного шага закручивателя на теплообмен: 1 - $Re_r = 13,6 \cdot 10^3$; 2 - $18,9 \cdot 10^3$; 3 - $23,8 \cdot 10^3$; 4 - $25,5 \cdot 10^3$; 5 - $32,8 \cdot 10^3$; $Re_{ж} = 180$, $1/d_{вн} = 10$.

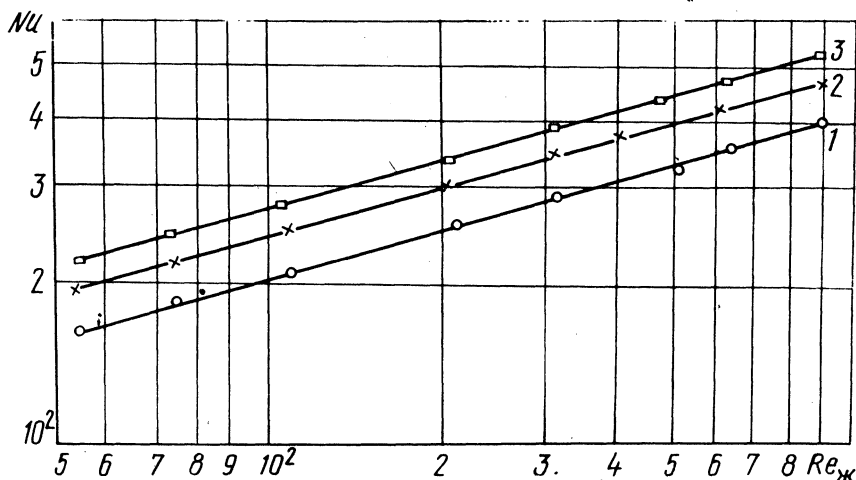
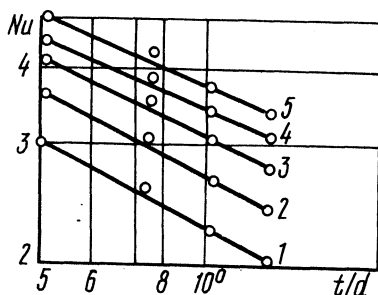


Рис.4. Зависимость Nu от $Re_{ж}$ при $t/d_{вн} = 0,95$; $1/d_{вн} = 10$; 1 - $Re_r = 13,6 \cdot 10^3$; 2 - $18,9 \cdot 10^3$; 3 - $25,5 \cdot 10^3$.

Чтобы представить, как влияет орошение жидкости на величину коэффициента теплоотдачи по материалам опытов, построен график (рис.4).

Таблица 3. Опытные значения коэффициентов критериального уравнения

Тип закручива- теля	Отно- ситель- ная длина $l/d_{\text{вн}}$	Геомет- рический симплекс $t/d_{\text{вн}}$	Границы режимов			с	m	n	q	p
			$Re_{\Gamma} \cdot 10^{-3}$	$Re_{\text{ж}} \cdot 10^{-2}$	$Pr_{\text{ж}}$					
Винто- вая вставка	10,75	0,54-1,4	13,6-78	0,5-9	2,2-5,5	0,01	0,85	0,3	0,4	-0,32
"	25	0,54-1,4	13,6-78	0,5-9	2,2-5,5	0,007	0,8	0,3	0,4	-0,25

Опытные данные по теплообмену для исследованного диапа-
зона основных параметров могут быть аппроксимированы зави-
симостью вида

$$Nu = C Re_{\Gamma}^m Re_{\text{ж}}^n Pr_{\text{ж}}^n \left(-\frac{t}{d_{\text{вн}}} \right)^p. \quad (2)$$

Критерии подобия определялись по следующим формулам:

$$\text{критерий Нуссельта } Nu = \frac{\alpha_{\text{ст}} d_{\text{вн}}}{\lambda_{\text{ж}}};$$

$$\text{критерий Рейнольдса для газа } Re_{\Gamma} = \frac{W_{\Gamma} d_{\text{вн}} \rho_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma}};$$

$$\text{критерий Рейнольдса для жидкости } Re_{\text{ж}} = \frac{4\Gamma}{\mu_{\text{ж}}};$$

$$\text{критерий Прандтля } Pr_{\text{ж}} = \frac{\mu_{\text{ж}} c_{\text{ж}}}{\lambda_{\text{ж}}},$$

где Γ – плотность орошения, $\text{кг/м} \cdot \text{с}$; ρ_{Γ} – плотность воздуха, кг/м^3 , $\lambda_{\text{ж}}$ – коэффициент теплопроводности жидкости, $\text{Вт/м} \cdot \text{град}$; $\mu_{\Gamma}, \mu_{\text{ж}}$ – коэффициент вязкости воздуха, жидкости $\text{Н} \cdot \text{с/м}^2$; $c_{\text{ж}}$ – удельная теплоемкость жидкости, $\text{Дж/кг} \cdot \text{град}$; w_{Γ} – осевая скорость газа, м/с .

Значения коэффициентов c, m, n, q и p приведены в табл.3.

Резюме. Двухфазные закрученные потоки существенно интенсифицируют теплообмен.

В результате сопоставления энергетических затрат на закручивание потока и количества перенесенного при этом тепла определен оптимальный диапазон геометрического симплекса винтовой вставки, равный 0,8 – 1,4.

Опытные данные, обобщенные в критериальной форме, позволили получить уравнение (2), которое может быть использовано при расчете аппаратов с двухфазным закрученным потоком.

Л и т е р а т у р а

1. Большаков А.Г., Рябых В.Г. Исследование гидродинамики теплообменника с закрученными потоками газа и жидкости. - "Изв. вузов СССР. Энергетика", 1970, №9.
2. Гухман Л.М., Ершов А.И., Плехов И.М. Исследование гидродинамики и массопередачи в цилиндрическом контактном устройстве при двухфазном закрученном потоке. - В сб.: Общая и прикладная химия. Минск, 1970, вып.3.
3. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процесса теплообмена. М., 1962.
4. Кассандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. М., 1970.
5. Батунер Л.М., Позин М.Е. Математические методы в химической технике. М., 1971.

УДК 666.973

А.П. Лебедев (канд.техн.наук)

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ТВЕРДЕНИЯ БЕТОНА

Для термодинамических систем с переменной массой, к которым относится твердеющее бетонное изделие, уравнение Гиббса имеет вид

$$dH = dq + Vdp + \sum \mu_i dB_i + C_p dM - r dM', \quad (1)$$

где H - энтальпия термодинамической системы; q - количество тепла, подведенное к системе; V - объем порового пространства в системе; B_i - количество воды, участвующее в гидратации цемента; μ_i - химический потенциал i -й реакции гидратации; r - теплота парообразования; C_p - теплоемкость воды, вносимая в систему; M - масса воды, вносимая в систему; M' - масса воды, удаляемая из системы; p - давление жидкой и газообразной фаз в системе.

При твердении бетона в нормальных температурно-влажностных условиях ($t = 18 - 20^\circ\text{C}$ и $\varphi = 95 - 100\%$), т.е. при отсутствии тепло- и массообмена с окружающей средой $dq = 0$ и $dM = 0$. Для этого случая твердения бетонной смеси уравнение (1) принимает вид

$$dH = V dp + \sum \mu_i dB_i. \quad (2)$$

При тщательном перемешивании компонентов в бетонной смеси энергия, выделяющаяся при гидратации цемента $\sum \mu_i dV_i$, будет равномерно распределена по объему твердеющего бетона. Поэтому перепады температуры по сечению изделия будут незначительны и быстро уменьшаются, так как скорость гидратации при естественных условиях твердения сравнительно мала и при относительно небольших модулях поверхности ($M < 5$) система в процессе твердения будет находиться в условиях, близких к равновесным, а объем жидкой фазы будет уменьшаться за счет расхода воды на гидратацию. При постоянном объеме порового пространства давление в нем будет понижаться, в изделии создается вакуум. Под действием давления окружающей среды объем порового пространства может уменьшаться.

В процессе тепловой обработки в кассетах массообмен с окружающей средой ограничен и им можно пренебречь. В этом случае уравнение (1) запишется в виде

$$dH = dq + Vdp + \sum \mu_i dV_i. \quad (3)$$

При таком способе ускоренного твердения все тепло, подводимое к бетону, и теплота реакций гидратации цемента расходуются на повышение температуры всех составляющих бетонной смеси. При этом жидкая и газовая фазы увеличиваются в объеме, но из-за ограниченного объема порового пространства в нем создается значительное давление, достигающее нескольких мегапаскалей. Однако больших нарушений поровой структуры бетона не происходит, так как возникающие напряжения компенсируются жесткой формой, которая препятствует действию внутреннего давления.

Наибольшие нарушения поровой структуры бетона наблюдаются при тепловой обработке в среде влажного насыщенного пара. Для этого способа тепловой обработки уравнение (1) принимает вид

$$dH = dq + Vdp + \sum \mu_i dV_i + C_p dM. \quad (4)$$

Согласно уравнению (4), при пропаривании бетона на него совместно действуют два потока тепла: внешний dq и внутренний $C_p dM$. Конденсат, внедряющийся в тело твердеющего бетона, вносит дополнительное количество тепла и компенсирует расход воды на гидратацию цемента, а в легких бетонах даже превышает его [1]. Поэтому в поровом пространстве возникают давления, значительно превышающие прочность бетона, и он

деформируется. Величина деформации колеблется в широких пределах вплоть до разрушения [2,3] в зависимости от продолжительности предварительной выдержки и интенсивности теплового воздействия. Особенно сильно нарушается поровая структура поверхностного слоя изделий, в котором образуются направленная пористость, а иногда и каверны.

Если в процессе тепловой обработки из твердеющего бетона будет удаляться некоторое количество воды, то для такого процесса уравнение (1) примет вид

$$dH = dq + Vdp + \sum \mu_i dB_i - r dM' \quad (5)$$

В данном процессе тепловое воздействие ослабляется действием процесса массообмена. Как следует из уравнения (5), перепады температур и давление в поровом пространстве будут определяться разностью $dq - r dM'$. Следовательно, чем интенсивнее испарение воды из твердеющего бетона, тем меньше тепловое воздействие на деформации бетона при тепловой обработке.

Сток влаги за счет испарения и гидратации может привести к усадке бетона, т.е. к уменьшению количества пор в бетоне.

Однако следует иметь в виду, что изложенные выше соображения справедливы в том случае, если количество подводимого тепла будет соразмерно с количеством затрат тепла на испарение. При $dq \gg r dM$ деформации бетона будут возрастать с увеличением q . Кроме того, при больших количествах подводимого тепла возможно обезвоживание изделий, так как интенсивность испарения при температурах выше 50°C всегда больше скорости реакций гидратации.

Резюме. В результате термодинамического анализа различных способов тепловой обработки бетона показано, что наиболее благоприятные условия создаются при твердении в сухой среде. Однако при этом следует создавать условия, препятствующие обезвоживанию бетона при изотермической выдержке.

Л и т е р а т у р а

1. Маслаков А.Д. Влияние технологических факторов на величину остаточной влажности керамзитобетонных изделий. Канд.дис. Минск, 1970. 2. Дмитриевич А.Д. Тепло- и массообмен при твердении бетона в паровой среде. М., 1968. 3. Выскребцов Г.Е., Матвиевский В.Д. Деформативность тяжелых бетонов при тепловой обработке изделий на заводах сборного железобетона в районах Сибири и Крайнего Севера. Красноярск, 1971.

М.Т. Солдаткин (докт.техн.наук),
А.М. Протасевич (канд.техн.наук),
Е.И. Грамович

ИЗМЕНЕНИЕ МОДУЛЯ УПРУГОСТИ КЕРАМЗИТОБЕТОНА ПРИ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКЕ В УСЛОВИЯХ "СУХОЙ" СРЕДЫ

Одним из факторов, влияющих на изменение величины модуля упругости керамзитобетона в процессе тепловой обработки является динамика температуры и влагосодержания бетона, зависящая от методов тепловой обработки и его экспериментального определения. Оценка указанных факторов позволит более качественно подойти к сопоставлению экспериментальных результатов, полученных статическим и динамическим методами исследования.

Изучение влияния температуры и влагосодержания керамзитобетона на его модуль упругости проводилось на установке, работающей по принципу прибора ИЧМК. Для экспериментов были использованы образцы размером $5 \times 5 \times 20$ см из керамзитобетона состава $1:0,56:0,5$ с $B/C=0,56$ и объемной массой 1400 кг/м^3 . Бетон приготавливался на портландцементе Волковысского завода и песке Королишевического карьера с модулем крупности 3,16. Керамзит с объемной насыпной массой 700 кг/м^3 изготовлен на Витебском заводе.

Образцы обрабатывались в электроиндукционной камере с теплоизлучающими поверхностями и выдерживались 28 суток в естественных условиях.

В процессе нагрева керамзитобетона на точность определения его модуля упругости могут влиять деструктивные явления, возможные изменения микроструктуры цементного камня и другие сопутствующие явления, возникающие при высоких температурах. Поэтому исследования проводились только при температуре до 70°C , которая считается не опасной для бетона в возрасте 28 суток.

Изменение величины динамического модуля упругости керамзитобетона от влагосодержания определялось по результатам испытаний образцов при равновесном влагосодержании с окружающей средой, имеющей температуру 20°C , и последующем увлажнении их без предварительной сушки. Результаты обработки исследований представлены на рис. 1, а, б.

Из приведенных данных видно, что с повышением температуры и влагосодержания керамзитобетона его модуль упругости значительно изменяется. При этом между величиной динамического модуля упругости и температурой сохраняется прямопропорциональная зависимость. Это позволяет аппроксимировать данную зависимость выражением

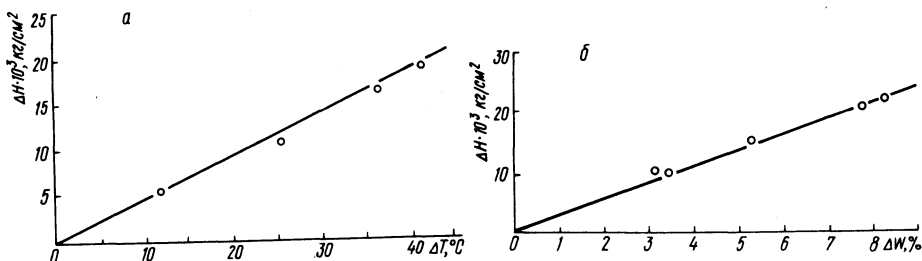


Рис. 1. Изменение величины динамического модуля упругости керамзитобетона: а - в зависимости от приращения температуры; б - в зависимости от приращения влагосодержания.

$$H_t = H_{20} + 456 \Delta t, \quad (1)$$

где H - величина динамического модуля упругости керамзитобетона при $t = 20^\circ\text{C}$, кг/см^2 ; Δt - изменение температуры керамзитобетона от величины 20°C .

Уравнение (1) записано на основании экспериментальных данных, представленных на рис.1. Знак минус принимается в случае нагрева керамзитобетона выше 20°C , знак плюс при охлаждении ниже 20°C .

Зависимость изменения динамического модуля упругости от влагосодержания, представленная на рис.1,б, аппроксимируется выражением

$$\Delta H_W = 348 \Delta W, \quad (2)$$

где ΔH_W - приращение величины модуля упругости керамзитобетона при изменении влагосодержания на величину $\Delta W, \%$.

Экспериментальные исследования изменения динамического модуля упругости керамзитобетона от температуры и влагосодержания проводились на образцах, возраст которых был больше 28 суток. Поэтому представленные результаты можно использовать только для качественной оценки изменения динамического модуля упругости твердеющего керамзитобетона в зависимости от указанных факторов. На ранних стадиях набора прочности керамзитобетона влияние температуры и влагосодержания сказывается на величине модуля упругости больше, чем в более поздние сроки. Это объясняется в основном изменением

Таблица 1. Сопоставление величин статического и динамического модулей упругости твердеющего керамзитобетона, замеренных в процессе тепловой обработки

Возраст бетона, ч	Модуль упругости, 10^3 кгс/см ²								
	верхний слой			средний слой			нижний слой		
	E, 0,2 R _{пр}	H	$\frac{H-E}{E}$ 100%	E, 0,2 R _{пр}	H	$\frac{H-E}{E}$ 100%	E, 0,2 R _{пр}	H	$\frac{H-E}{E}$ 100%
3	-	11,6	-	-	6,2	-	-	9,2	-
4	25,8	31,2	21,0	-	20,0	-	-	25,0	-
5	42,7	51,2	20,0	35,3	41,2	17,0	37,4	45,0	20,5
6	60,0	71,2	19,0	52,0	62,0	19,5	57,5	68,7	18,0
168	94,0	106,0	13,0	94,0	106,0	13,0	94,0	106,0	13,0
672	110,0	116,0	5,0	110,0	116,0	5,0	110	116,0	5,0

Примечание. E - статический модуль упругости, кгс/см².

ем упругих свойств цементного камня в зоне контакта с заполнителем. Слабые контакты на границах заполнителя и цементного теста по мере набора прочности развиваются с упрочнением хаотического кристаллизационного каркаса, и упругие свойства материала стремятся к величинам, характерным для упрочненного состояния материала.

Исследование кинетики динамического и статического модулей упругости твердеющего керамзитобетона, результаты которых представлены в табл. 1, проводились на образцах, находящихся в разных условиях сопряжения с окружающей средой, и через неодинаковые промежутки времени после извлечения из камеры. Температура образцов размером 10 x 10 x 40 см при статических испытаниях приближалась к температуре окружающей среды, равной 25°C, в то время как образцы размером 5 x 5 x 20 см во время испытаний на резонансном приборе практически имели ту же температуру, что и при тепловой обработке в пределах 60 - 65°C.

Охлаждение образцов размером 10 x 10 x 40 см сопровождалось испарением влаги с поверхностных слоев, при этом их влагосодержание на 2 - 3% меньше, чем образцов размером 5 x 5 x 20 см, что сказалось на результатах экспериментов после извлечения их из камеры. Приближенная оценка по выражениям (1) и (2) дала различие в величинах статического и динамического модулей упругости твердеющего керамзитобетона из-за разных условий проведения замеров в пределах 10%, что меньше общей разности этих характеристик керамзитобетона (18 - 21%). Необходимо отметить, что по мере увеличения возраста керамзитобетона, когда температура и влагосодержание образцов равны, общая разность величин модуля упругости уменьша-

ется до 5 - 13%. Это позволяет утверждать, что особенности методик исследований модуля упругости керамзитобетона в процессе набора прочности при тепловой обработке не оказали значительного влияния на их результаты.

Резюме. Экспериментальным путем получены данные по изменению модуля упругости керамзитобетона в процессе тепловой обработки.

Ошибка при определении величин модуля упругости твердеющего керамзитобетона из-за влияния температурных и влажностных условий лежит в пределах 10%.

УДК 666.97

А.П. Лебедев (канд.техн.наук),
И.И. Станёцкая (канд.техн.наук)

О НЕКОТОРЫХ ПРИНЦИПАХ ЗАДАНИЯ РЕЖИМОВ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ БЕТОННЫХ И ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Процесс нагрева свежесформованного бетона относится к нестационарным тепловым процессам, сопровождающимся возникновением температурного и влажностного градиентов по сечению тела. Наличие градиентов в теле изделия вызывает появление термических и влажностных напряжений, которые приводят к нарушению структуры твердеющего бетона. Согласно [1, 2], чем больше перепады температур и влагосодержаний по сечению тела, тем значительнее напряжения и тем большие нарушения целостности изделий.

При нагреве изделий влажным насыщенным паром процесс теплообмена описывается граничными условиями третьего рода. Для этих условий тепловой обработки в существующих нормативных документах режим нагрева бетона рекомендуется задавать главным образом изменением температуры среды в камере. Причем, одни авторы [3] задают режим нагрева бетона в виде скорости подъема температуры среды с учетом толщины изделий, другие [4,7] без учета ее. Некоторые считают [6], что скорость подъема температуры среды не имеет значения только для тонких изделий ($\delta = 50 - 150$ мм), тепловая же обработка толстых ($\delta = 400$ мм и выше) должна производиться при максимально замедленном подъеме температуры среды в камере. Э.Я.Эршлер [5] приходит к совершенно противоположному выводу: для толстых изделий допустимо бо-

лее быстрое нагревание при коротком изотермическом прогре-
ве, чем для тонких.

При нагреве бетона в воздушно-сухой среде задается тем-
пература среды и продолжительность тепловой обработки [8-10].
Такие режимы назначаются в основном из-за опасности обез-
живания бетона, особенно его поверхностных слоев.

Большинство указаний и рекомендаций по режимам тепловой
обработки бетона не учитывают интенсивности тепло- и массо-
обменных процессов. Однако градиенты температуры и влаго-
содержания, которые являются причиной возникновения де-
структивных явлений в твердеющем бетоне, определяются глав-
ным образом этими процессами и размером изделия в направ-
лении потока тепла (массы).

Нагрев бетона в среде влажного насыщенного пара происход-
ит при граничных условиях 3-го рода. В этом случае перепад
температуры по сечению одномерного тела является функцией
критериев $Fo = \frac{a\tau}{R^2}$ и $Bi = \frac{\alpha R}{\lambda}$:

$$\frac{\Delta t}{t_{cp} - t_o} = \Phi (Fo, Bi), \quad (1)$$

где a - коэффициент температуропроводности, m^2/s ; τ - вре-
мя, s ; R - определяющий размер тела; α - коэффициент теп-
лоотдачи, $Вт/м^2 \cdot град$; λ - коэффициент теплопроводности твер-
деющего бетона, $Вт/м \cdot град$.

Из выражения (1) следует, что перепад температуры в теле
твердеющего бетона зависит не только от температуры среды
 t_o , но и от коэффициента теплоотдачи α и определяющего
размера R .

Критерий Био, входящий в выражение (1), представляет со-
бой отношение внутреннего сопротивления теплопереносу к вне-
шнему. Если внешнее сопротивление мало по сравнению с внут-
ренним ($Bi > 50$), то по сечению изделий возникают большие
перепады температур, которые способны привести к структур-
ным нарушениям в бетоне и снижению его физико-механических
свойств. Изделия в этом случае следует считать "массивными".
И наоборот, при малой интенсивности теплообмена или малом
значении определяющего размера ($Bi < 1$), когда возникающие
температурные перепады незначительны, изделия будут "тонки-
ми".

При тепловой обработке бетонных изделий толщиной более
150 мм в среде влажного насыщенного пара значения критерия

B_i значительно больше 50, а температура среды изменяется аналогично температуре поверхности бетона. Поэтому в существующих нормативных документах и исследовательских работах в этой области режимы тепловой обработки рекомендуются задавать по изменению температуры среды в камере независимо от толщины обрабатываемых изделий [3 - 7].

Режимы тепловой обработки бетона в воздушно-сухих условиях назначаются по температуре среды и продолжительности тепловой обработки. Как видно, скорость роста температуры среды, а значит, и нагрева изделий в данном случае не лимитируется. Это связано с тем, что при тепловой обработке бетона в среде влажного воздуха вследствие меньшего коэффициента теплоотдачи α температурные перепады по сечению изделия и вызываемые ими деструктивные явления в твердеющем бетоне значительно меньше, чем при пропаривании [8-10].

Основной причиной снижения прочностных характеристик бетона при тепловой обработке в "сухой" среде является возможное обезвоживание поверхности или объема изделия при чрезмерном испарении из него воды. Поэтому и рекомендуется строго регулировать продолжительность тепловой обработки. Кроме того, некоторые исследователи связывают режимы тепловой обработки с модулем открытой поверхности M_o , представляющим собой отношение массообменной поверхности изделия к его объему. Однако введение этих факторов недостаточно для учета количества испарившейся воды и интенсивности ее удаления. Это затрудняет выбор оптимальных режимов тепловой обработки бетона.

Для этой цели удобно пользоваться значениями массообменного критерия Кирпичева

$$Ki_m = \frac{q_m R_m}{a_m \rho_o \Delta U}, \quad (2)$$

где q_m - интенсивность испарения, $кг/м^2 \cdot ч$; R_m - определяющий размер изделия в направлении потока массы, м; a_m - коэффициент диффузии, $м^2/ч$; ρ_o - плотность бетона, $кг/м^3$; ΔU - перепад влагосодержаний по сечению изделия, $кг/кг$.

Из условия сохранения сплошности водной фазы (одного из основных условий получения качественного бетона) видно, что независимо от толщины изделия и режима тепловой обработки предельное значение критерия Кирпичева равно 1. Пересечение кривой изменения действительного значения Ki_m в процессе

тепловой обработки с линией $Ki_m^{пр} = \text{const} = 1$ определяет область допустимых режимов тепловой обработки (рис.1).

Рассмотрим три возможных случая.

1. Кривая 1 изменения массообменного критерия Кирпичева в процессе тепловой обработки пересекается с линией предельных значений критерия $Ki_m^{пр} = \text{const} = 1$ в точке A_1 , которой соответствует время $\tau_1 < \tau_{min}$. Поскольку обезвоживание изделия начинается раньше минимального времени, необходимого для получения требуемой прочности бетона, то такой режим тепловой обработки недопустим.

2. Кривая 2 пересекается с линией $Ki_m^{пр} = \text{const} = 1$ в точке A_2 , которой соответствует время $\tau_2 = \tau_{min}$. Этот режим тепловой обработки является наиболее оптимальным, поскольку он позволяет за самое короткое время получить бетон заданных свойств.

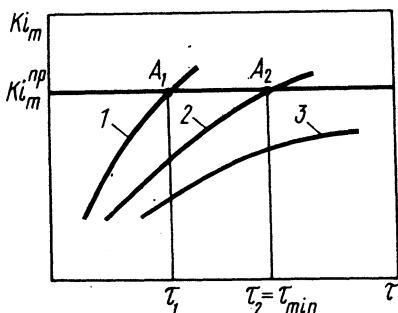


Рис.1. Изменение Ki_m в процессе тепловой обработки при разных режимах.

3. Все режимы тепловой обработки, при которых кривые изменения Ki [3] лежат ниже линии оптимального режима, являются допустимыми, а их продолжительность составляет $\tau_3 > \tau_{min}$. Однако такие режимы нежелательны, так как для получения требуемой распалубочной прочности необходимо увеличить продолжительность тепловой обработки.

Резюме. Доказано, что при выборе оптимального режима тепловой обработки бетона в сухой среде необходимо учитывать интенсивность массообмена, который характеризуется значением критерия Кирпичева. Для получения качественных изделий на протяжении всего цикла тепловой обработки должно соблюдаться условие $Ki_m \leq 1$.

Л и т е р а т у р а

1. Инструкция по пропариванию бетонных и железобетонных изделий на заводах и полигонах. М., 1965. 2. Инструкция по

тепловой обработке паром бетонных и железобетонных изделий на заводах и полигонах. М., 1969. 3. Миронов С.А., Малинина Л.А. Ускорение твердения бетона. М., 1964. 4. Кайсер Л.А., Марьямов Н.Б., Панфилова Л.И. Температурные градиенты в бетоне сборных конструкций, подвергаемых пропариванию, и их влияние на качество и долговечность бетонов. — "Труды РИЛЕМ". М., 1968. 5. Эршлер Э.Я. Влияние тепловыделения цемента на режимы пропаривания. — "Бетон и железобетон", 1962, № 2. 6. Таташвили А.З., Серингюлян В.В., Хаджашвили М.М. Тепловая обработка легких бетонов в вентилируемой сухой среде. — "Строительные материалы". 1969, № 5. 7. Чермянин И.Р., Вержбицкая М.Г., Загико В.М. Сравнительные исследования пропаривания и беспарового прогрева керамзитобетона. — "Строительные материалы, детали и изделия", вып. ХУІ. Киев, 1972. 8. Солдаткин М.Т., Будько С.К. Термообработка панелей наружных стен в электроиндукционной установке. М., 1968. 9. Пехович А.И., Жидких В.М. Расчеты теплового режима твердых тел. М., 1968. 10. Иванцов Г. П. Нагрев металла. М., 1948.

УДК 666.97

И.И. Станецкая (канд.техн.наук),
С.П. Баранов (канд.техн.наук)

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРОЦЕССА ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ МНОГОПУСТОТНЫХ ПАНЕЛЕЙ ПЕРЕКРЫТИЙ В ЭЛЕКТРОИНДУКЦИОННОЙ КАМЕРЕ С ТЕПЛОИЗЛУЧАЮЩИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

В настоящей работе приводятся результаты экспериментальных исследований процесса тепловой обработки панелей перекрытий в электроиндукционной камере с теплоизлучающими поверхностями [1].

Опыты проводились на заводе сборного железобетона Минского ДСК-1. На серийных многопустотных панелях типа ПТК59-12 и ПТК63-12, изготовленных из бетонной смеси состава: песок — 850 кг, щебень — 1050 кг, цемент Волковысского цементного завода марки 500 — 370 кг, вода — 165 кг. Формование панелей производилось на стандартной виброплощадке грузоподъемностью 5 т.

Предварительная выдержка отформованных изделий составляла 1,5 — 2 ч.

В процессе экспериментальных исследований были выявлены: оптимальная схема укладки панелей в камеру; распределение температур в бетоне изделий при различных схемах их укладки; количество испаренной воды затворения; механические свойства бетона панелей.

Анализ температурных кривых показывает, что при укладке панелей в один ряд по высоте максимальный перепад температур по сечению достигает 7°C по истечению часа после начала тепловой обработки, затем он уменьшается и через 3,5 ч составляет $2 - 3^{\circ}\text{C}$ (рис.1).

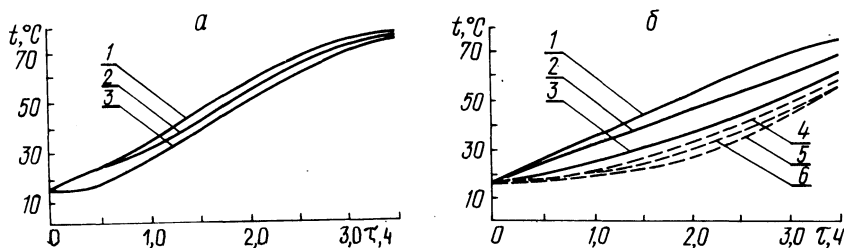


Рис. 1. Кривые изменения температур в процессе тепловой обработки: а - однорядная укладка панелей по высоте; б - двухрядная укладка панелей по высоте; 1, 2, 3 - соответственно в верхнем, среднем и нижнем сечении верхней панели; 4, 5, 6 - то же - нижней панели.

При двухрядной укладке панелей перепад температур по сечению верхней панели достигает максимальной величины через 2 ч после начала тепловой обработки и составляет 18°C . В дальнейшем он незначительно изменяется и к концу тепловой обработки равен 13°C .

Увеличение температурного перепада по сечению панелей при укладке их в два ряда по высоте объясняется изменяющимися условиями тепло- и массообмена по сравнению с однорядной укладкой. При постоянной мощности камеры плотность теплового потока остается постоянной и не зависит от количества загруженных изделий. В то же время при однорядной укладке происходит двусторонний нагрев панелей, а при двухрядной - верхняя и нижняя панели нагреваются только с одной стороны.

Перепад температур по сечению изделия при двустороннем нагреве равен [2]

$$\Delta t = \frac{qS}{2\lambda}, \quad ^{\circ}\text{C}, \quad (1)$$

а при одностороннем

$$\Delta t = \frac{qS}{\lambda}, \quad ^{\circ}\text{C}, \quad (2)$$

где q – плотность теплового потока, Вт/м²; S – толщина панели, м; λ – коэффициент теплопроводности материала панели, Вт/м·град.

Отсюда следует, что при одинаковых значениях коэффициента теплопроводности и плотности теплового потока перепад температур в случае одностороннего нагрева должен быть в два раза больше, чем при двустороннем. Однако при исследовании процесса тепловой обработки панелей оказалось, что перепад температур по сечению верхней панели при двухрядной укладке оказался больше, чем расчетный (18°С вместо 14°С).

При анализе температурного поля нижней панели обнаружено, что минимальная температура по ее сечению находилась не на верхней поверхности, а почти в среднем сечении. Это свидетельствует о том, что, во-первых, нижняя панель нагревается с двух сторон – от верхней панели сверху и от излучающей поверхности снизу; во-вторых, тепловое воздействие от нагретых поверхностей камеры на верхнюю панель интенсивнее, чем на нижнюю.

Последнее вызвано тем, что поддоны, на которых формируются панели, имеют сверху и снизу стальные листы, между которыми воздушное пространство. Поэтому нижний лист поддона является экраном для лучистого теплового потока и уменьшает его плотность в 2 раза. Вследствие этого температурный перепад по сечению в нижней панели не превышает 6 – 7°С, а в верхней он больше расчетного за счет теплоотдачи от нижней ее поверхности и нижней панели.

Особенностью процесса тепловой обработки бетонных и железобетонных изделий в камерах с теплоизлучающими поверхностями является перераспределение поступающего к изделиям потока тепла на нагрев и испарение. В начале процесса испарение практически отсутствует и все поступающее тепло расходуется на нагрев изделий (рис.2). По мере повышения температуры бетона интенсивность испарения воды и доля тепла на этот процесс увеличиваются, а на нагрев уменьшаются. Поэтому в процессе тепловой обработки скорость подъема температуры на поверхности изделий уменьшается и практически прекращается при 75 – 78°С. Это говорит о том, что почти все тепло, поступающее к изделию, идет на испарение.

Баланс влаги до и после тепловой обработки панелей позволяет с достаточной точностью судить о количественных расходах воды на испарение и гидратацию. После тепловой обработки в течение 3,5 ч средняя остаточная влажность составляет

1,5 - 2%, что соответствует 24 - 27 кг воды на 1 м³ бетона. Общее количество испаренной воды с одной панели равно 9 х 7,2 = 64,8 кг. Количество прогидратировавшей и физически связанной воды, определенное по разности $Q_{\text{затв}} - (Q_{\text{исп}} + Q_{\text{ост}}) = 165 - (27 + 64,8) = 44,2$ кг, составляет 12% от массы цемента.

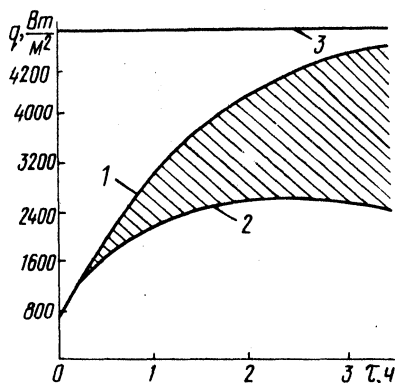


Рис. 2. График теплового баланса нагрева панелей: 1 - расход тепла на нагрев и испарение; 2 - расход тепла на нагрев бетона; 3 - тепловая мощность камеры.

Средняя температура верхних панелей через 3,5 ч равна 70-72°С, а нижних около 60°С. Так как дальнейшего роста температуры поверхности панелей не наблюдается, а происходит интенсивное их обезвоживание, то этот момент следует считать завершающим в процессе тепловой обработки.

Визуальные наблюдения показали, что все панели независимо от способа укладки и места их нахождения при тепловой обработке имели гладкую поверхность без шелушения и без трещин термического происхождения.

Совместно с панелями производилась тепловая обработка кубиков размером 200 х 200 х 200 мм. Характеристики механической прочности кубиков представлены в табл. 1.

Таблица 1. Прочность бетона

Условия твердения	Наименование панели	Механическая прочность, кг/см ²			
		после охлаждения	1-е сутки	7-е сутки	28-е сутки
В установке с тепло-излучающими поверхностями	Верхняя	205	220	310	312
		190	225	295	307
		207	220	305	310
	Нижняя	190	230	305	320
		194	225	315	325
Естественное твердение		182	228	310	315
					315
					330

Таблица 2. Результаты механических испытаний панелей

Наименование нагрузок	Ед. изм.	Вариант I		Вариант II	
		ПТК59-12	ПТК63-12	ПТК59-12	ПТК63-12
Расчетная для проверки появления первых трещин	кг/м ²	5640	5900	5640	5900
Действительная, вызвавшая появление первых трещин	"	5600	6200	6600	7000
Расчетная для проверки прогиба	"	4890	5183	4890	5183
Допустимый прогиб	мм	17	15	17	15
Максимальная (до разрушения)	кг/м ²	7500	9600	7500	9600
Действительная	"	7100	9800	9600	9800
		(разрушилась)	(не разрушилась)	(не разрушилась)	(не разрушилась)

Разница средних температур бетона в верхних и нижних кубиках существенно не сказалась на их механических свойствах. Кроме того, нарастание прочности бетона, который имел более низкую температуру, происходило несколько интенсивнее, а к 7-му суточному возрасту бетон набирал марочную прочность.

При тепловой обработке кубиков в опалубке и разопалубленных панелей процессы тепло- и массообмена протекают по-разному, и поэтому судить по кубиковой прочности о качестве изделий, подвергнутых тепловой обработке в камерах с теплоизлучающими поверхностями, нужно весьма осторожно. Исходя из этого, были проведены исследования несущей способности панелей (табл. 2).

Расход электроэнергии на термообработку 1 м³ плотного бетона при различных схемах укладки панелей в камере составил при однорядной укладке - 130 кВт, при двухрядной укладке - 95 кВт.

Резюме. При использовании электроиндукционной камеры с теплоизлучающими поверхностями для тепловой обработки многопустотных панелей перекрытий из тяжелого бетона время обработки можно сократить в 2,5 - 3 раза по сравнению с пропариванием. Общая длительность цикла тепловой обработки составляет около 3,5 ч, при этом распалубочная прочность достигает 65 - 70% $R_{н.тв}$, а в возрасте 7 суток - приближается к 100% $R_{2х}$.

Тепловую обработку изделий желательно производить в один ряд по высоте. В этом случае создаются более благоприятные

условия твердения бетона без деструктивных явлений, вызванных большими температурными перепадами по толщине.

Количество остаточной воды в бетоне панелей достаточно для дальнейшего процесса гидратации цемента.

Нежелательно выдерживать изделия в камере, когда температура их поверхности достигает $75 - 80^{\circ}\text{C}$. Это приведет к обезвоживанию бетона.

Л и т е р а т у р а

1. Солдаткин М.Т., Будько С.К. Термообработка панелей наружных стен в электроиндукционной установке. М., 1968.
2. Тайц М.Ю. Технология нагрева стали. М., 1953.

УДК 678.06

И.Д. Маслаков (канд.техн.наук) ,
А.Д. Маслаков (канд.техн.наук)

ПРОЦЕСС ТВЕРДЕНИЯ ПОЛИМЕРБЕТОНОВ

Процесс твердения полимербетонов ускоряется нагревом [1, 2]. В определенном интервале температур зависимость скорости твердения от температуры хорошо согласуется с уравнением Аррениуса

$$\ln k = \frac{A}{T} + B, (1) \quad \ln k_1 = - \frac{E^*}{R^* T} + B, (2)$$

где k_1 - константа скорости данной реакции; B - постоянная интегрирования, зависящая от реагирующих компонентов; R^* - универсальная газовая постоянная ($8,314 - 0,00035$); T - температура; E^* - энергия активизации ($E^* = -AR^*$).

Из уравнения (2) видно, что, чем выше энергия активизации, тем больше зависимость скорости реакции твердения от температуры. Зависимостью скорости реакции от температуры и объясняется ухудшение механических свойств изделий из полимербетонов при неравномерном нагреве их в процессе термообработки. Полимербетоны по своей природе являются диэлектрическими материалами с относительно низкой теплопроводностью. На равномерный нагрев их конвекционным или контактным способом требуется много времени. Это приводит к низкому коэффициенту использования производственных площадей.

Термообработка изделий из полимербетона методами диэлектрического нагрева в электрическом поле высокой или сверхвысокой частоты имеет ряд преимуществ. Диэлектричес-

кий нагрев обеспечивает равномерный по всему сечению и практически безынерционный нагрев полимербетонов, так как преобразование энергии электрического (или электромагнитного) поля в тепловую происходит непосредственно в нагреваемом веществе. При диэлектрическом нагреве возможно мгновенное включение и выключение потока энергии, что имеет большое значение при регулировании скорости реакций твердения полимербетонов. Физические основы и преимущества диэлектрического нагрева достаточно полно освещены в литературе [3 - 6].

Методы термообработки полимербетонов посредством диэлектрического нагрева до настоящего времени исследованы экспериментально и объяснены теоретически еще недостаточно.

Известно, что реакции твердения большинства терморезактивных смол относятся к реакциям второго порядка. Скорость таких реакций

$$v = - \frac{dc}{dt} \quad (3)$$

определяется концентрацией реагирующего вещества c и констант скорости k , т.е.

$$v = kc^2. \quad (4)$$

Из уравнения (4) видно, что при $k = \text{const}$ скорость реакции со временем убывает, так как уменьшается концентрация реагирующего вещества. Это подтверждено экспериментально многими исследованиями.

В настоящее время для увеличения скорости твердения полимербетона на той или иной стадии предлагается проводить термообработку изделий. Сроки предварительного отверждения до начала термообработки, а также время и температуру термообработки, как правило, подбирают экспериментально.

Из уравнения (4) следует, что для того, чтобы скорость реакции твердения v была постоянной, необходимо изменять константу скорости по закону

$$k(t) = \frac{v}{c^2(t)}, \quad (5)$$

где $k(t)$ - константа скорости; $c(t)$ - концентрация реагирующего вещества в момент времени t .

При постоянной скорости реакции твердения

$$c(t) = c_0 - v = t, \quad (6)$$

где C_0 - начальная концентрация реагирующего вещества.

Из уравнения Аррениуса можно определить константу скорости данной реакции

$$k_1 = \frac{B}{\frac{E^*}{R^* T}}. \quad (7)$$

Величины B и E^* являются постоянными для данной реакции твердения и не зависят от температуры. Они могут быть определены экспериментально для любого состава полимербетона.

Температуру полимербетонной смеси $T(t)$ можно менять в широких пределах и тем самым изменять во времени константу скорости реакции.

Из уравнений (5) и (7) можно найти функцию $T(t)$, обеспечивающую постоянство скорости твердения.

Подставив в уравнение (5) значения $k(t)$ и $c(t)$, получим

$$\frac{B}{\frac{E^*}{R^* T}} = \frac{v}{(C_0 - vt)^2}.$$

После преобразования получим закон изменения температуры реакционной смеси, обеспечивающий постоянство скорости твердения,

$$T(t) = \frac{E^*/R^*}{2 \ln(C_0 - vt) - \ln v + B}. \quad (8)$$

Из формулы (8) видно, что для обеспечения достаточно высокой и относительно постоянной скорости твердения полимербетона термообработку необходимо проводить при изменяющейся во времени температуре. Формула позволяет по известным для данного состава полимербетонной смеси E^* и B , начальной температуре T_0 и концентрации реагирующего вещества C_0 определить скорость реакции сразу же после замеса и внесения катализатора, т.е.

$$v = \frac{B C_0^2}{\frac{E^*}{R^* T}}.$$

Требуемая начальная скорость твердения в свою очередь может служить критерием для расчета по формуле (8) температуры полимербетонной смеси в начале процесса твердения T_0 .

Зная количество тепла, выделяющегося вследствие экзотермичности реакции, можно определять изменение скорости

реакции как результат разогрева реакционной смеси. Для этого необходимы также данные о теплофизических свойствах полимербетона.

По формуле (8) можно определить момент времени, после которого скорость реакции твердения без подогрева реакционной смеси становится ниже требуемой, т.е. установить время предварительного отверждения $t_{\text{пр}}$. Этот момент и будет наиболее целесообразным для начала термообработки. Иначе говоря, начиная с него, целесообразно стимулировать реакцию твердения нагревом или любым другим способом.

На наш взгляд, важно то, что формула (8) позволяет определить рациональную температуру и закон изменения ее во времени для любой известной нам полимербетонной смеси, твердение которой можно отнести к реакции второго порядка.

Анализ формулы показывает, что полного затвердевания смеси при постоянной скорости реакции можно достичь только путем увеличения температуры до бесконечно большой величины. Естественно, что термообработка должна проводиться в заданном диапазоне температур. Поэтому на заключительной стадии возможна термообработка изделий при максимальной, но постоянной температуре. Скорость твердения при этом будет затухающей. Общее время термообработки следует рассчитывать, исходя из заданной полноты затверждения заводских изделий из полимербетона. Например, рассчитав по формуле (8) среднюю скорость реакции $v_{\text{ср}}$ и зная начальную концентрацию связующего c_0 и требуемую полноту отверждения заводских изделий X , можно приблизительно определить время реакции твердения из равенства

$$X = c_0 - v_{\text{ср}} t_1, \quad t_1 = \frac{c_0 - X}{v_{\text{ср}}} . \quad (9)$$

Время термообработки будет равно $t_{\text{т}} = t_1 - t_{\text{пр}}$, где $t_{\text{пр}}$ - время предварительного отверждения.

Изменить температуру полимербетонной смеси по сложному закону практически невозможно, если использовать конвекционный или контактный нагревы. Низкая теплопроводность материала будет накладывать не менее сложный закон распределения температуры по сечению изделия.

По нашему мнению, этот фактор до настоящего времени является определяющим при выборе режима термообработки. Постоянная температура при длительной (6 - 10 ч) термообработке наилучшим образом обеспечивала равномерность распределения температуры по сечению.

Диэлектрический нагрев позволяет равномерно по всему сечению изделий повышать температуру по любому заранее заданному закону. Это, на наш взгляд, неоспоримое преимущество СВЧ-нагрева необходимо более широко использовать в производстве изделий из полимербетонов.

В ряде исследований отмечается, что скорость твердения эпоксидных, полиэфирных и фурановых композиций при нагреве их электрическим полем высокой или сверхвысокой частоты значительно выше, чем при конвекционном нагреве.

Экспериментальные данные, полученные нами при отверждении полимербетона на основе мономера ФАМ в электромагнитном поле сверхвысокой частоты, позволяют сократить время термообработки в 30 - 40 раз. При этом нами исследовалось влияние как непрерывного, так и импульсного электромагнитного поля. Параметры непрерывного поля: частота - 2450 МГц, напряженность - 0,025 - 0,1 кВ/см. Параметры импульсного поля: частота - 2450 МГц, напряженность - 1 - 2,7 кВ/см, частота следования импульсов от 300 до 800 Гц, длительность импульсов от 1 до 3 мкс.

Однако приведенные выше и другие данные не позволяют определить с достаточной точностью константы скорости реакций и дать количественные соотношения процессов твердения полимербетонов при нагреве диэлектрическим или конвекционным способами. Авторы указывают различные увеличения скорости твердения термореактивных смол за счет термообработки их диэлектрическим нагревом.

Это объясняется, главным образом, тем, что термообработке в электромагнитном (электрическом) поле подвергались бетоны различных композиций на основе термореактивных смол на разных стадиях твердения и при различных температурах. Отсюда можно полагать, что значительный выигрыш времени достигается за счет большой скорости и равномерности диэлектрического нагрева.

Однако как показывают опытные данные, этим не исчерпывается воздействие электромагнитного поля СВЧ на реакции твердения полимербетонов. При нагреве полимербетонной смеси на основе мономера ФАМ без катализатора импульсным электромагнитным полем СВЧ (частота колебаний 2450 МГц, напряженность 3,5 - 4 кВ/см, частота следования импульсов - 300 Гц, длительность импульсов - 2,7 мкс) нами обнаружено частичное отверждение конгломерата.

Цепной характер реакций полимеризации и поликонденсации термореактивных смол, по нашему мнению, обязывает учиты-

вать наряду с тепловым и фотокаталитическое действие энергии электромагнитного поля СВЧ на скорость реакций твердения.

Резюме. При изготовлении изделий из полимербетонов термообработка является необходимой операцией, обеспечивающей ускорение реакции твердения. Термообработку изделий с целью ускорения реакции твердения необходимо вести при температуре, возрастающей по определенному закону.

СВЧ-нагрев или ВЧ-нагрев позволяют равномерно по всему сечению изделия изменять температуру по заданному закону. При создании технологии производства изделий из полимербетонов с применением электромагнитной энергии СВЧ необходимо учитывать фотокаталитическое действие поля СВЧ и теплоту, выделяющуюся за счет экзотермичности реакции твердения.

Л и т е р а т у р а

1. Руководство по приготовлению и использованию составов на основе терморезактивных смол в строительстве. М., 1969.
2. Соломатов В.И. Полимерцементные бетоны и пластбетоны. М., 1967.
3. Вологдин В.В. Современное состояние и перспективы развития высокочастотной электротермии в СССР. - "Электротермия", 1968, № 75 - 76.
4. Долгополов Н.Н. Электрофизические методы в технологии строительных материалов. М., 1971.
5. Маслаков А.Д., Маслаков И.Д. Энергия СВЧ в производстве строительных материалов. - "Промышленность Белоруссии", 1971, № 11.

УДК 624.91:697.137

В.И.Скрибо (канд.техн.наук). Л.А.Иванова (канд.техн.наук),
А.М.Козловский (канд.техн.наук)

ИНДУСТРИАЛЬНЫЕ ПОКРЫТИЯ ПОЛНОБОРНЫХ ЗДАНИЙ (ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ, ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ)

Спустя почти полтора десятка лет после появления в строительстве панелей совмещенных крыш сохраняется неясность относительно дальнейших перспектив их применения. Более того, все чаще высказываются мнения о возврате к традиционным покрытиям раздельного типа - крышам с чердаками [1].

Индустриальные совмещенные крыши в том виде, как они решаются сегодня, остаются наиболее уязвимым элементом

полноборных зданий. Многочисленные исследования, произведенные в разных городах, показали, что в крышах наблюдается большое количество протечек.

Однако технико-экономические преимущества конструкций этого типа заставляют снова вернуться к вопросу их применения в массовом строительстве [1,2].

Известно, что стоимость 1 м² покрытия с чердаком и трудозатраты на его возведение почти вдвое превышают соответствующие показатели для промышленных совмещенных конструкций, а строительные операции осуществляются на стройплощадке.

В Минске после суровой зимы 1971 – 1972 гг., когда средняя январская температура опускалась на 5 – 6°С ниже средней многолетней было обследовано состояние совмещенных вентилируемых крыш 45 пятиэтажных крупнопанельных жилых домов серии Т-464А (постройки 1968 – 1970 гг.), разработанных ИСиА и Белгоспроектом Госстроя БССР совместно с ДСК-1. Первые экспериментальные дома были сооружены в 1964 г., а с 1966 г. началось их массовое строительство.

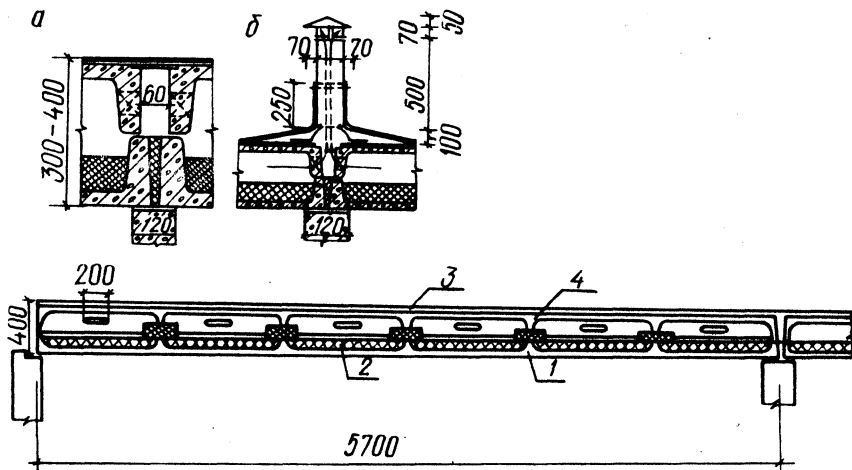


Рис. 1. Совмещенное вентилируемое покрытие: а – стык между панелями; б – вытяжка; 1 – аглопоритобетонная ребристая плита, $\delta = 5,8$ см; 2 – минераловатные плиты, $\delta = 10$ см; $\gamma = 200$ кг/м³, обернутые одним слоем пергамина; 3 – два слоя рубероида на мастике; 4 – керамзитобетонная ребристая плита.

Панель такой крыши представляет собой вентилируемую конструкцию, состоящую из двух аглопоритобетонных ребристых плит-скорлуп, обращенных ребрами внутрь, и слоя утеплителя – минеральной ваты между ними.

Для удаления технологической и эксплуатационной влаги предусмотрена продольно-поперечная система вентиляции. На рис.1 показаны основные узлы панели.

При высокой степени индустриальности самих панелей утепление и герметизация стыков, разделка многочисленных выходов на крышу вентиляционных вытяжек выполняются непосредственно на стройке. Качество крыш, сооруженных в осенне-зимний период, ниже, чем покрытий, выполненных весной или летом: число протечек, наблюдаемых при оттепелях, было в 3 раза, а дождевых — в 1,5 раза больше, чем в последних.

Оказалось, что наиболее уязвимые элементы крыш связаны с осуществлением системы вентиляции. К ним относятся стыки между панелями, где устройство канала для пропуска воздуха затрудняет качественно выполнить герметизацию; воздухозаборные отверстия, необходимость защиты которых от попадания дождевой влаги (с помощью устройства жалюзийных решеток) уменьшает сечение вентиляционных каналов; становится необходимым устранить возможность накопления и выпадения конденсата на их внутренних стенках и стенках вытяжек. Особое значение приобретает герметизация стыков между панелью крыши и внутренней стеной, на которую панель опирается, отверстий в панелях для установки электророзеток и разделок электропроводов.

Плохая герметизация швов между стеновой панелью и панелью крыши приводит к тому, что водяные пары конденсируются на холодных поверхностях, вызывая постепенный рост наледи, которая при оттепели сразу же оттаивает, и влага поступает через шов в помещение.

Проектом не предусматриваются специальные меры по герметизации отверстий для электропроводок, поэтому влажный воздух, по существу, беспрепятственно поступает из помещения в толщину панели.

Установка над вытяжками зонтиков, имеющих недостаточные размеры, приводит к попаданию воды при косых дождях непосредственно через вытяжку в стык между панелями.

Наряду с перечисленными допускаются прямые нарушения технических условий при производстве кровельных работ: плохая разделка кровельного ковра у входа на крышу, вентиляционных блоков, парапетов, применение для наклейки ковра битумов низких марок, наклейка ковра без очистки основания и без прикатки, устройство разжелобков без соблюдения нормативных уклонов.

Даже краткий перечень обнаруженных в процессе обследования дефектов указывает на высокую потенциальную уязвимость покрытий рассматриваемого типа. И хотя все эти дефекты устранимы, выполнение в условиях строительства достаточно надежного и эффективного вентилируемого покрытия возможно только рабочими высокой квалификации при осуществлении постоянного контроля за работами наряду с тщательно продуманными принципами проектирования, учитывающими особенности вентилируемой системы.

В качестве иного решения вопроса можно предложить совмещенные крыши невентилируемого типа индустриального изготовления. Будучи свободными от известных недостатков засыпных покрытий, они по сравнению с вентилируемыми крышами проще в изготовлении и монтаже, не имеют сложных деталей и узлов. Таким покрытиям следует отдать предпочтение перед вентилируемыми конструкциями, если будет обеспечен нормальный температурно-влажностный режим.

При эксплуатации невентилируемых покрытий известную сложность представляет собой удаление технологической влаги, попавшей внутрь конструкции во время изготовления или монтажа. По опубликованным данным [3,4], керамзитобетон с начальной влажностью 20% при толщине панели 30–35 см высыхает до равновесного состояния за 22 года, а при начальной влажности 10% – за 13 лет.

С другой стороны, натурные наблюдения, а также расчеты нестационарного влажностного режима показывают, что в зданиях с относительной влажностью воздуха до 75% большую роль играет потеря влаги в сторону помещения. Натурный эксперимент, поставленный ЦНИИ ЭПжилища, показал, что уменьшение влажности в таких панелях происходит гораздо быстрее и уже в первую зиму керамзитобетон со стороны помещения высыхает на толщину 45 – 50 мм до 5%.

Положительный опыт эксплуатации невентилируемых крыш имеется и за рубежом [5].

Надежность невентилируемых крыш определяется количеством влаги, накапливаемой конструкцией особенно в зоне конденсации в холодный период года. Важно, чтобы возможный конденсат удалялся в течение теплого периода года. При необходимости количество конденсата может быть ограничено введением специального пароизоляционного слоя, в качестве которого могут служить некоторые утеплители.

Таким образом, невентилируемое покрытие из бетона с утеплителем, имеющим малый коэффициент паропроницаемости,

можно широко использовать. По технологии, принятой для изготовления этих панелей, швы в утеплителе исключены, а высокое сопротивление теплопередаче гарантирует отсутствие конденсата на потолочной поверхности. Утеплителем в этой конструкции служит пенополистирол ПСБ-С с объемной массой 40 кг/м^3 , который имеет прочность, достаточную для восприятия технологических и эксплуатационных нагрузок $R_{\text{сж}} = 2,5 \text{ кгс/см}^2$. На рис.2 представлена предлагаемая панель совмещенного покрытия (площадь $5860 \times 2390 \text{ мм}$) [6].

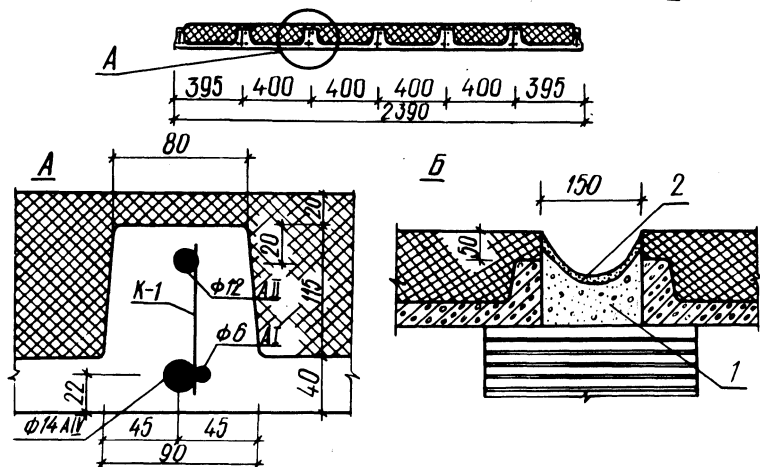


Рис.2. Панель неветилируемого покрытия: А - продольное ребро; Б - опирание панелей на внутреннюю продольную стену; 1 - керамзитобетон; 2 - цементный раствор.

При наличии такого утеплителя возможно создать надежную в эксплуатации и экономически эффективную конструкцию панели покрытия полной заводской готовности, значительно более легкую (в 1,5 - 2 раза), чем все известные панели вентилируемого типа.

В течение 1971 - 1973 гг. панели неветилируемых покрытий (рис. 2) исследовались в климатическом павильоне и на экспериментальном пятиэтажном 120-квартирном жилом доме серии 1-447-44 в Минске. Изучался температурно-влажностный режим покрытия, тепловые потоки, распределение температуры по толщине и полю панелей, теплоустойчивость конструкции от действия солнечной радиации.

Как показали исследования, начальная технологическая влажность пенополистирола в конструкции составляет 8 - 9%, что ниже отпускной влажности, устанавливаемой ГОСТом 15588-70. Указанная выше влажность пенопласта является мак-

симальной, средняя же влажность пенополистирола по толщине изделия значительно ниже.

Распределение влаги по толщине утеплителя к началу периода влагонакопления характеризуется крайней неравномерностью. В период эксплуатации происходит перераспределение влаги между слоями пенопласта по высоте: влажность постепенно уменьшается со стороны помещения и увеличивается в верхней части панели. В зоне конденсации она возросла с 1,23 до 7,26–8,38%, а со стороны помещения снизилась с 8,6 до 1,05 – 0,99%. При этом средняя влажность утеплителя в этот же период уменьшалась до 1,28%. Одновременно с перераспределением влаги по толщине происходит сушка покрытия, что и оказывается решающим для создания приемлемого влажностного режима. На рис.3 показано изменение влажности по слоям в процессе исследования на экспериментальном доме.

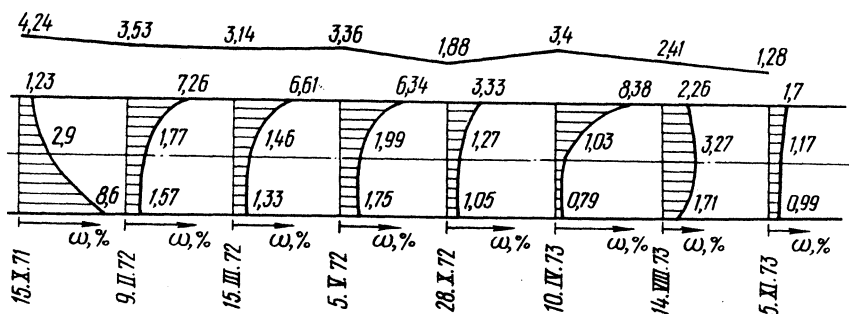


Рис. 3. Распределение влаги по слоям утеплителя неветилируемой панели покрытия на экспериментальном доме при $t_{в} = 18^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_{в} = 50 - 80\%$.

Температура замерялась в наиболее ответственных узлах внутренних поверхностей ограждения. Такие замеры позволили оценить степень достоверности сделанных ранее на электроинтеграторе расчетов температурных полей и надежность принятых проектных решений. Во всех случаях температура на поверхности ограждения была близкой к расчетной.

Следует отметить, что в течение всего периода исследований следы конденсата на потолочных поверхностях не обнаруживались.

Панели, несмотря на небольшую толщину (170 мм), достаточно теплоустойчивы при колебании температуры на наружной поверхности ограждения от 8 до 61°C . Величина суточной амплитуды колебания температуры воздуха в рабочей зоне помещения составляет не более 2°C .

Резюме. Результаты исследования показывают, что правильно запроектированные совмещенные покрытия обеспечивают надежную защиту здания от влияния атмосферных условий. В массовом строительстве нет оснований отказываться от совмещенных покрытий в пользу трудоемких и дорогостоящих крыш с чердаками.

Л и т е р а т у р а

1. Аврутин Ю.Е., Кричевская Е.И., Фоломин А.И. Железобетонные крыши жилых и общественных зданий. М., 1971.
2. Штейн И.И. Устройство крупнопанельных крыш. Л., 1973.
3. Фоломин А.И., Кузина Л.О. О влажностном режиме совмещенных неветилируемых крыш из керамзитобетонных панелей. - "Строительство и архитектура", 1968, №5.
4. Фоломин А.И., Кузина Л.О. Влажностный режим неветилируемых однослойных крыш из керамзитобетонных панелей. - "Жилищное строительство", 1969, №11.
5. Künzel H., Gertis K. Untersuchungen über die Feuchtigkeitsverhältnisse in gosbetondächern. - "Betonstein-Zeitung", 1969, N 1.
6. Иванова Л.А., Козловский А.М., Скрибо В.И. Панели неветилируемого совмещенного покрытия для жилищного строительства. - "Строительство и архитектура Белоруссии", 1972, №4.

УДК 666.97.015

И.П. Жук (канд.техн.наук)

Л.А.Иванова (канд.техн.наук), Л.П.Минченкова

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОБЛЕГЧЕННЫХ МНОГОСЛОЙНЫХ ПАНЕЛЕЙ С УТЕПЛИТЕЛЕМ ИЗ ПЕНОПОЛИСТИРОЛА

Задачи оптимального использования строительных материалов привели к созданию многослойных конструкций с дифференцированным назначением слоев (теплоизоляционный, звукоизоляционный, несущий, декоративный). В настоящее время для теплотехнического расчета в основном используются приближенные расчетные соотношения [1,2], которые не учитывают особенности многослойности конструкций и резкого отличия теплофизических слоев материалов (бетон - минеральная вата). Для современного строительства пока характерно строительство опытных зданий с последующим их обследованием в

натурных условиях, что препятствует своевременному и экономному использованию материалов.

В данной работе дается пример теплотехнического расчета многослойной конструкции, где в качестве теплоизоляционного материала применен пенополистирол – один из наиболее перспективных в последнее время материалов, а несущим – железобетон. Размеры панели покрытия для жилых зданий указаны на рис. 1.

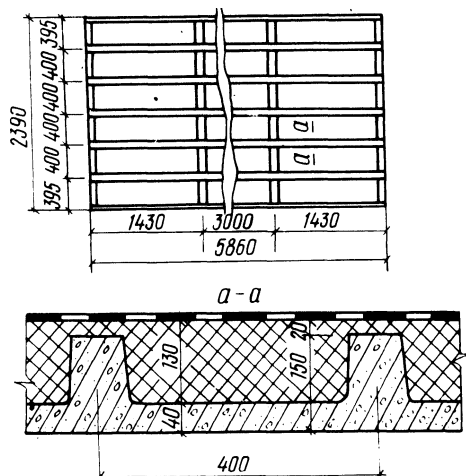


Рис. 1. Панель совмещенного покрытия.

температуры окружающего воздуха [2]).

Зимой температура поверхности здания при ясном безоблачном небе (наиболее холодное время) бывает на 5°C – 10°C ниже температуры окружающего воздуха в ночное время [3]. Таким образом, вводимое нами допущение можно считать оправданным и правомерным.

2. Температура внутреннего воздуха считается постоянной (для зданий с кондиционированием воздуха это соответствует действительности, а высокие требования, предъявляемые к микроклимату, делают его оправданным).

Принимаем, что теплообмен конструкции с внутренним воздухом происходит по закону Ньютона. Тогда математическая формулировка задачи имеет вид

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau} = a_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2}; \quad (1) \quad \frac{\partial t_2}{\partial \tau} = a_2 \frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2}. \quad (2)$$

Начало отсчета выбрано на наружной поверхности, а ось OX направлена по нормали внутрь конструкции.

С целью упрощения решения, анализа и выявления основных закономерностей проведем расчет двухслойной конструкции. При этом делаем ряд допущений:

1. Считаем, что температура наружной поверхности изменяется по гармоническому закону (это допущение правомерно для расчета конструкции в летних условиях, так как температура поверхности для бесчердачных перекрытий значительно выше темпе-

Граничные условия запишутся в следующем виде:

$$t_1(x, \tau) /_{x=0} = t_o + t_m \cos \omega \tau; \quad (3)$$

$$t_1(x, \tau) /_{x=l_1} = t_2(x, \tau) /_{x=l_1}; \quad (4)$$

$$\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} /_{x=l_1} = \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x /_{x=l_1}}; \quad (5)$$

$$\lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} /_{x=l_2} = -\alpha(t_2 - t_B). \quad (6)$$

За начальное распределение температур принимаем стационарное, которое устанавливается в конструкции, когда $t_H = t_o$, а с внутренней стороны происходит теплообмен по закону Ньютона со средой с постоянной температурой t_B .

Решение поставленной задачи, полученное с использованием преобразования Лапласа, имеет вид

$$t_1(x, \tau) = t_{1x} + t_m \sqrt{\frac{\Delta_1(x, \omega)}{\Delta_o(l_1, l_2, \omega)}} \cos(\omega \tau - \delta + \delta_1 x); \quad (7)$$

$$t_2(x, \tau) = t_{2x} + t_m \sqrt{\frac{\Delta_2(x, \omega)}{\Delta_o(l_1, l_2, \omega)}} \cos(\omega \tau - \delta + \delta_2 x), \quad (8)$$

где

$$\left. \begin{aligned} t_{1x} &= t_o' + \frac{R_1 x}{R_o} (t_B - t_o'); \\ R_o &= \frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2 - l_1}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha}; \quad R_1 = \frac{x}{\lambda_1}; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$t_{2x} = t_o' + \frac{R_1 + R_{2x}}{R_o}; \quad R_{2x} = \frac{x - l_1}{\lambda_2}; \quad (10)$$

$$t_{H, \text{пов}}' = t_o + t_m \cos \omega \tau;$$

$$\begin{aligned} \Delta_o(l_1, l_2) &= \frac{2t_m^2 \lambda_2^2 \omega k^2}{a_2} (ch 2\delta_+ + \cos 2\delta_+) + \frac{k_-^2}{k_+^2} (ch 2\delta_- + \\ &+ \cos 2\delta_-) + Bi^{*2} (ch 2\delta_+ - \cos 2\delta_+) + \frac{Bi^{*2} k_-^2}{k_+^2} (ch 2\delta_- - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -\cos 2\delta_-) + \frac{2(k_{12}^2 - 1)}{k_+^2} (\text{ch} 2\delta_2 \cos 2\delta_1 + \text{ch} 2\delta_1 \cos 2\delta_2) + \\
& + \sqrt{2} \text{Bi}^* (\text{sh} 2\delta_+ + \sin 2\delta_+) + \frac{2\sqrt{2} \text{Bi}^* (k_{12}^2 - 1)}{k_+^2} (\text{sh} 2\delta_1 \cos 2\delta_2 + \\
& + \text{ch} 2\delta_1 \sin 2\delta_2) + \frac{\sqrt{2} \text{Bi}^* k_-^2}{k_+^2} (\text{sh} 2\delta_- + \sin 2\delta_-) + \\
& + \frac{2\text{Bi}^{*2} (k_{12}^2 - 1)}{k_+^2} (\text{ch} 2\delta_2 \cos 2\delta_1 - \text{ch} 2\delta_1 \cos 2\delta_2) \}; \quad (11)
\end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned}
\text{Bi}^* &= \frac{\alpha}{\sqrt{c_2} \delta_2 x_2 \omega} ; k_{12} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} ; k_+ = k_{12} + 1 ; k_- = k_{12} - 1 ; \\
\delta_1 &= \sqrt{\frac{\omega}{2a_1}} l_1 ; \delta_2 = \sqrt{\frac{\omega}{2a_2}} (l_2 - l_1) ; \delta_+ = \delta_2 + \delta_1 ; \\
\delta_- &= \delta_2 - \delta_1 ;
\end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\begin{aligned}
\Delta_1(x, \omega) &= \frac{2t_m^2 \lambda_2^2 \omega k_+^2}{a_2} \left\{ (\text{ch} 2\delta_+^x + \cos 2\delta_+^x) + \frac{k_-^2}{k_+^2} (\text{ch} 2\delta_-^x + \right. \\
& + \cos 2\delta_-^x) + \text{Bi}^{*2} (\text{ch} 2\delta_+^x - \cos 2\delta_+^x) + \frac{\text{Bi}^{*2} k_-^2}{k_+^2} (\text{ch} 2\delta_-^x - \\
& - \cos 2\delta_-^x) + \frac{2(k_{12}^2 - 1)}{k_+^2} (\text{ch} 2\delta_2 \cos 2\delta_1^x + \text{ch} 2\delta_1^x \cos 2\delta_2) + \\
& + \sqrt{2} \text{Bi}^* (\text{sh} 2\delta_+ + \sin 2\delta_+^x) + \frac{2\sqrt{2} \text{Bi}^* (k_{12}^2 - 1)}{k_+^2} \times \\
& \times (\text{sh} 2\delta_1^* \cos 2\delta_2 + \text{ch} 2\delta_1^* \sin 2\delta_2 + \\
& + \frac{\sqrt{2} \text{Bi}^* k_-^2}{k_+^2} (\text{sh} 2\delta_- + \sin 2\delta_-) + \frac{2\text{Bi}^{*2} (k_{12}^2 - 1)}{k_+^2} \times
\end{aligned}$$

$$x(\text{ch } 2\delta_2 \cos 2\delta_1^* - \text{ch } 2\delta_1^x \cos 2\delta_2) \}; \quad (13)$$

$$\delta_+^x = \delta_2 + \delta_1^x; \delta_-^x = \delta_2 - \delta_1^x; \delta_1^x = \sqrt{\frac{\omega}{2a_1}}(1_1 - x); \quad (14)$$

$$\Delta_2(x, \omega) = \frac{4t_m^2 \lambda_2^2 k_{12}^2 \omega}{a_2} \left[(\text{ch } 2\delta_x'' + \cos 2\delta_x'') + \text{Bi}_x^{*2} \right. \\ \left. x(\text{ch } 2\delta_x'' - \cos 2\delta_x'') + \sqrt{2} \text{Bi}_x^* (\text{sh } 2\delta_x'' + \sin 2\delta_x'') \right]; \quad (15)$$

$$\gamma = \arccos \frac{F}{\sqrt{\Delta_0}}; \gamma_1^x = \arccos \frac{F_1}{\sqrt{F_1^2 + \epsilon_1^2}};$$

$$\gamma_2^x = \arccos \frac{F^x}{\sqrt{(F^x)^2 + (\epsilon^x)^2}}; \quad (16)$$

$$F = 2 \left[\frac{\lambda_2^k + \sqrt{\omega}}{\sqrt{2a_2}} (\text{ch } \delta_+ \cos \delta_+ - \text{sh } \delta_+ \sin \delta_+) + \right. \\ \left. + \frac{\lambda_2^k - \sqrt{\omega}}{\sqrt{2a_2}} (\text{ch } \delta_- \cos \delta_- - \text{sh } \delta_- \sin \delta_-) + \alpha k_+ \text{sh } \delta_+ \cos \delta_+ + \right. \\ \left. + \alpha k_- \text{sh } \delta_- \cos \delta_- \right]; \quad (17)$$

$$F_1 = 2t_m k + \left[\frac{\lambda_2^k + \sqrt{\omega}}{\sqrt{2a_2}} (\text{ch } \delta_+^x \cos \delta_+^x - \text{sh } \delta_+^x \sin \delta_+^x) + \right. \\ \left. + \frac{\lambda_2^k - \sqrt{\omega}}{\sqrt{2a_2}} (\text{ch } \delta_-^x \cos \delta_-^x - \text{sh } \delta_-^x \sin \delta_-^x) + \alpha k_+ \text{sh } \delta_+^x \cos \delta_+^x + \right. \\ \left. + \alpha k_- \text{sh } \delta_-^x \cos \delta_-^x \right]; \quad (18)$$

$$F^x = 2t_m k_{12} \left[\frac{\lambda_2 \sqrt{\omega}}{\sqrt{2a_2}} (\text{ch } \delta_x'' \cos \delta_x'' - \text{sh } \delta_x'' \sin \delta_x'') + \right. \\ \left. + \alpha \text{sh } \delta_x'' \cos \delta_x'' \right]; \quad (19)$$

$$\sqrt{F_1^2 + \epsilon_1^2} = \sqrt{\Delta_1(x, \omega)}; \quad \sqrt{(F^x)^2 + (\epsilon^x)^2} = \sqrt{\Delta_2(x, \omega)}. \quad (20)$$

Пользуясь уравнениями (7), (8), (15), можно определить температуру в любой точке конструкции в любой момент времени, а также запаздывание колебаний. Для оценки конструкции мы определяем затухание колебаний и время запаздывания их на поверхности $x = l_2$.

Проведем численный расчет для нашей конструкции ($\lambda_1 = 0,03$ ккал/м·ч·град; $\gamma_1 = 40$ кг/м³; $l_1 = 0,13$ м; $c_1 = 0,35$; $\lambda_2 = 1,4$ ккал/м·ч·град; $\gamma_2 = 2500$ кг/м³; $l_2 = 0,04$ м; $c_2 = 0,2$). Зная порядок расположения слоев и теплофизические свойства материалов, по соотношениям (8), (10), (12), (14) вычисляем

$$\omega = \frac{2\pi}{24} = 0,262 \text{ (учитываем суточные колебания)}, \quad k_{12} = 0,021;$$

$$k_+ = 1,021; \quad k_- = -0,979; \quad \delta_1 = 0,666; \quad \delta_2 = 0,595; \quad \delta_+ = 0,071; \quad \delta_- = -1,261; \quad Bi^* = 0,554.$$

Подставляя вычисленные значения в выражение (8), получим для затухания колебаний следующее выражение:

$$\frac{t_2(x, \tau) - t_{2x}}{t_m} = \sqrt{\frac{\Delta_2(x, \omega)}{\Delta_o(l_1, l_2, \omega)}} = \gamma.$$

Время запаздывания колебаний на внутренней поверхности можно определить из выражения (8), приравнивая $\cos(\omega \tau - \gamma + \gamma_2 x) = 0$ при $x = l_2$.

Подставляя значения входящих величин, получим $\omega \tau - \gamma + \gamma_2 x = 1,57$, откуда $\tau = 5$ ч 15 мин.

Анализ полученных решений. Изучая решения (7), (8), мы видим, что затухание колебаний определяется величиной

$$\begin{aligned} & \sqrt{\frac{\Delta_1}{\Delta_o}}, \text{ т.е. величинами } k_{12} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}; \\ & 2\delta_+ = 2(\delta_2 + \delta_1) = 2 \left[\sqrt{\frac{\omega}{2a_2}} (l_2 - l_1) + \sqrt{\frac{\omega}{2a_1}} l_1 \right] = \\ & = \sqrt{2} (R_1 S_2 + R_1 S_1) = \sqrt{2D} \text{ (тепловая инерция по СНИПу); } (4) \\ & 2\delta_- = 2(\delta_2 - \delta_1) = \sqrt{2(R_2 S_2 - R_1 S_1)}; \end{aligned}$$

$$2\delta_1 = 2\sqrt{\frac{\omega}{2a_1}} l_1 = \sqrt{2R_1 S_1};$$

$$2\delta_2 = 2\sqrt{\frac{\omega}{2a_2}} (l_2 - l_1) = \sqrt{2R_2 S_2}; \quad Bi^* = \frac{\alpha}{\sqrt{c_2 \delta_2 \lambda_2 \omega}}.$$

Таким образом, сложная зависимость затухания колебаний от свойств материалов слоев, соотношения их размеров и порядка расположения их в конструкции и условий теплообмена позволяет, изменяя эти параметры, выбрать оптимальные размеры конструкции в зависимости от того или иного ее назначения.

Сравнение результатов расчета с натурными исследованиями. В 1971 г. в Минске был построен 120-квартирный жилой дом с совмещенным покрытием, поперечный разрез которого представлен на рис.2.

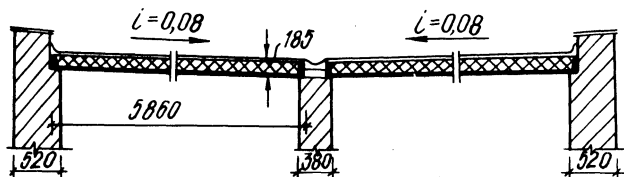


Рис.2. Поперечный разрез совмещенного покрытия.

На этом объекте выполнялся комплекс тепловлажностных исследований невентилируемого покрытия: влияние солнечной радиации на микроклимат помещений верхнего этажа, тепловой поток через покрытие и влажностный режим.

Температуры на наружной и внутренней поверхностях покрытия в наиболее характерных местах: под продольными несущими ребрами и между ребер замерялись хромель-копелевыми термопарами, запись производилась автоматическим потенциометром ЭПП-09 МЗ, градуированным на температуру 0 - 100°C, непрерывно 5 раз в час.

Для наблюдений была выбрана угловая комната с юго-западной ориентацией стен. Окно, расположенное с западной стороны, на время эксперимента было закрыто плотной занавесью. Помещение в период испытаний не проветривалось.

За изменением температуры в характерных точках велось наблюдение с 15 по 17 июля 1972 г., когда температура кровли достигала максимума 61°C в 13 ч., а воздуха 32°C в 14 ч.

Максимальная температура на внутренней поверхности составляла $24,7^{\circ}\text{C}$. Амплитуда колебаний температуры на внутренней поверхности была равна $1,65^{\circ}\text{C}$, а в 1,5 м от пола составила $1,4^{\circ}\text{C}$.

Расчетные соотношения для амплитуды колебаний на внутренней поверхности, соответствующие амплитуде на наружной

$$\frac{61^{\circ}\text{C} - 8}{2} = 26,5^{\circ}\text{C},$$

составляют

$$A \sqrt{\frac{\Delta_2}{\Delta_0}} = 0,48.$$

Время запаздывания колебаний на внутренней поверхности равно 5 ч 45 мин.

Отсюда видно, что наблюдаемые и измеренные данные дают хорошее совпадение.

Некоторое увеличение амплитуды колебаний на внутренней поверхности в натурных условиях по сравнению с расчетными можно объяснить изменением внутренней температуры воздуха во времени (в расчетах она принималась постоянной). Этим же можно объяснить и несоответствие между временами запаздывания колебаний.

Таким образом, проведенный расчет и натурные исследования показывают, что рекомендуемая конструкция в теплотехническом отношении удовлетворяет условиям климатической зоны БССР, а предлагаемые расчетные соотношения могут быть использованы при создании конструкций из новых материалов и выборе их оптимальных размеров.

Резюме. Показано, что приведенная математическая модель теплопередачи через ограждающие конструкции хорошо согласуется с результатами натурных исследований для летних условий климатической зоны БССР, что позволяет использовать ее для практических расчетов.

Л и т е р а т у р а

1. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М., 1973. 2. Шкловер А.М. Теплопередача периодических тепловых воздействий. М., 1952. 3. Нэш Г.Д., Комри Дж., Бротон Г.Ф. Теплоизоляция зданий. М., 1964. 4. Строительные нормы и правила. Строительная теплотехника. Нормы проектирования II-A, 7-71. М., 1971.

В.В. Конючков (канд.техн.наук),
М.К. Балыкин (канд.техн.наук)

О МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ НА ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

Развитие теории расчета трубопроводов на компенсацию температурных удлинений – важная задача в вопросах проектирования тепловых сетей и трубопроводов других назначений. Большое строительство тепловых сетей и технологических трубопроводов требует унификации расчетных формул, позволяющих достаточно быстро определять возникающие усилия в системах и выбирать оптимальный вариант конструкции. В связи с этим в настоящей статье сделана попытка разработать единую методику расчета широкого класса трубопроводных систем с применением простых единообразных расчетных формул.

Участок трубопровода рассматривался как упругая статически неопределимая система, составленная из стержневых элементов различной жесткости: прямых труб и колен.

При расчете П-, Z-, S-образных компенсаторов и пространственных П- и Z-образных трубопроводов методами строительной механики получены зависимости по определению силовых факторов в сечении жесткого закрепления трубопровода. На основании этих зависимостей составлены общие выражения изгибающих и крутящих (для пространственных трубопроводов) моментов в характерных сечениях, исследование которых позволило выявить месторасположение опасных сечений.

По известному максимальному изгибающему моменту получены формулы для определения нормальных температурных напряжений, а по крутящему моменту – касательных напряжений в следующем виде:

$$\sigma_k^{\text{из}} = \frac{\Delta E D m_1}{l^2} \psi_n^{\text{из}}; \quad (1) \quad \tau_k^{\text{кр}} = \frac{\Delta E D}{l^2} \psi_n^{\text{кр}}, \quad (2)$$

где $\sigma_k^{\text{из}}$, $\tau_k^{\text{кр}}$ – нормальные и касательные температурные напряжения; Δ – компенсируемое удлинение; E – модуль нормальной упругости материала трубопровода; D – наружный диаметр трубы; m_1 – коэффициент интенсификации напряжений на криволинейных участках трубопровода [1]; $\psi_n^{\text{из}}$, $\psi_n^{\text{кр}}$ – коэффициенты, зависящие от соотношений длин участков трубо-

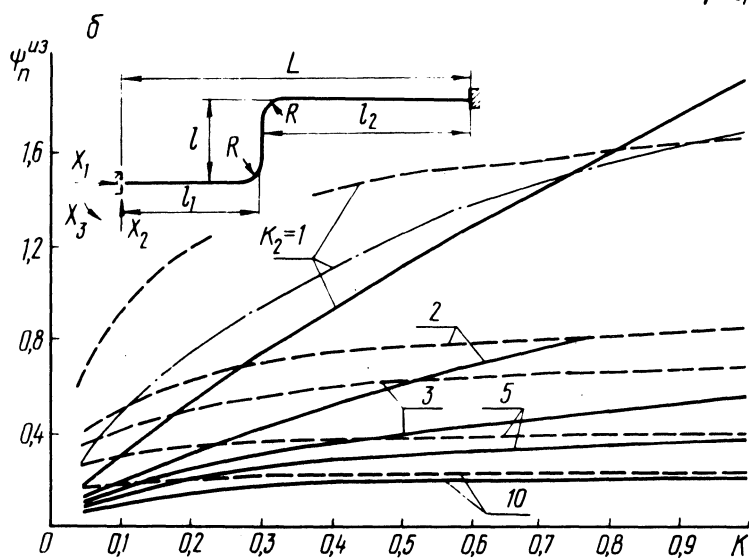
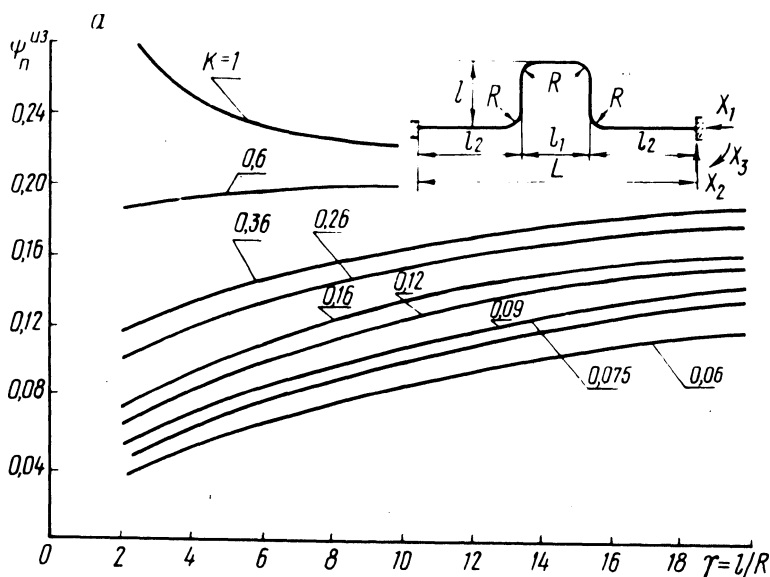


Рис. 1. Расчетные схемы трубопроводов и значения коэффициентов: а - $K_2 = \frac{l_2}{l_1} \rightarrow 5$; б - $\gamma = \frac{l_1}{R} = 5$; — $\gamma = 10$; --- $\gamma = 30$.

провода $K_1 = l_1 / l$; $K_2 = l_2 / l$; $\gamma = 1/R$ (рис. 1, а, б), коэффициента понижения жесткости кривых колен K [1] и определяемые по соответствующим зависимостям при нахождении напряжений в характерных сечениях n .

Определение значений коэффициентов $\psi_n^{из}$, $\psi_n^{кр}$ при различных K , K_1 , K_2 , γ выполнено на ЭВМ "Минск-2" и для расчета плоских П- и Z-образных трубопроводов представлены на графиках рис. 1, а, б.

По известному максимальному компенсационному напряжению в материале трубопровода для определения упругих сил отпора, действующих в месте жесткого закрепления, получены формулы в виде

$$X_i = \frac{\sigma_k^{из} W}{l_{m1}} \eta_i, \quad (3)$$

где W — момент сопротивления сечения трубы; $\eta_i = f_i / K$, K_1 , K_2 , γ находятся по соответствующим зависимостям для определенных видов компенсаторов.

Значения коэффициентов η_i могут быть табулированы.

Сравнение результатов расчета по предлагаемым формулам с существующими методами и экспериментальными данными показало, что применение разработанной методики, не отражаясь на точности расчета, значительно сокращает затраты труда при проектировании трубопроводных систем.

Проиллюстрируем определение максимальных температурных напряжений на примере расчета Z-образного трубопровода $D = 27,3$ см с размерами $l = 5$ м, $l_1 = 30$ м, $l_2 = 50$ м, $R = 2D$ (рис. 1, б), если $E = 1,847 \cdot 10^6$ кгс/см² и $\Delta = 22,9$ см при температуре теплоносителя 220°C; $K = 0,215$ и $m_1 = 1,373$ [1].

По формуле (1)

$$\sigma_k^{из} = \frac{\Delta E D m_1}{l^2} \psi_n^{из} = \frac{22,9 \cdot 1,847 \cdot 10^6 \cdot 27,3 \cdot 1,373}{500^2} 0,166 = 1050 \text{ кгс/см}^2,$$

где $\psi_n^{из} = 0,166$ (рис. 1, б) при $K_2 = l_2 / l = 50 / 5 = 10$ и $\gamma = 1/R = 5 / 0,546 = 9,1$.

Л и т е р а т у р а

1. Камерштейн А.Г., Рождественский В.В., Ручимский М.Н. Расчет трубопроводов на прочность. М., 1969.

В.В. Конючков (канд.техн.наук),
М.К. Балыкин (канд.техн.наук)

ВЛИЯНИЕ ГИБКОСТИ КОЛЕН ПРИ РАСЧЕТЕ ТРУБОПРОВОДОВ НА ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

Одним из элементов трубопроводов являются колена, представляющие собой изогнутые трубы с кольцевым поперечным сечением, которые характеризуются сложным полем напряжений, возникающих под действием внешних нагрузок, и повышенной гибкостью при изгибе. Последнее учитывается коэффициентом понижения жесткости кривых труб K .

При расчетах трубопроводов на температурные воздействия для уменьшения объема вычислений часто используют приближенные способы, не учитывающие гибкости колен. Отсюда достаточный интерес представляет сравнение результатов расчета с учетом и без учета коэффициента понижения жесткости криволинейных участков.

Исследования проводились с использованием ранее полученных выражений [1]. Как отмечалось, в формулы для определения нормальных температурных напряжений входят коэффициент интенсификации напряжений на криволинейных участках трубопровода m_1 и функция ψ_n , зависящая от соотношений длин участков K_1 , K_2 , γ и коэффициента понижения жесткости колен K . Следовательно, для выявления влияния гибкости криволинейных участков на величины температурных напряжений достаточно сравнить значения функций ψ_n при коэффициенте понижения жесткости, равном единице (соответственно и $m=1$), с произведением коэффициента интенсификации напряжений на значение ψ_n при $K \neq 1$.

Таблица 1

Значения функций $\psi_n^{из}$ при	$\delta = 1/R = 10$				$\delta = 1/R = 40$			
	$K_1 = K_2$							
	1	2	4	10	1	2	4	10
$K = 0,046$	0,26	0,18	0,15	0,11	0,64	0,41	0,28	0,15
$\psi_n^{из} m_1$	1,30	0,90	0,75	0,55	3,20	2,05	1,40	0,75
$K = 1$	1,69	0,82	0,43	0,18	1,65	0,82	0,44	0,19
$\psi_n^{из} m_1$ (при $K = 0,046$)	0,77	0,98	1,63	3,08	1,95	2,50	3,18	3,95
$\psi_n^{из}$ (при $K = 1$)								

Расчетные данные для плоского симметричного Z-образного трубопровода представлены в табл. 1.

Из полученных данных видно, что при расчете плоских трубопроводных систем приближенный способ может давать как завышенные, так и заниженные значения компенсационных напряжений, отличающиеся в три и более раза от величин, полученных точными методами расчета.

Исследования, проведенные для пространственных трубопроводов, показали, что влияние гибкости колен на температурные напряжения, возникающие в сечениях жесткого закрепления, незначительно и уже при $K \geq 0,35$ как точный, так и приближенный способы приводят к одинаковым результатам. При определении же напряжений на криволинейных участках учет гибкости колен и коэффициента интенсификации может дать величины напряжений, в значительной степени отличающиеся от результатов расчета приближенным способом.

Установлено, что для плоских и пространственных трубопроводов при коэффициенте понижения жесткости $K \geq 0,6$ величины напряжений, возникающих в коленях и определенных по тому и другому способу, отличаются незначительно. Поэтому трубопроводы с коэффициентом понижения жесткости $K = 0,6$ и более с достаточной для практики точностью можно рассчитывать без учета гибкости криволинейных участков.

Резюме. Установлены критерии использования методов расчета трубопроводных систем с учетом и без учета гибкости криволинейных участков.

Л и т е р а т у р а

1. Конючков В.В., Балыкин М.К. О методике расчета трубопроводов на температурные воздействия. См. с. 73 настоящего сборника.

УДК 697.245 + 697.132:728.12

О.А. Мухин (канд.техн.наук),
А.И. Павлючук

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОГО СОПОСТАВЛЕНИЯ СПОСОБОВ ОБОГРЕВА МАЛОЭТАЖНЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ В ПЕРСПЕКТИВНЫХ СЕЛЬСКИХ НАСЕЛЕННЫХ ПУНКТАХ

В нашей стране и за рубежом в сельском строительстве наряду с классическими системами отопления стали широко

применяться более современные системы отопления с использованием газа, жидкого топлива и электроэнергии. До настоящего времени не выработаны четкие рекомендации по выбору рационального перспективного способа обогрева жилых зданий малоэтажного сельского строительства, в частности, применительно к условиям Белоруссии.

В связи со сложностью учета многих факторов (плотность застройки, характер теплопотребления, типы жилья, характер планировки поселка, вид топлива и др.) также не определена методика технико-экономического обоснования способов обогрева зданий в сельских поселках БССР [1].

Правда, отдельные авторы решают эти вопросы применительно к условиям других республик, но результатами этих работ можно пользоваться с известным приближением. Например, по данным [2], выбор рационального способа теплоснабжения предлагается делать по номограмме, обобщенной нами на рис.1. Из рис.1 видно, что нахождение расчетной точки в области устойчивой экономичности не определяет еще вида топлива для целей теплоснабжения. Более того, неустойчивая зона (заштрихована на рисунке) требует учета и дополнительных факторов.

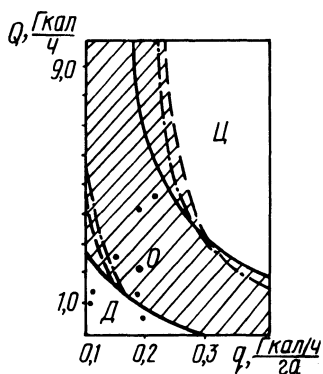


Рис. 1. Зоны экономической устойчивости: Д - децентрализованное теплоснабжение; Ц - централизованное.

В предлагаемой работе сделана попытка провести технико-экономический анализ некоторых способов обогрева жилых зданий перспективных населенных пунктов и выбора оптимального вида топлива.

В качестве прототипа был выбран сельский поселок колхоза "Малечь" Брестской области с населением 1700 человек, размещенных в 395 квартирах. Техничко-экономические показатели систем теплоснабжения колхоза "Малечь" следующие: тепло-

плотность жилого фонда 0,18 Гкал/ч; расход тепла на отопление - 2,095 Гкал/ч; сметная стоимость котельной 235 тыс.руб.; сметная стоимость тепловых сетей жилой зоны 158,76 руб.; сметная стоимость газовых сетей 24,02 тыс.руб.

Из предположения, что поселок может быть оборудован системами центрального отопления от котельной или квартирного отопления с использованием природного газа, газового отопления с применением конвекторов типа "Огонек", электрического отопления по свободному графику или что могут быть установлены аккумулирующие электрические приборы, были проведены расчеты для каждого способа обогрева.

В соответствии с методикой, принятой в энергетике для обязательного использования при технико-экономических сопоставлениях сравниваемых вариантов, в качестве критерия применялись приведенные годовые затраты [2]

$$\Pi = E_n K + И,$$

где $E_n = 0,12$ - нормативный коэффициент эффективности; K - капитальные вложения в систему теплоснабжения; $И$ - годовые эксплуатационные затраты на систему теплоснабжения.

Приведенные затраты сравниваемых систем были определены по формулам

$$\Pi_{\text{ко}} = \Pi_k + \Pi_{\text{тс}} + \Pi_{\text{во}} = E_n (K_k + K_{\text{тс}} + K_{\text{во}}) + И;$$

$$\Pi_{\text{го}} = \Pi_{\text{гс}} + \Pi_{\text{грп}} + \Pi_{\text{во}} = E_n (K_{\text{гс}} + K_{\text{грп}} + K_{\text{во}}) + И;$$

$$\Pi_{\text{эс}} = \Pi_N + \Pi_{\text{лэп}} + \Pi_{\text{рс}} + \Pi_{\text{во}} = E_n (K_N + K_{\text{лэп}} + K_{\text{рс}} + K_{\text{во}}) + И,$$

в которых $\Pi_k, \Pi_{\text{тс}}, \Pi_{\text{во}}$ - приведенные затраты по котельной, тепловым сетям, внутридомовому оборудованию; $\Pi_{\text{гс}}, \Pi_{\text{грп}}, \Pi_{\text{во}}$ - приведенные затраты на газовые сети, ГРП, внутридомовое оборудование; $\Pi_N, \Pi_{\text{лэп}}, \Pi_{\text{рс}}, \Pi_{\text{во}}$ - приведенные затраты на электрические станции, магистральные сети, распределительные сети, внутридомовое оборудование.

Многие авторы учитывают капитальные вложения во внутридомовое оборудование в строительной стоимости здания, а не в затратах на теплоснабжение. Это искажает действительные затраты на устройство систем для покрытия теплопотребления, тем более, что удельный вес капитальных вложений во внутридомовое оборудование составляет 30 - 40% от величины суммарных капитальных вложений в систему теплоснабжения. Капитальные вложения во внутридомовое оборудование отопления оцениваются в соответствии со сметными расчетами по этим

системам. В настоящее время нет систематизированных данных для указанных выше систем отопления, заложенных в типовые проекты зданий сельского строительства, рекомендованных Госстроем БССР.

В результате анализа имеющихся сметных данных типовых проектов по системам отопления и составленных сметгазового и электрического отопления для этих же проектов удалось получить зависимость капитальных вложений от тепловых потерь зданий

$$K = K_y Q,$$

где K – капитальные вложения в системы отопления, тыс.руб.;
 Q – тепловые потери здания, ккал/ч; K_y – удельные капитальные вложения в системы отопления, $\frac{\text{тыс.руб./ч}}{\text{ккал}}$: (для центрального отопления $K_y = 0,033$; поквартирного отопления – 0,043; газового отопления – 0,028; электрического отопления – 0,021).

Результаты произведенных подсчетов с учетом данных [3,4] были обобщены и сведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1. Удельные капиталовложения в сравниваемые системы теплоснабжения колхоза "Малечь", тыс.руб. / Гкал/ч

Элементы схем теплоснабжения	Варианты отопления квартир					
	центральное отопление от котельной	поквартирное отопление с котлами на газовом топливе	поквартирное с учетом изменения стоимости	газовое отопление	электрическое по свободному тарифу	аккумулирующие электроприборы
Котельная	31,60					
Тепловые сети	76,80					
Газовые сети и ГРП		6,5				
Изменение стоимости газовых сетей			1,66	1,66		
Стоимость местной системы центрального отопления	33,0					
" поквартирного отопления		48,0	48,0			
" газового отопления				28,0		
" электрических приборов					20,90	
" аккумулирующих электроприборов						30,74
Усиление распределительных сетей					50,00	
Усиление магистральных сетей					11,40	
Усиление ГЭС (ТЭЦ)					26,30	
Итого по системам	141,40	54,50	49,66	29,66	108,60	30,74

Из анализа таблиц следует, что экономически целесообразной для малоэтажных зданий следует считать систему газового отопления. При этом капитальные вложения во внутримдомовое оборудование зданий были отнесены к затратам на теплоснабжение, а не к строительной части.

Если нанести исходные данные рассмотренного и ряда других проектов на рис.1, то рабочая точка О (Малечь) окажется в неустойчивой зоне, что дает по [2] право выбора без оговорок системы обогрева, хотя из проведенного анализа и сказанного выше следует иной вывод. Размещение других точек даже при нахождении в зоне устойчивой экономичности не дает основания сделать выбор определенного вида топлива.

Задачи выбора рационального вида обогрева жилых сельских населенных пунктов находятся в прямой зависимости от выбо-

Таблица 2. Удельные эксплуатационные и приведенные затраты сравниваемых систем теплоснабжения колхоза "Малечь", тыс.руб./Гкал/ч

Элементы схем теплоснабжения	Показатели	Варианты отопления квартир					
		центральное от котельной	поквартирное с котлами на газовом топливе	поквартирное с учетом изменения стоимости	газовое	электрическое по своему графику	аккумулирующие электроприборы
Котельная и тепловые сети	$A_M + A_{тр} = 0,07K_y$	2,21					
	$A_{тс} + A_{тр} = 0,05K_y$	3,83					
	Электроэнергия	1,02					
	Зарплата	2,66					
	Прочие затраты	2,74					
	Итого	12,46					
Газовые сети и ГРП	$A_M + A_{тр} = 0,03K$		0,19	0,05	0,05		
	Зарплата		0,76	0,38	0,38		
	Прочие затраты		0,23				
	Итого		1,18	0,43	0,43		
Местные системы отопления (внутримдомовое оборудование)	$A_M + A_{тр} = 0,09K$	3,35	4,32	4,32	2,50	1,87	2,76
Городские и магистральные электросети	$A_M + A_{тр} = 0,09K$					2,46	
Электроустановки	$A_M + A_{тр} = 0,09K_y$					2,37	
Стоимость топлива		15,30	15,30	15,30	15,30	94,00	94,00
Суммарные издержки производства		31,11	20,80	20,05	18,23	100,70	96,76
Удельные годовые приведенные затраты $\Pi = EK + И$		46,91	26,92	25,54	21,54	112,90	100,45

Примечание. A_M - амортизационные отчисления; $A_{тр}$ - затраты на текущий ремонт; K_y - удельные капиталовложения.

Таблица 3. Динамика структуры топливного баланса для сельского хозяйства республики

Вид топлива	1960 г.	1965 г.	1970 г.	Перспек- тива
Уголь	30,40	25,0	24,90	8,80
Мазут топочный (включая дистиллят)	5,0	14,60	26,90	65,40
Газ природный, сжиженный и нефтезаводской	2,0	15,80	18,90	19,0
Дрова	25,90	25,0	15,80	5,60
Торф	36,70	19,60	13,50	1,20

ра вида энергоносителя. При этом необходимо исходить из структуры топливо-энергетического баланса (ТЭБ) республики, замыкающих затрат на топливо и влияния географического расположения населенных пунктов, т.е. учесть затраты на внутри-районный транспорт и хранение топлива. На основании обобщения большого числа данных динамику структуры ТЭБ БССР для сельского хозяйства (в %) можно выразить с помощью табл.3.

Анализ современного состояния топливно-энергетического баланса СССР и данных табл.3 также показывает, что перспективными видами топлива следует считать газ и жидкое топливо. В первую очередь газ используется в химической промышленности, для пламенных печей заводов и для нужд быта. Если после названных потребителей имеется возможность выделения газа для сжигания в котельных, то это относится к котельным больших городов, так как сжигание угля на ТЭЦ приводит к выбрасыванию большого количества сернистого ангидрида и других вредных веществ в атмосферу.

Газификация же всего сельскохозяйственного производства пока нерациональна, так как сельскохозяйственные тепловые потребители маломощны и отстоят друг от друга на относительно большие расстояния. Все более конкурентоспособным для теплоснабжения сельских населенных пунктов становится жидкое топливо.

Мазут неудобен тем, что все операции по транспортировке, сливу, перекачке и сжиганию требуют его подогрева до температуры 70 - 115°С. Наиболее подходящим видом является печное бытовое топливо (дистиллятное).

Основным источником теплоснабжения в сельской местности на сегодняшний день все же остаются отопительные печи (84%), котельные же малой мощности и квартирные генераторы тепла составляют только 16%. Использование печного бытового топлива (дистиллятного) (ТУ-3800150-71) в квартирных генераторах тепла, отопительных печах при сжигании в горелках испарительного типа позволяет повысить к.п.д. этих установок

с 50 – 55% до 80 – 85%, увеличить безопасность эксплуатации, легче автоматизировать процесс горения. Отечественная промышленность уже выпускает отопительные аппараты на печном бытовом топливе [1]. На международной выставке "Интербытмаш-76" демонстрировались современные комбинированные аппараты АОЖВ-9, АОЖВ-20, предназначенные для отопления, горячего водоснабжения и приготовления пищи, которые с успехом могут быть использованы на селе.

В настоящее время на кафедре "Теплогазоснабжение и вентиляция" БПИ разрабатывается методика уточнения гидродинамических расчетов трубопроводных систем для печного бытового топлива. Создана экспериментальная установка, на которой получены предварительные результаты при исследовании трубопроводов диаметром 25 – 50 мм, по которым транспортируется жидкое топливо при различных температурных режимах.

Резюме. Проведенный технико-экономический анализ показал перспективность использования в сельском строительстве газового топлива для целей теплоснабжения и бытовых нужд, а также выявил некоторые преимущества применения жидкого дистиллятного топлива.

Л и т е р а т у р а

1. Мухин О.А., Павлючук А.И. К вопросу выбора оптимальной системы обогрева жилищ в сельских поселках Белоруссии. – В сб.: Отопление, вентиляция и строительная теплофизика. Минск, 1974, вып.3.
2. Барабанер Х.З. Экономические проблемы оптимизации систем теплоснабжения перспективных сельских населенных пунктов. Тарту, 1973.
3. Бессмертный И.С. Схема городских электрических сетей. М., 1963.
4. Техничко-экономический анализ различных схем энергоснабжения жилищно-коммунальных хозяйств СССР. ЦНИИЭП инженерного оборудования городов. М., 1969.

УДК 532.529.5:628.74.05:614.842

Ф.А. Богданович (канд.техн.наук)

ДВИЖЕНИЕ "СКОЛЬЗКОЙ" ВЫСОКОКРАТНОЙ ПЕНЫ В ВОЗДУХОВОДАХ

В последнее десятилетие из основных средств для тушения пожаров весьма широко применяется воздушно-механическая пена, особенно высокократная.

В качестве приборов для получения обычной воздушно-механической пены (с кратностью до 10, т.е. когда объем раствора, идущего на пенообразование, увеличивается в 10 раз) применяются ручные воздушно-пенные стволы, а для высокочратной (с кратностью более 100) – стволы-генераторы.

В воздушно-механических стволах пенообразующий раствор в трубе кожуха, выполняющего роль диффузора, дробится на мелкие капельки (по принципу соударения струй) и за счет эжекции увлекает за собой воздух из атмосферы через торцевые отверстия, образуя на выходе пену обычной кратности, а в стволах-генераторах высокочратной пены пенообразующий раствор после выхода из распылителя попадает на закрепленный на диффузоре пакет сеток. За счет эжекции или принудительного вентиляционного потока воздуха, набегающего на сетку, образуется высокочратная пена, которая сплошным потоком вытекает из направляющего сопла.

Образовавшаяся в таких стволах-генераторах пена не может подаваться под напором в нужном направлении или в труднодоступные места. Перемещение ее на некотором расстоянии происходит лишь за счет растекания и деформации. Ни один из существующих типов пеногенераторов и ни одна из установок не способны подавать пену на расстояние свыше 10 – 15 м из-за интенсивного разрушения ее в результате трения о стенки трубопровода и большого гидравлического сопротивления.

По мнению С.И.Костерина и Е.М.Савицкой [1,2], резкое увеличение гидравлического сопротивления при движении газожидкостного потока при интенсивном и устойчивом пенообразовании обусловлено структурными особенностями пены. Пузырьки пены прочно прилипают к поверхности стенки трубопровода вследствие молекулярного сцепления жидкости.

По данным С.И.Костерина и М.Н.Рубановича [3], при наличии в воде поверхностно-активных веществ, способствующих образованию пены в кипятильных трубах паровых котлов, гидравлическое сопротивление увеличивается в 2 раза.

В нашем случае при исследовании движения в прорезиненных рукавах химической пены [4] коэффициент гидравлического сопротивления λ пены по сравнению с λ воды увеличивается на 47%. Поэтому снижение потерь напора в пожарных рукавах и трубопроводах и увеличение дальности подачи пены при сохранении заданного давления – актуальная проблема, решение которой позволит повысить эффективность пожарнотехнического вооружения и обеспечить подачу пены на значительные расстояния и в труднодоступные места.

В последние годы открылся новый путь резкого снижения гидравлических сопротивлений при движении воды в трубах за счет добавок к ней высокомолекулярных полимеров в очень малых концентрациях (эффект Томса).

Проведенные в СССР и США исследования показали, что при концентрации полимера порядка сотых и даже тысячных долей процента в объеме раствора пенообразователя можно снизить гидравлические сопротивления более чем в три раза. Воду или пену, содержащую полимеры, принято называть "скользкой" водой или "скользкой" пеной.

Механизм этого явления, согласно мнению ряда исследователей, состоит в том, что сильно разбухающие в воде молекулы полимера снижают интенсивность турбулентных пульсаций в пристеночном слое, уменьшая тем самым турбулентное трение.

Более детальные объяснения этого явления и некоторые теоретические модели его можно найти в работах Г.И. Баренблатта [5] и В.Н. Калашникова [6].

Для выявления возможности практического использования эффекта Томса в системах искусственной (механической) приточной вентиляции, получения и транспортировки высокочрезвычайной пены на дальние расстояния в Белорусском политехническом институте была проведена серия экспериментов. Для получения "скользкой" высокочрезвычайной воздушно-механической пены в качестве полимера применялся водный раствор натриевой соли карбоксиметилцеллюлозы (КМЦ) и химически чистый поливиниловый спирт (ПВС). Способ приготовления водных растворов полимеров и их дозировка заимствованы из методики, разработанной В.М.Новиковым [7].

Экспериментальные исследования движения "скользкой" высокочрезвычайной пены в воздуховодах производились на установке, схема которой показана на рис.1. Общая длина воздуховода $d = 250$ мм с местным сопротивлением в виде отводов с радиусами закруглений $R = 1,4 - 5d$ составляла 51 м. Получение "скользкой" высокочрезвычайной пены происходило на обводном участке воздуховода 1, в поперечном сечении которого был вмонтирован пеногенератор (узел А), параллельно подсоединенный в вентиляционную установку посредством тройников (узел Б).

В обычных условиях (при отсутствии пожара в помещениях цеха) центробежный вентилятор 2 подает воздух в цех по основному воздуховоду 3 и дальше в простые или разветвленные воздуховоды 4, т.е. вентиляционная установка только поддерживает нужный комфорт в цехе.

При возникновении пожара в цехе приточную вентиляционную установку превращают в огнегасительную. Для этого посредством регулирующих клапанов (заслонок) 5 в тройниках (узел Б) часть воздушного потока направляется в пеногенератор (узел А), а часть – на транспортирование пены по воздуховоду 3 для создания подпора и ее транспортировки в сеть 4 к воздухоприемным устройствам. По выходе из воздухоприемного устройства (насадки) пена падает на пол или поверхность технологического аппарата и, растекаясь, покрывает горящую площадь.

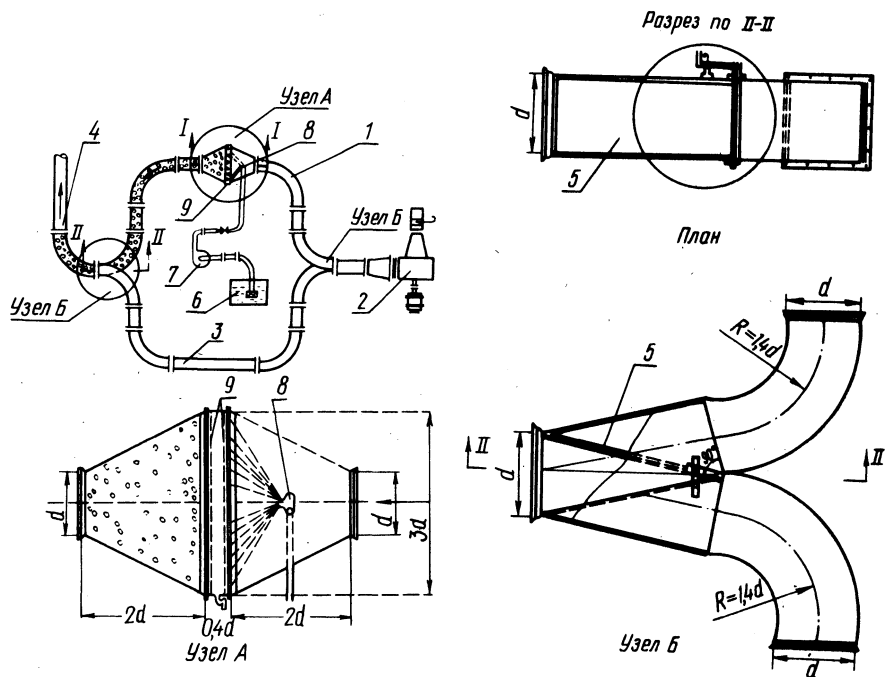


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для получения и транспортировки "скользящей" пены на дальние расстояния.

Пеногенератор для получения высокэкратной пены (узел А) представляет собой барабан с диффузором и конфузуром, в котором расположен распылитель 8 и пакет сеток 9, разделяющий внутренний проход в барабане.

В пеногенератор одновременно с потоком воздуха подается заранее приготовленный в резервуаре 5–6%-ный раствор пенообразователя ПО-1 насосом 7 в распылитель 8.

Выходящая из распылителя 8 струя раствора смачивает пакет сеток 9, и в дальнейшем под воздействием потока воздуха

в ячейках сетки происходит деформация капель и зарождение пузырьков.

Проходя через вторую сетку, пузырьки пены дополнительно дробятся, превращаются в многократную пену и дальше двигаются под напором воздуха к тройнику, где пена получает дополнительный подпор из параллельной магистрали.

Измерение перепадов давлений велось с помощью водяных пьезометров, а измерение расходов пены на выходе из воздухоприемного устройства (насадки) – объемным способом. Во всех опытах вначале по воздуховодам пропусклась обычная высоkokратная пена, получаемая из 5%-ного водного раствора ПО-1, а затем к нему добавлялись заранее приготовленные слабые растворы КМЦ или ПВС различных концентраций (от 0,005 до 0,1%) и получилась "скользящая" пена.

Величина оптимальных концентраций водных растворов полимеров определялась по величине максимального снижения сопротивления трения и получению максимального расхода пены на выходе в конце воздуховода.

В результате экспериментов было установлено, что при движении высоkokратной "скользящей" пены, полученной от раствора пенообразователя с добавками полимера, потери давления заметно снижаются (в среднем в 1,2 – 1,4 раза).

Резюме. Выход "скользящей" высоkokратной пены из воздуховода по сравнению с обычной высоkokратной, подаваемой на расстояние 51 м по воздуховоду диаметром 250 мм, при тех же условиях увеличивается на 18 – 47%. Увеличение объемного расхода "скользящей" пены на выходе происходит за счет снижения гидравлического сопротивления и уменьшения ее разрушения при перемещении по воздуховоду на дальние расстояния.

Л и т е р а т у р а

1. Костерин С.И. Исследование влияния диаметра и расположения трубы на гидравлические сопротивления и структуру течения газожидкостной смеси. – "Изв. АН СССР", 1949, № 12.
2. Савицкая Е.М. О течении пен по трубам. – ЖТФ, 1951, № 21, 11.
3. Костерин С.И., Рубанович М.Н. Выявление поверхностного натяжения жидкости на гидравлические сопротивления и структуру течения газожидкостной смеси в трубах. – "Изв. АН СССР: ОТН", 1949, № 7.
4. Богданович Ф.А. О кратности пенообразования при движении химической пены в рукавных линиях и стальных трубопроводах. – "Изв. вузов СССР. Энергетика", 1967, № 4.
5. Баренблатт Г.И., Горад-

цов В.А., Калашников В.Н. Турбулентность аномальных жидкостей. – В сб.: Тепло- и массоперенос, т.3. Минск, 1968. 6. Маскатов Е.П. Механика – наука не стареющая. – "Наука и жизнь", 1972, №2. 7. Новиков В.М. К выбору раствора полимера как теплоносителя систем теплоснабжения. – В сб.: Отопление, вентиляция и строительная теплофизика. Минск, 1973, вып. 2.

УДК 697.937

А.Т. Сычев (канд.техн.наук),
В.П. Николаенко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОЗДУШНОГО ДУША (ПЛОСКАЯ СТРУЯ)

Широкое применение воздушных душей для борьбы с воздействием лучистого тепла вызывает значительный рост затрат на их сооружение и эксплуатацию. Охлаждающий эффект воздушного душирования зависит от разности температур между потоком воздуха и омываемой им поверхности тела и скорости обтекания потоком воздуха охлаждаемого тела. Расчетные параметры воздуха на выходе из воздухораспределителя, его скорость v и температура t зависят от размера выходной щели воздухораспределителя b , расстояния до рабочего места x , скорости v и температуры t на рабочем месте. Расчетные параметры наружного воздуха, согласно [1], принимаются по параметрам B , в соответствии с которыми наружный воздух подается, как правило, на рабочее место предварительно охлажденным. При расчете воздушных душей рекомендуют применять установку с адиабатическим охлаждением воздуха, так как установка с применением искусственного холода дорога в эксплуатации и по первоначальным затратам [2].

При использовании установок с адиабатическим охлаждением воздуха приходится идти на увеличение размеров воздухо-распределителя, скорости и количества воздуха.

В работе делается попытка определить оптимальную производительность воздушного душа на основании сопоставления экономической эффективности вариантов охлаждения воздуха.

Выражения, определяющие среднюю по площади скорость и среднюю по расходу избыточную температуру для основного участка струи с учетом коэффициентов m , n , имеют вид [3]

$$v_o = \frac{v_p \sqrt{x}}{m \sqrt{b_o} K} \sqrt{\frac{\gamma_p}{\gamma_o}}; \quad (1)$$

$$t_n - t_o = \frac{(t_n - t_p) \sqrt{x}}{n \sqrt{b_o} K_{\Delta t} \beta_{\Delta t}} \sqrt{\frac{\gamma_p}{\gamma_o}}, \quad (2)$$

где $T_o/T = \gamma_p/\gamma_o$; t_n - температура воздуха, окружающего струю на расстоянии x . В практике эту температуру приравнивают к температуре рабочей зоны $t_{p.з}$; m, n - коэффициенты, характеризующие изменение скорости и температуры по длине струи; x - расстояние от воздухораспределителя до рабочего места; γ_p, γ_o - плотность воздуха на рабочем месте и на выходе из воздухораспределителя; b_o - ширина воздуховыпускной щели воздухораспределителя; $K, K_{\Delta t}, \beta_{\Delta t}$ - соответственно коэффициенты поля скоростей, избыточных температур и поправочный коэффициент на количество тепла.

Холодопроизводительность оросительной камеры определяется по уравнению

$$Q_o = G_o (I_n^b - I_k), \quad (3)$$

где G_o - производительность установки кондиционирования воздуха; I_n^b, I_k - теплосодержание наружного воздуха (параметры Б) и воздуха на выходе из оросительной камеры.

Будем считать, что Q_o - холодопроизводительность оросительной камеры, соответствующая максимально возможному перепаду теплосодержаний $I_n^b - I_k$. Значению Q_o соответствует производительность кондиционера G_o , теплосодержание и температура воздуха на выходе из камеры I_k, t_k .

При других значениях перепада теплосодержаний $I_n^b - I_k' \leq I_n^b - I_k$ соответственно получаем $Q_o', G_o', I_k', t_k', Q_o'$.

Относительное значение холодопроизводительности камеры записывается уравнением

$$\bar{Q}_o' = \frac{Q_o'}{Q_o} = \frac{G_o' (I_n^b - I_k')}{G_o (I_n^b - I_k)} = \bar{G}_o' \frac{I_n^b - I_k'}{I_n^b - I_k}, \quad (4)$$

где $\bar{G}_o'$ - относительный расход воздуха, определяемый как

$$\bar{G}_o' = \frac{G_o'}{G_o} = \frac{g_o'}{g_o}, \quad (5)$$

где g'_o, g_o - производительность воздушного душа, соответствующая холодопроизводительности камеры с Q'_o и Q_o .

$$g_o = v_o b_o l_o \gamma_o; g'_o = v'_o b'_o l'_o \gamma'_o, \quad (6)$$

где $b_o l_o; b'_o l'_o; v_o; v'_o$ - площадь воздухораспределителя и средняя скорость на выходе из воздухораспределителя.

С учетом выражений (6) и (1), записанных для v_o и v'_o , и условия постоянства параметров на рабочем месте при неизменном расстоянии x получим

$$\bar{G}'_o = \sqrt{\bar{b}'_o} \sqrt{\bar{\gamma}'_o} \approx \sqrt{\bar{b}'_o}, \quad (7)$$

где $\bar{b}'_o = b'_o / b_o$; $\bar{\gamma}'_o = \gamma'_o / \gamma_o$; $\bar{b}'_o$ - относительная ширина щели воздухораспределителя.

Значение $\bar{b}'_o$ записывается через относительную избыточную температуру согласно уравнению (2) следующим образом:

$$\sqrt{\bar{b}'_o} = \frac{t_n - t_o}{t_n - t'_o} \approx \frac{t_{p.з} - (t_k + \Delta t)}{t_{p.з} - (t'_k + \Delta t)} = \frac{t_n^A + (\pm \Delta t^A) - (t_k + \Delta t)}{t_n^A + (\pm \Delta t^A) - (t'_k + \Delta t)}, \quad (8)$$

где Δt - повышение температуры воздуха в вентиляторе и воздуховодах между камерой и воздухораспределителем (в практике принимается $\Delta t = 1,5^\circ\text{C}$); t_n^A - расчетная летняя температура, соответствующая параметрам A ,

$$t_n^A = t_{p.з} - (\pm \Delta t^A). \quad (9)$$

Согласно [1], $\Delta t^A \leq 5^\circ\text{C}$.

Анализ уравнений (4), (7), (8) показывает, что относительная холодопроизводительность камеры для заданного помещения зависит от теплосодержания и температуры на выходе из камеры - I'_k, t'_k . Аналитически взаимосвязь между этими параметрами определяется выражением (14), которое получено путем преобразования уравнения теплосодержания воздуха

$$I'_k = 0,24 t'_k + 0,5974 d'_k + 0,00043 d'_k t'_k, \quad (10)$$

где d'_k - влагосодержание воздуха,

$$d'_k = \frac{622}{p_6 / \varphi p_n - 1} \approx \frac{622}{p_6} \varphi p_n, \quad (11)$$

где φ - относительная влажность воздуха; p_6 - барометрическое давление, мм рт.ст.; p_n - парциальное давление водяных паров насыщенного влажного воздуха [4],

$$\lg p_n = \frac{156 + 8,12 t'_n}{236 + t'_n}, \quad (12)$$

где t'_n - температура насыщенного воздуха.

Для относительной влажности $\varphi = 95\%$ в пределах применяемых в практике значений температур

$$t'_n \approx t'_n + 0,5. \quad (13)$$

Выражение (10) с учетом значений d'_k, p_n, t'_n из уравнений (11), (12), (13) и принимая во внимание, что

$$0,24 t'_k + 0,5974 d'_k \gg 0,00043 d'_k t'_k,$$

имеет вид

$$I'_k = 0,24 t'_k + \frac{353,6}{p_6} 10 \frac{160 + 8,12 t'_k}{236,5 + t'_k}. \quad (14)$$

Приращение удельной стоимости установки кондиционирования воздуха C определяется выражением

$$B \bar{G}'_O + U \bar{Q}'_O (I^\beta_n - I'_k) = C, \quad (15)$$

где B - удельная стоимость воздуха при адиабатическом охлаждении, коп.·кг/ч; $\bar{G}'_O$ - приращение стоимости обрабатываемого воздуха; U - удельная стоимость холода, коп.·ккал/ч; $\bar{Q}'_O (I^\beta_n - I'_k)$ - приращение стоимости холода.

Подставляя в выражение (15) вместо $\bar{Q}'_O, \bar{G}'_O$ их значения из выражений (4) и (7), получим

$$B \sqrt{\bar{b}'_O} + U \sqrt{\bar{b}'_O} (I^\beta_n - I'_k) = C \quad (16)$$

или

$$\sqrt{\bar{b}'_O} \left[1 + \bar{U} (I^\beta_n - I'_k) \right] = \frac{t_{p,3} - \Delta t - t'_k}{t_{p,3} - \Delta t - t'_k} \left[1 + \bar{U} (I^\beta_n - I'_k) \right] = \bar{C}; \quad (17)$$

$$\bar{U} = \frac{U}{B}; \quad \bar{C} = \frac{C}{B}.$$

Анализ выражений (17) показывает, что стоимость установки для неизменных параметров наружного и внутреннего воздуха зависит от относительной удельной стоимости холода, температуры и теплосодержания воздуха на выходе из камеры.

Выражение (17) позволяет определять расчетную температуру воздуха после оросительной камеры t_k и теплосодержание I_k' , соответствующие оптимальной производительности воздушного душа, следующим образом: задаются значениями t_k в пределах $t_k - t_{kA}$ (t_{kA} — температура, соответствующая адиабатическому охлаждению) и определяют значения I_k' по выражению (14). Устанавливают относительную удельную стоимость холода $\bar{U}$ для проектируемой установки и $\bar{C}$ по выражению (17). По значениям t_k и $\bar{C}$ строят кривую и находят расчетное значение t_k' , соответствующее минимальному значению $\bar{C}$. Определяют b_o по выражению (2) и v_o по уравнению (7). За начало отсчета можно принимать условную оросительную камеру, имеющую на выходе $t_k = 0$. Действительная температура t_k определяется по теоретической температуре t . Теоретическая температура равна $\sim 9^\circ\text{C}$ для минимально допустимой температуры кипения хладагента $+1^\circ\text{C}$, средней температуры хладоносителя 6°C [1], среднего значения коэффициента эффективности теплообмена в камере 0,8 и перепада температур воды 4°C . Значения t_k находятся на пересечении прямой, содержащей на $I-d$ диаграмме точки с параметрами I_b и $t_n = 9^\circ\text{C}$, $\varphi = 100\%$ с кривой относительной влажности $\varphi_n = 95\%$.

Резюме. Расчет воздушного душа следует начинать с определения оптимальной температуры воздуха после оросительной камеры, соответствующей минимальной стоимости кондиционирования воздуха.

Л и т е р а т у р а

1. Строительные нормы и правила, ч. II, разд. Г, гл. 7. "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха". М., 1964.
2. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений, ч. II. Под общ. ред. И.П. Старовойтова. М., 1969.
3. Сычев А.Т. Душирование рабочих мест плоской струей. — "Труды Всесоюз. совещания. Проблемы вентиляции и кондиционирования воздуха". Минск, 1969.
4. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. Изд. 3-е. М., 1971.

Н.К. Зайцева (канд.техн.наук),
Р.Г. Поносов

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

При создании современных типов воздухонагревателей большую роль играют их высокие теплотехнические свойства, небольшой вес, невысокое аэродинамическое сопротивление, компактность и эффективность установки. Изменение теплотехнических и аэродинамических характеристик воздухонагревателей должно рассматриваться во взаимосвязи с изменением размеров оребрения.

В зависимости от технологии изготовления в настоящее время применяются оребрения следующих видов: спирально-навивное оребрение с натяжением без гофров, спирально-навивное оребрение с гофрами, навивка на трубу ленты оребрения с разрезкой, с разрезкой и отгибом кромок, накатка ребер из материала трубы и др.

Наиболее рациональным типом оребрения является получение ребер путем пластической деформации, что приводит к отсутствию термического сопротивления контакта, при этом создается благоприятное условие распространения тепла в теле ребра. Получение высоких ребер удастся осуществить при использовании трубок-заготовок из меди, алюминия и его сплавов. Низкие ребра высотой h до 3,5 мм получаются путем накатки и выполняются из стальных, медных и алюминиевых трубок-заготовок.

Для интенсификации теплообмена спирально-навивных оребренных элементов и создания вихревого режима течения в межреберных полостях ребра, расположенные по винтовой линии под углом 45° к оси трубы, разрезались на короткие участки [1]. В некоторых случаях эти участки имели отогнутые кромки в разные стороны [2]. Происходит срыв потока с острых кромок оребрения и разрушения теплового пограничного слоя, за счет чего коэффициент теплоотдачи α_n возрастает.

К настоящему времени не разработана технология изготовления стального оребрения с рассечкой ленты, и это приводит к дополнительным трудовым затратам и удорожанию конструкции. Рядом авторов экспериментально исследованы коэффициент

теплоотдачи α_n и аэродинамические сопротивления для различных видов оребрения [3, 4, 5, 2, 1, 6] и путем преобразований и аналитической обработки получены более упрощенные зависимости для определения α_n и Δp .

	В.Г.Фастовский		В.Б.Кунтыш	
	Ю.В.Петровский		Ф.М.Иохведов	
	В.М.Антуфьев		В.М.Антуфьев	
α_n , Вт/м ² ·град	28,2v ^{0,643}	28v ^{0,635}	54v ^{0,7}	
Δp , Па	1,95v ^{1,711}	4,6v ^{1,825}	17,7v ^{1,64}	
	Е.К.Гусев		Н.В.Зозуля	
	В.М.Антуфьев		А.А.Хавин	
α_n , Вт/м ² ·град	71v ^{0,72}	81v ^{0,7}		
Δp , Па	4,15v ^{1,66}	2,32v ^{1,8}		

Рассмотренные выше виды оребрения, несмотря на высокие теплотехнические и сравнительно небольшие аэродинамические показатели, имеют существенные недостатки: всевозможные рассечки вызывают увеличение трудовых затрат и удорожание конструкции, а тянутые оребрения требуют применения дефицитных цветных металлов, которые для широкого применения в воздухонагревателях-калориферах неприемлемы.

Широкое применение воздухонагревателей-калориферов требует разработки и внедрения в производство стальных моделей, имеющих оптимальные размеры оребрения и отвечающих требованиям мировых стандартов.

Теплоотдача и аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя зависят от размеров оребрения, а именно: от диаметра греющих трубок d , высоты ленты оребрения h , шага оребрения t , поперечного S_1 и продольного S_2 шага оребренных трубок, толщины оребрения δ и величины живого сечения для прохода воздуха.

На основании аналитического исследования можно сделать вывод, что при увеличении S_1 теплоотдача воздухонагревателя увеличивается при прочих равных размерах и может равняться

$$S_1 = (0,87 - 0,92) (d + 2h) \text{ мм.}$$

Увеличение коэффициента теплоотдачи α_n при более тесном пучке оребренных трубок в продольном направлении объясняется тем, что аэродинамическая тень за трубками уменьшается и увеличивается теоретическая разность температур поверхности оребрения и воздуха. На основании аналитических расчетов ре-

Таблица 1. Зависимость α_n от размеров оребрения

h, мм	t, мм	δ , мм	d = 23 x 2,5 мм		d = 12 x 1 мм		d = 14 x 2,5 мм	
			S ₁	A = $\frac{\alpha_n}{\sqrt{0,85}}$	S ₁	A = $\frac{\alpha_n}{\sqrt{0,85}}$	S ₁	A = $\frac{\alpha_n}{\sqrt{0,85}}$
7	3,0	0,5	43	18	26	24,2	28	22,4
10	4,5	0,5	43	17,2	32	31	34	20,3
7	4,5	0,5	-	-	26	28	28	25,4
7	4,65	0,35	-	-	26	27,2	28	24,9
7	4,75	0,25	-	-	26	27,1	28	24,8
7	3,5	0,5	-	-	26	28	28	22,3
7	3,65	0,35	-	-	26	25,4	28	21,6
7	3,75	0,25	-	-	26	25,2	28	21,6
7	3,0	0,5	-	-	26	24,2	28	22,4
7	3,15	0,35	-	-	26	24,4	28	22,6
7	3,25	0,25	-	-	-	-	28	22,6
10	4,5	0,5	-	-	32	31,0	34	20,3
10	3,15	0,35	-	-	32	22,1	34	20,8
10	3,25	0,25	-	-	32	22,4	34	28,2
7	3,65	0,35	-	-	-	-	34	20,4
7	3,65	0,35	-	-	-	-	29	21,4
7	3,65	0,35	-	-	-	-	30	21,3
7	3,65	0,35	-	-	-	-	31	21,3
7	3,65	0,35	-	-	-	-	32	21,2

комендуется принимать продольный шаг между оребренными трубками равным

$$S_2 = d + 2h + 2$$

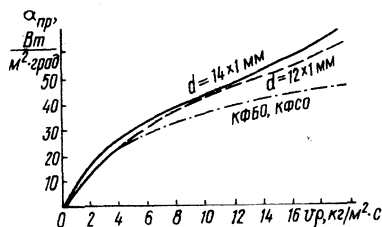
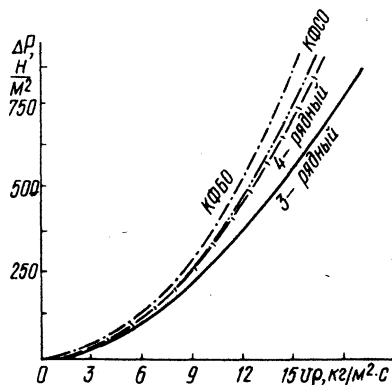
Из анализа экспериментальных данных [3] вытекает, что аэродинамическое сопротивление при уменьшении диаметра греющих трубок при прочих равных размерах увеличивается незначительно, зато вызывает резкое увеличение теплоотдачи воздушонагревателя. Для разных диаметров греющих трубок аналитически исследовалось влияние размеров оребрения на коэффициент теплоотдачи α_n . Коэффициенты теплоотдачи α_n в зависимости от изменения величин h , t , δ , d и S_1 для стального спирально-навивного оребрения сведены в табл. 1.

Из табл. 1 следует, что наилучшими теплотехническими показателями характеризуются оребренные элементы стального спирально-навивного воздушонагревателя с толщиной ленты оребрения $\delta = 0,35$ мм, высотой $h = 7$ мм.

На основании аналитических исследований находим, что α_n увеличивается с уменьшением диаметра греющих трубок и толщины ленты. Для одного и того же диаметра, шага оребрения и толщины навивной ленты α_n выше для более низкого оребрения ($h = \min$). При уменьшении t при прочих равных условиях α_n уменьшается, но при этом значительно увеличи-

Таблица 2. Зависимость Δp от размеров оребрения

d , мм	δ , мм	h , мм	S_2	Количество рядов трубок	Δp , Н/м ²
12 x 1	0,35	7	30	3	4,9 ($\sqrt{p}$) 1,75
	0,35	7	30	4	6,5 ($\sqrt{p}$) 1,75
	0,25	7	30	3	7,85 ($\sqrt{p}$) 1,75
	0,25	7	30	4	8,45 ($\sqrt{p}$) 1,75
14 x 1	0,35	7	30	3	4,9 ($\sqrt{p}$) 1,75
	0,35	7	30	4	6,5 ($\sqrt{p}$) 1,75
	0,25	7	30	3	7,85 ($\sqrt{p}$) 1,75
	0,25	7	30	4	8,45 ($\sqrt{p}$) 1,75

Рис. 1. Зависимость $\alpha_{пр}$ от $v_{пр}$ для спирально-навивного стального оребрения с оптимальными размерами.Рис. 2. Зависимость Δp от $v_{пр}$ для спирально-навивного стального оребрения с оптимальными размерами.

вается количество ребер и поверхность оребрения, что улучшает условия теплообмена. Уменьшение просвета между ребрами улучшает технико-экономические характеристики ребристых воздухонагревателей, работающих в режиме вынужденного движения воздуха. Шаг оребрения в свету следует принимать $t = 3,65$ мм, диаметр греющей трубки $d = 14 \times 1$ мм.

Аналитически исследовалось влияние размеров стального спирально-навивного оребрения с шахматным расположением трубок на величину аэродинамического сопротивления воздухонагревателя. На основании аналитических расчетов получены выражения для определения аэродинамического сопротивления Δp в зависимости от толщины оребрения δ , диаметра греющих трубок d , шага S_2 , которые приведены в табл. 2.

Резюме. 1. Предлагается [7] новый тип стального спирально-навивного воздухонагревателя-калорифера со следующими оптимальными размерами оребрения:

диаметр греющих трубок $d = 14 \times 1$ мм;

высота навивной ленты $h = 7$ мм;

шаг оребрения навивной ленты в свету $t = 3,65$ мм;

толщина навивной стальной ленты $\delta = 0,35$ мм;

продольный шаг оребренных трубок $S_2 = 25$ мм;

поперечный шаг оребренных трубок $S_1 = 30$ мм.

2. Для аналитического расчета теплопроизводительности калорифера нового типа предлагается график (рис.1) для нахождения осредненного по всей поверхности коэффициента теплоотдачи $\alpha_{пр}$ от оребренной поверхности при шахматном расположении трубок в зависимости от массовой скорости воздуха, а также график (рис.2) для определения аэродинамического сопротивления в зависимости от массовой скорости воздуха.

Л и т е р а т у р а

1. Кунтыш В.Б., Иохведов Ф.М. Выбор эффективной поверхности нагрева для создания компактного воздухонагревателя (калорифера). - "Изв. вузов СССР. Энергетика", 1970, №5. 2. Антуфьев В.М., Гусев Е.К. Интенсификация теплообмена оребренных поверхностей при поперечном обтекании. - "Теплоэнергетика", 1968, №7. 3. Юдин В.Ф., Тохтарова Л.С. Аэродинамические сопротивления пучков ребристых труб в поперечном потоке газа. - "Энергомашиностроение", 1972, №9. 4. Антуфьев В.М. Сравнительные исследования теплоотдачи и сопротивления ребристых поверхностей. - "Энергомашиностроение", 1961, №2. 6. Зозуля Н.В., Хавин А.А. Теплотехнические характеристики пучков труб с лепестковым поперечным оребрением. - "Энергомашиностроение", 1968, №11. 7. Зайцева Н.К. Отчет по научно-исследовательской работе "Исследование теплообменных процессов спирально-навивных воздухонагревателей", № гос. регистрации 69016469. М., 1973.

К ТЕОРИИ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ
ТЕПЛОВОГО КОМФОРТА ПОМЕЩЕНИЙ

Оптимизация параметров теплового комфорта помещений при автоматическом регулировании отопительно-вентиляционных систем требует знания статических и, в особенности, динамических характеристик звеньев системы АРТЕК [1]. В настоящее время основной круг проблем в рамках обобщенной теории автоматического регулирования теплового комфорта сводится к проблемам динамики. Это разработка методики динамических испытаний объектов регулирования и их элементов, динамика измерительных систем, динамика теплообменников, трансмиссий (ограждений, воздушных каналов, трубопроводов и т.п.).

При этом надо еще раз указать [1] на плодотворное взаимовлияние научных направлений теории автоматического регулирования и строительной теплофизики в решении отдельных вопросов, затрагивающих динамику объектов регулирования и трансмиссий.

Главным звеном, определяющим в значительной мере динамику объекта регулирования и системы в целом, следует считать наружное ограждение здания. Поведение этого звена в процессе управления микроклиматом при изменении внешних и консервативных возмущающих воздействий, теплофизических характеристик и т.п. должно быть известно заранее для возможности анализа и синтеза САР и САУ.

Не вдаваясь в подробности, достаточно полно изложенные в фундаментальных теплофизических исследованиях [2 - 3], попытаемся проанализировать динамические характеристики ограждений при автоматическом регулировании температуры внутреннего воздуха, обратив внимание на температуру поверхности ограждения.

Пусть динамическим звеном будет плоское однородное ограждение бесконечной толщины. Влиянием пограничных зон пренебрегаем, считая поверхность бесконечно широкой, и во всех ее точках предположим одинаковые условия теплообмена, исключив из рассмотрения теплопередачу вдоль поверхности. Величину коэффициента теплоотдачи α при подсчете плотности теплового потока можно принять постоянной и для нестационарного теплообмена в узких границах изменения температур-

ного перепада [5]. Тогда количество тепла будет пропорционально разности температур и вид функции $\tau = f(\theta, t)$ будет играть существенную роль, в особенности для радиационного комфорта. Подобные допущения позволяют решать одномерную внутреннюю задачу нахождения температурных изменений с координатой x , перпендикулярной поверхности стены (рис.1).

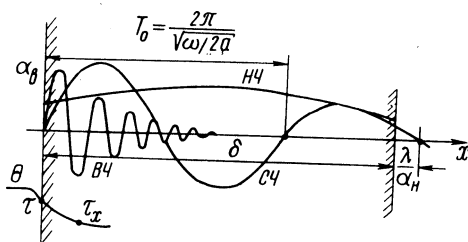


Рис.1. Переходные функции при различных частотах (нч - низких, сч - средних, вч - высоких).

Изменение плотности теплового потока для стены бесконечной толщины с помощью внешних граничных условий запишем в виде

$$\alpha_B (\theta - \tau) = -\lambda \left. \frac{\partial \tau}{\partial x} \right|_{x=0}.$$

Применим для исследования канонический метод малых отклонений от стационарных средних величин [4]:

$$\alpha_B (\Delta \theta - \Delta \tau) = -\lambda \left. \frac{\partial \Delta \tau}{\partial x} \right|_{x=0}.$$

При постановке задачи в ином плане температура стены выражается уравнением теплопередачи

$$\frac{\partial \Delta \tau}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 \Delta \tau}{\partial x^2} \quad (1)$$

и для внешней границы ограждения будет справедливо записать

$$\left. \frac{\partial \Delta \tau}{\partial x} \right|_{x \rightarrow \infty} = 0,$$

Предположим, что температурное воздействие на ограждение носит гармонический характер, общепринятый в подобных предпосылках [2 - 3, 6]. Тогда, переходя к изображениям по Лапласу, перепишем выражение (1) в виде

$$p \Delta \tau = a \frac{\partial^2 \Delta \tau}{\partial x^2},$$

общее решение которого, имея в виду обычную подстановку $\Delta\tau = e^{rx}$, где $r = \pm \sqrt{-\frac{p}{a}}$, будет $\Delta\tau = C_1 e^{rx} + C_2 e^{-rx}$.

С помощью граничных условий определяются постоянные интегрирования C_1 и C_2 . Тогда окончательно можно записать, что

$$\Delta\tau_x = \Delta\theta \frac{e^{-x \sqrt{\frac{p}{a}}}}{\frac{\lambda}{\alpha_b} \sqrt{\frac{p}{a}} + 1}. \quad (2)$$

Интересующая нас передаточная функция для поверхности ограждения ($x = 0$) может быть представлена в виде

$$W(p) = \left. \frac{\Delta\tau}{\Delta\theta} \right|_{\theta \rightarrow \tau} = \frac{1}{\sqrt{\frac{c\rho\lambda p}{\alpha^2} + 1}}$$

или, введя постоянную времени ограждения $T = \frac{c\rho\lambda}{2\alpha^2}$, получим

$$W(p) = \frac{1}{\sqrt{2Tp + 1}} = \frac{1}{A\sqrt{p + 1}}, \text{ если } A = \sqrt{2T}.$$

Имея в виду, что $p = j\omega$, вводим безразмерную частоту $\Omega = \omega T$ и находим амплитудно-фазовую частотную характеристику так называемого полунинерционного звена

$$W(j\omega) = \frac{1}{\sqrt{2j\Omega + 1}}.$$

Переходную функцию $h(\bar{t})$ нетрудно найти, используя выражение $h(\bar{t}) = 1 - e^{-\bar{t}/2} (1 - \Phi(\sqrt{\bar{t}/2}))$, где $\bar{t} = t/T$, а $\Phi(z) =$

$$= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-r^2} dr - \text{известный интеграл Гаусса.}$$

Для анализа результатов возвратимся к выражению (2) и перепишем его для условий $x = 0$ в виде

$$\Delta\tau = \Delta\theta \frac{1}{\frac{\lambda}{\alpha_b} \sqrt{\frac{p}{a}} + 1}. \quad (2a)$$

Разделив выражения (2) и (2а) почленно, получим

$$-x \sqrt{\frac{p}{a}}$$

$$\Delta \tau_x = \Delta \tau_e \quad .$$

Используя подстановки $\sqrt{2j} = 1+j$ и $p = j\omega$, видим, что

$$\Delta \tau_x = \Delta \tau_e \exp \left(-x \sqrt{\frac{\omega}{2a}} - jx \sqrt{\frac{\omega}{2a}} \right). \quad (3)$$

Это соотношение показывает, что в любой точке массива стены амплитуда колебаний температуры в $\exp \left(-x \sqrt{\frac{\omega}{2a}} \right)$ меньше значения на поверхности ограждения, а отставание по фазе — в $\exp \left(x \sqrt{\frac{\omega}{2a}} \right)$ раз.

Если предположить, что воздействие колебаний уже не имеет реального смысла, когда они составляют внутри стены по меньшей мере 1% от исходного значения на поверхности, то полученные результаты можно распространить и на ограждение конечной толщины. При этом надо сохранить условие, чтобы ее толщина была бы равна толщине слоя, в котором еще учитываются колебания для стены неограниченной толщины (рис. 1).

$$-x \sqrt{\frac{\omega}{2a}}$$

Исходя из этих рассуждений, приходим к $e = 0,01$ и,

имея в виду, что период температурных колебаний равен $T_0 =$

$$= \frac{2\pi}{\sqrt{\omega 2a}}, \text{ получим в итоге, что } \delta \approx 6,5 \sqrt{\frac{a}{\omega}}. \quad (4)$$

Здесь δ — толщина искомой стены, равновеликая глубина которой в соответствующем месте бесконечно толстой стены уменьшает на 1% исходную амплитуду температуры на поверхности.

Анализ выражения (4) показывает, что соотношение зависит только от коэффициента температуропроводности a , который постоянен для определенного материала. При этом каждое конечное δ , т.е. каждая стена конечной толщины удовлетворяет выражению (4) в спектре частот от $\omega = \infty$ до определенной граничной частоты. Как показали экспериментальные исследования автора [7], бетонные ограждения толщиной око-

ло 15 см зданий легкой конструкции достаточно хорошо подчинялись на низких частотах упомянутым теоретическим соотношениям. Для динамических испытаний в отопительно-вентиляционной технике такие частоты наиболее употребительны.

В развитие приведенных рассуждений рассмотрим аналогичным образом тонкое ограждение, приняв в качестве дополнительных допущений следующие условия: процесс теплообмена достаточно точно определяется коэффициентами теплоотдачи $\alpha (\lambda \rightarrow \infty)$; наружная температура $\theta_H = \text{const}$; ограждение аккумулирует тепло.

Тогда уравнение теплового баланса можно записать в виде

$$\alpha_B (\theta - \tau) = \alpha_H (\tau - \theta_H) + \rho c \delta \frac{\partial \tau}{\partial t}. \quad (5)$$

Применив метод малых отклонений, преобразуем выражение (5)

$$\alpha_B \Delta \theta = \Delta \tau (\alpha_B + \alpha_H) + \rho c \delta \Delta \dot{\tau}. \quad (6)$$

Переходя к изображениям для гармонического изменения температуры воздуха в уравнении (6), получим

$$\Delta \theta \frac{\alpha_B}{\alpha_B + \alpha_H} = \Delta \tau + p \frac{\rho c \delta}{\alpha_B + \alpha_H} \Delta \tau. \quad (7)$$

Введя коэффициент усиления $k = \frac{\alpha_B}{\alpha_B + \alpha_H}$ и постоянную

времени $T' = \frac{\rho c \delta}{\alpha_B + \alpha_H}$, приведем выражение (7) к каноническому виду передаточной функции звена первого порядка:

$$W(p) = \frac{k}{T'p + 1}. \quad (8)$$

Отсюда нетрудно проанализировать влияние физических величин, входящих в T' и k на процессы аккумуляции тепла и затухания температурных колебаний. В частности, числитель постоянной времени T' представляет запас тепла, аккумулирующую способность стены. Чем меньше T' , тем быстрее температура τ стремится к θ . Знаменатель характеризует интенсивность теплопотерь в зависимости от соотношения между

α_B и α_H , которые выявляют влияние количества тепла, подводимого и отводимого от стенки (сравните структуру $T = \frac{\rho c \frac{\lambda}{\alpha_B}}{\alpha_B + \alpha_H}$ и $T' = \frac{\rho c \delta}{\alpha_B + \alpha_H}$).

Аналогичным выражению (4) образом можно получить, что

$$\delta \approx 0,45 \sqrt{\frac{a}{\omega}}. \quad (9)$$

При сопоставлении формул (4) и (9) видно, что выражения для толщины слоя демпфирования колебаний могут быть обобщены неравенством для ограждения конечной толщины:

$$0,45 \sqrt{\frac{a}{\omega}} < \delta < 6,5 \sqrt{\frac{a}{\omega}} \quad \text{или} \quad \omega \in]0,2 \bar{a} \delta^2; 42,25 \bar{a} \delta^2[.$$

Последнее выражение подтверждает тезис, что вполне определенное ограждение пропускает не все возможные частоты.

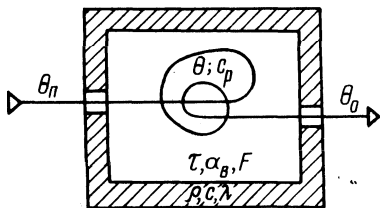


Рис.2. Модель помещения.

Несколько усложним задачу, имея целью найти передаточную функцию в общем случае, для помещения с вентиляцией, упрощенная модель которого с обозначениями представлена на рис.2. Примем однородным материал ограждений. Это ограничение не существенно, но облегчает получение основных зависимостей [6]. Предположим также, что масса воздуха остается постоянной (справедливо для большинства вентустановок), меняется только температура приточного воздуха. Если считать, что воздух полностью перемешивается, т.е. тепловой поток зависит от средней его температуры, то уравнение теплового баланса такого помещения с учетом теплоаккумуляции можно представить в виде

$$m c_p \frac{d\theta}{dt} = m c_p \theta + \alpha_B F (\theta - \tau) + m_1 c_p \frac{d\theta}{dt}.$$

Разделив обе части уравнения на τc_p и обозначив $k_1 = \frac{\alpha_B F}{m c_p}$

и $T_1 = \frac{m}{1}$, получим

$$\theta_{\Pi} = \theta + k_1(\theta - \tau) + T_1 \dot{\theta}.$$

Пренебрегая в рамках линейной теории автоматического регулирования возмущением Δm , применим метод малых отклонений

$$\Delta \theta_{\Pi} = \Delta \theta + k_1(\Delta \theta - \Delta \tau) + T_1 \Delta \dot{\theta}.$$

На основании выражения (7) получим $\Delta \tau = \Delta \theta W(p)$, тогда

$$\Delta \theta_{\Pi} = \Delta \theta + k_1 \Delta \theta (1 - W(p)) + T_1 \Delta \dot{\theta}$$

и по Лапласу: $\Delta \theta_{\Pi} = \Delta \theta (k_1 (1 - W(p)) + T_1 p + 1)$.

Передаточная функция выразится как

$$W_1(p) = \frac{1}{T_1 p + 1 + k_1 (1 - W(p))}. \quad (10)$$

Аналогичным образом можно легко определить другую передачную функцию, если, используя формулу (7), разрешить уравнение относительно $\Delta \tau$.

Разделим и умножим правую часть выражения (10) на $T_1 p + 1$ и, введя традиционное $Z(p) = 1/(T_1 p + 1)$, получим

$$W_1(p) = \frac{Z(p)}{1 + Z(p)k_1(1 - W(p))}. \quad (11)$$

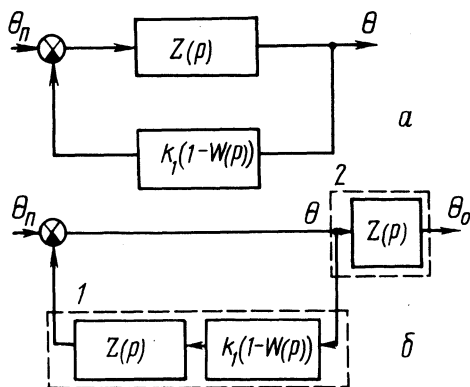


Рис. 3. Структурные схемы.

Если графически интерпретировать это выражение структурной схемой (рис.3), то при совместном анализе выражения (11) и схемы 3,а следует, что в цепи детектирования находится звено, характеризующее процесс воздухообмена в помещении без теплоаккумуляции, а в цепи обратной связи - звено, собственно характеризующее влияние теплоаккумуляции

онных процессов.

Если произвести тождественное структурное преобразование схемы 3,а (сохраняется передачная функция системы), то

выявляется структурная модель 3,б с разделением на два основных элемента, назовем их условно – аэродинамический и теплотехнический. Простой элемент 2 определяет эффект чистого смешивания воздуха, чему соответствует передаточное отношение звена – помещения без теплоаккумуляции. Более сложный элемент 1 осуществляет коррекцию, которая стабилизирует процесс вследствие влияния аккумулирующей способности ограждающей конструкции.

Как видно из вышеприведенных формул, существенное влияние на теплообмен оказывает вид потока, качество перемешивания воздуха. В общем случае, когда соотношения в потоке не могут быть охвачены приведенными зависимостями, элемент 2 подлежит замене экспериментально найденной моделью. Однако неизменный теплотехнический блок 1 всегда будет содержать элемент так называемого абсолютного смешивания.

Из выражения (10) следует, что, подставляя в эту формулу различные передаточные функции $W(p)$, соответствующие разным ограждениям, а также изменяя значения величин, входящих в k и T_1 , можно охватить всевозможные варианты. Например, $1/k_1$ показывает, в каком соотношении находятся два тепловых потока, причем малая величина k_1 характеризует незначительное влияние ограждения. Случай $1/k_1 = 0$, в частности, соответствует смесительной камере с передаточной функцией аperiодического звена по каналу чувствительности помещения только к аэродинамическому возмущению (постоянная T_1).

Приведенная методика, таким образом, позволяет исследовать взаимовлияние процесса формирования воздушных потоков и процессов теплообмена с ограждениями и может быть распространена также на исследование процессов теплообмена при движении воздуха в трансмиссиях в виде каналов и т.п.

Резюме. Функциональные связи, описываемые принятыми в технике регулирования классическими характеристиками и частотными методами, позволяют оценить влияние теплофизических характеристик ограждающих конструкций и аэродинамических процессов на формирование динамического микроклимата помещений с возможностью дальнейшего перехода от простых звеньев к более сложным их комбинациям. Результаты работы могут быть использованы при моделировании.

Л и т е р а т у р а

1. Мухин О.А. Тепловая инерция помещений и автоматическое регулирование температуры воздуха. – В сб.: Проблемы строительной теплофизики. Минск, 1964. 2. Богословский

В.Н. Строительная теплофизика. М., 1970. 3. Шкловер А.М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. М.-Л., 1961. 4. Основы автоматического регулирования. Под ред. В.В.Солодовникова. М., 1954. 5. Lenz H. Dynamische Regelstrecke von Klimaanlage. TH Karlsruhe, 1964. 6. Boyar R.E. Room Temperature Dynamics of Radiant Ceiling and Air-Cond. Comfort Systems. ASHRAE-Journ. 1962, N12. 7. Muchin O.A. Zu einigen Fragen Lüfttemperaturregelung in Wohn- und Arbeitsräumen. - "Stadt- und Gebäudetechnik". Berlin, 1968, N8.

УДК 697.922.2

Н.А. Кривицкая (канд.техн.наук)

РАЗДАЧА ВОЗДУХА ИЗ ВОЗДУХОВОДОВ ПОСТОЯННОГО ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ

Из общего многообразия конструктивных решений приточных воздуховодов (переменного сечения - конусных, клиновидных, ступенчатых и постоянного сечения) наибольший интерес представляют распределительные воздуховоды постоянного поперечного сечения с присоединенными к нему на одинаковых расстояниях выпускными устройствами единого размера. Такого рода воздухораспределители просты по конструкции и индустриальны.

Равномерность раздачи воздуха по длине воздуховода обеспечивается относительно высокой скоростью выхода его из выпускных устройств или увеличением коэффициентов местного сопротивления последних, а для создания в рабочей зоне вентилируемого помещения требуемой подвижности воздуха выпускные устройства должны интенсивно гасить скорость приточного воздуха. Последнему требованию удовлетворяют потолочные дисковые плафоны.

Рассмотрим воздухораспределитель длиной l с постоянной площадью поперечного сечения F и одинаковыми площадями выпускных устройств (пагрубков плафонов) (рис.1). Воздухо-распределитель должен обеспечить раздачу заданного количества воздуха $V = F \cdot v_{нач}$, где $v_{нач}$ - средняя скорость воздуха в начальном сечении воздухораспределителя.

Для установившегося режима движения воздуха в воздухо-распределителе уравнение баланса удельной энергии в сечениях $I-I$ и $n-n$ имеет вид

$$P_{ст\ нач} + P_{дин\ нач} = P_{ст\ кон} + \Delta P_{тр}, \quad (1)$$

где $P_{ст\ нач}$ и $P_{ст\ кон}$ - соответственно избыточные статические давления в начале и в конце воздухоораспределителя; $P_{дин\ нач}$, $P_{дин\ кон}$ - соответственно динамические давления в начальном и конечном сечениях воздухоораспределителя; $\Delta P_{тр}$ - потери давления на трение по всей длине воздухоораспределителя.

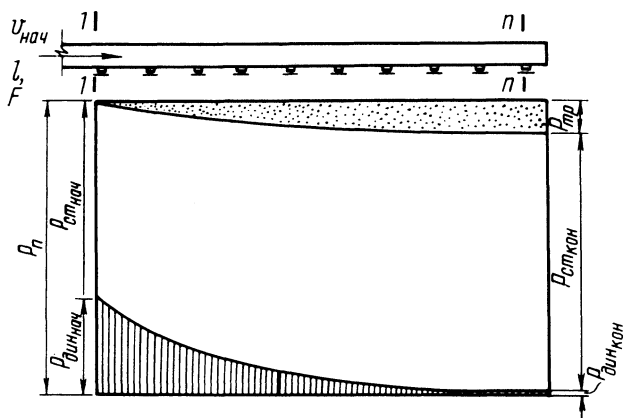


Рис. 1. Схема распределения давлений в воздуховоде равномерной раздачи.

В воздухоораспределителях с незначительным сопротивлением статическое давление у 1-го отверстия имеет наименьшее значение и расходуется на создание заданной скорости истечения v_o из первого отверстия [1,2,3]:

$$P_{ст} = \xi \frac{v_o^2}{2} \rho,$$

где ξ - коэффициент местного сопротивления выпускного устройства, зависящий от скорости выхода воздуха из него; ρ - плотность воздуха, кг/м³.

Уравнение (1) может быть представлено в виде

$$\xi = \frac{v_{о\ нач}^2}{2} \rho + \frac{v_{нач}^2}{2} \rho = \frac{v_{о\ кон}^2}{2} + \frac{v_{кон}^2}{2} \rho + \lambda \frac{1}{d} \frac{v_{экв}^2}{2} \rho, \quad (2)$$

где λ - коэффициент гидравлического сопротивления.

При попутном истечении воздуха из воздухораспределителя постоянного сечения ($d = \text{const}$) по всей его длине будет происходить нарастание статического давления в направлении, совпадающем с направлением движения воздуха. Увеличение равномерности раздачи приточного воздуха может быть достигнуто за счет уменьшения разности статических давлений в начальном и конечном сечениях воздухораспределителя.

Вследствие уменьшения скорости воздуха (при истечении его из выпускных устройств) в воздуховоде коэффициент гидравлического сопротивления распределительного воздухопровода λ не будет величиной постоянной. Это непостоянство может быть учтено введением эквивалентного расхода $V_{\text{экв}}$ (и соответственно эквивалентной скорости $v_{\text{экв}}$), связанного с действительным при помощи функции, зависящей от общего числа воздуховыпускных устройств [4]:

$$V_{\text{экв}} = \psi V. \quad (3)$$

Методом графоаналитического анализа получена формула, при помощи которой может быть определен коэффициент ψ при известном числе равноудаленных друг от друга воздуховыпускных устройств n ,

$$\psi = 0,564 + \frac{0,43}{n}, \quad (4)$$

При большом числе выпускных устройств (плафонов) член $\frac{V_{\text{кон}}^2}{2\rho}$ в уравнении (2), выражающий динамическое давление в воздухораспределителе перед последним плафоном, ничтожно мал, и им можно пренебречь. Для рассматриваемого случая, когда истечение воздуха происходит через выпускные устройства с одинаковой площадью поперечного сечения f_0 ,

уравнение (2) может быть представлено в виде

$$\xi \left(\frac{V_{\text{нач}}}{f_0} \right)^2 + \left(\frac{V}{F} \right)^2 = \left(\frac{V_{\text{кон}}}{f_0} \right)^2 + \lambda \frac{1}{d} \left(\frac{V_{\text{экв}}}{F} \right)^2 \quad (5)$$

или

$$V_{\text{кон}}^2 - V_{\text{нач}}^2 = \frac{\left(\frac{f_0}{F} \right)^2 V^2 - \lambda \frac{1}{d} \left(\frac{f_0}{F} \right)^2 V_{\text{экв}}}{\xi}. \quad (6)$$

В свою очередь, общий расход из воздухораспределителя $V = V_{\text{о ср}} n$. Подставляя значения $V_{\text{экв}}$ и V в уравнение (6), получим

$$\frac{V_{\text{о кон}} - V_{\text{о нач}}}{V_{\text{о ср}}} = \frac{n^2 \left(\frac{f_{\text{о}}}{F} \right)^2 \left(1 - \lambda \frac{1}{d} \psi^2 \right)}{\xi_5} \quad (7)$$

Левая часть равенства (7) есть максимальная неравномерность раздачи воздуха по длине распределительного воздуховода, которую обозначим

$$\varepsilon = \frac{V_{\text{о кон}} - V_{\text{о нач}}}{V_{\text{о ср}}}.$$

Для заданной допустимой величины максимальной неравномерности раздачи воздуха из воздуховода, обусловленной в каждом отдельном случае требованиями производства, относительная площадь воздуховыпускных патрубков плафонов может быть определена из выражения

$$\frac{f_{\text{о}}}{F} = \sqrt{\frac{2\xi_5 \varepsilon}{n^2 \left(1 - \lambda \frac{1}{d} \psi^2 \right)}} \quad (8)$$

При известной конструкции и площади выпускного устройства общее сопротивление распределительного воздуховода составит

$$P = \xi_5 \frac{V_{\text{о кон}}^2}{2} \rho + \Delta P_{\text{тр}}.$$

При этом потери давления в выпускном устройстве значительно (в 8 – 10 раз) превышают потери давления в воздуховоде, т.е. воздухораспределитель представляет собой камеру почти постоянного статического давления, что и обеспечивает требуемую равномерность распределения приточного воздуха [5].

Резюме. Необходимая равномерность раздачи приточного воздуха по длине распределительного воздуховода может быть достигнута правильным выбором выпускного устройства, гидравлическое сопротивление которого должно значительно превышать гидравлическое сопротивление воздуховода.

Л и т е р а т у р а

1. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. М., 1963. 2. Сорокин Н.С. Рационализация воздухообмена на текстильных фабриках. М., 1949. 3. Батулин В.В. Основы промышленной вентиляции. М., 1965. 4. Одельский Э.Х. Гидродинамика потоков – основа индустриализации и сборности современных систем отопления и вентиляции. – "Труды Всесоюз. межвуз. конф. "Проблемы вентиляции и кондиционирования воздуха". Минск, 1969. 5. Кривицкая Н.А. К вопросу о расчете распределительных воздухопроводов постоянного поперечного сечения. – В сб.: Отопление, вентиляция и строительная теплофизика. Минск, 1974, вып.3.

УДК 532.574.53.082.7

В.Г. Комарова, В.А. Шушкевич

К ВОПРОСУ ОБ ИЗМЕРЕНИИ ОСРЕДНЕННЫХ ДАВЛЕНИЙ В ТУРБУЛЕНТНЫХ ВОЗДУШНЫХ СТРУЯХ

Изучение турбулентных течений, хаотичных во времени и пространстве, весьма сложно. До сих пор нет единого мнения о механизме турбулентного переноса, а также теории, которая математически строго и полно отражала бы реальную турбулентность.

Из всех видов турбулентных течений наиболее изучены струи, в которых некоторые характеристики потока (скорость, давление, температура) в каждой точке изменяются во времени очень неравномерно, но в среднем остаются постоянными для любого достаточно большого промежутка времени. Эта особенность турбулентности придает в общем неустановившемуся течению в среднем установившийся характер, что намного упрощает его изучение.

Проведенные экспериментальные исследования турбулентных пульсаций расширили представление о механизме свободной турбулентности. Не подтвердились на опыте некоторые предпосылки авторов полуэмпирических теорий свободной турбулентности. Оказалось, что ни "путь смешения", ни коэффициент турбулентной вязкости не остаются постоянными в поперечных сечениях турбулентного потока; процессы турбулентного переноса определяются не только диффузией мелкомасштабных вихрей, но и взаимодействием крупных вихрей между собой и с

невозмущенным потоком, а распределение осредненных скоростей в полностью турбулентных участках свободных струй можно описать кривой Гаусса.

Все эти данные снижают ценность существующих полуэмпирических теорий свободной турбулентности, показывают их несовершенство и неуниверсальность и говорят в пользу статистической теории турбулентности. Но поскольку таковая еще не создана, возникает необходимость разрешения конкретных вопросов аэродинамики путем эксперимента. В последнее время большинство исследователей пришло к выводу, что возможность построить истинную модель турбулентного течения вытекает не из измерений пульсаций и связей между ними, а из измерений осредненных величин.

Все это в еще большей мере относится к исследованию турбулентных стесненных струй. Несмотря на то, что проведение эксперимента в этой области сопряжено с большими трудностями, многие исследователи, не имея теоретических предпосылок в части циркуляции и смешения потоков при стесненном течении, вынуждены изучать этот вид турбулентных струй экспериментально.

При экспериментальном изучении турбулентных струй воздуха в изотермических условиях оказывается достаточным измерить осредненные поля давлений, чтобы по ним определить основные характеристики струи (ее границы, поля скоростей, количество движения и энергию в любом сечении).

Для измерения давления и скорости в экспериментальной аэродинамике наибольшее распространение получили пневматический, термоэлектрический и электрический методы. Для измерения пульсирующих величин используют термоэлектрический и электрический методы, что вполне оправдано, а для измерения осредненных величин — пневматический, что оказывается ошибочным.

Так как пневмотрубки являются наиболее инерционным воспринимающим элементом, то их применение для измерения осредненных давлений отчасти уместно. Они могут с успехом применяться в потоках с редкими во времени пульсациями. Но таких потоков мало. В основном все воздушные течения турбулентны со значительной частотой и амплитудой пульсаций, и использование пневмотрубок для измерения в них осредненных давлений приводит к неточным результатам по двум причинам.

Первая состоит в том, что на измерение осредненных статического и полного давлений с помощью пневмотрубки очень сильное влияние оказывают поперечные турбулентные пульсации

скорости. Однако до сих пор не проводились исследования по учету погрешности от влияния турбулентности на результаты измерений. Вероятно, причина тому — еще малая изученность турбулентности. В свою очередь при изучении турбулентности измерение пульсационных составляющих скорости осложняется влиянием на их величину осредненных характеристик турбулентного потока.

Выход из этого замкнутого круга можно найти, применяя такие конструкции пневмотрубок, в которых влияние пульсаций сводится до минимума. Одно из конструктивных требований к пневмотрубкам состоит в том, что они должны иметь небольшие размеры, чтобы не вносить в поток возмущений. Однако уменьшение размеров пневмотрубки, особенно той ее части, которая воспринимает полное давление, ограничено тем, что с уменьшением размера отверстия сказывается влияние вязкости, искажающей показания. В дополнение к этому требованию необходимо ввести еще одно ограничение: диаметр отверстий пневмотрубки, воспринимающих давление, должен быть не больше линейного размера наименьшего вихря исследуемого потока, т.е. не должен превышать микромасштаба турбулентности. Величина микромасштаба турбулентности известна и зависит от величины средней скорости потока. Например, для скорости воздушного потока до 100 м/с микромасштаб не превышает 1 мм.

Вторая причина погрешностей, возникающих при использовании пневмотрубок для измерения осредненных давлений в пульсирующих потоках, состоит в том, что в условиях таких потоков инерционность пневмотрубки недостаточна для полного осреднения измеряемого давления. Пневмотрубка почти полностью передает пульсации давления микроманометру, отчего уровень рабочей жидкости в нем колеблется с большими амплитудой и частотой.

В таких условиях, т.е. при осреднении "на глаз" пульсаций давлений, невозможен отсчет показаний не только с допустимой прибором, но и вообще с какой-либо определенной и постоянной в процессе измерения погрешностью. Микроманометр как регистрирующий прибор не приспособлен к пульсирующим потокам.

Очевидно, эту проблему измерений можно было бы решить, используя вместо пневмотрубки электрический датчик давления, а в качестве регистрирующего прибора поставить самописец или осциллограф. Получив диаграмму пульсирующего давления в некоторой точке потока в течение определенного про-

межутка времени, можно было бы по ней с достаточной точностью определить среднюю величину измеряемого давления.

Такой метод не нов и с успехом применяется в некоторых областях техники, но в исследованиях воздушных турбулентных струй он не получил должного распространения. Это, вероятно, связано с отсутствием необходимых и достаточно надежных приборов.

Например термоанемометр, самый распространенный прибор для измерений турбулентных пульсаций скорости, достаточно хорошо работает только в стационарных потоках и лишь сносно в микромасштабных турбулентных потоках, когда поперечная пульсационная составляющая скорости намного меньше ее осредненной величины. Как только величина поперечных пульсаций становится соизмеримой со средней величиной скорости, становится заметным влияние их на охлаждение нити термоанемометра, что выражается в нарушении линейности выходных характеристик прибора. Учесть это влияние в погрешности термоанемометра очень сложно, так как для этого надо знать структуру турбулентного потока, которая в настоящее время изучается с помощью тех же термоанемометров.

Таким образом, поскольку основной участок турбулентных струй является крупномасштабным, то применение термоанемометра для измерений в них почти невозможно.

Не лучше обстоит дело и с электрическими датчиками давления. При исследованиях, связанных с выявлением закономерностей турбулентных воздушных струй, возникает необходимость в измерении и непрерывной регистрации очень малых перепадов давлений в довольно широком диапазоне — от десятых и даже сотых долей до сотен миллиметров вод.ст. Однако в настоящее время отечественная промышленность не выпускает специальной аппаратуры, предназначенной для измерения и регистрации столь малых давлений.

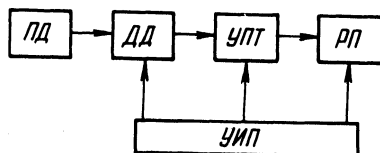


Рис. 1.

В Белорусском политехническом институте создана измерительная установка, удовлетворяющая вышеуказанным требованиям.

Блок-схема измерительной установки для регистрации малых давлений показана на рис. 1. Она состоит из приемника

давления (ПД) – пневмотрубки, выполненной в соответствии с предъявляемыми к ней требованиями, вводимой в исследуемый поток и воспринимающей измеряемое давление; датчика давления (ДД), преобразующего импульс давления в электрическую величину, с источником питания (УИП); усилителя постоянного тока (УПТ) и регистрирующего самопишущего прибора (РП) с источником питания (УИП).

При разработке указанной измерительной установки самым сложным оказалось создание датчика малых давлений с линейной характеристикой в очень широком диапазоне измеряемых величин. В результате анализа схем существующих датчиков давления разработано несколько типов электрических датчиков с общим диапазоном измеряемых величин 0 ± 200 мм вод.ст.

Задача усиления и регистрации сигналов, выдаваемых датчиками, оказалась значительно проще, так как необходимые для этого приборы были в свое время разработаны и выпускаются отечественной промышленностью.

Описанный метод измерения осредненных пульсирующих давлений имеет следующие преимущества в сравнении с существующими методами:

возможность выполнять измерения с известной систематической погрешностью, обеспечивающей точность экспериментальных исследований;

сокращение времени измерений;

возможность изучения характера турбулентного потока по виду пульсаций давления.

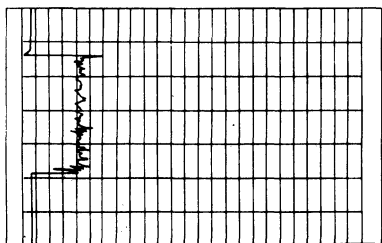


Рис. 2.

На рис. 2 показана часть диаграммной ленты, на которой записаны с помощью измерительной установки пульсации давления в некоторой точке турбулентного потока воздуха в течение определенного промежутка времени.

Резюме. Для измерения осредненных давлений в крупномасштабных турбулентных потоках воздуха наиболее надежным является описанный метод измерения с помощью пневмотрубки как приемника давления, датчика давления, преобразующего

импульс давления в электрическую величину, и регистрирующего самопишущего прибора, так как этот метод обеспечивает точность измерений с известной систематической погрешностью.

УДК 628.52

М.И. Курпан (канд. техн. наук),
Э.В. Сенькевич (канд. техн. наук)

АНАЛИЗ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК С ДОЖИГАНИЕМ ПАРОВ РАСТВОРИТЕЛЯ

Современным перспективным направлением, .. исключающим или резко снижающим выброс вредных веществ в атмосферу из сушильных камер, является замкнутый технологический процесс, при котором очистка отбросного воздуха производится в схеме обогрева сушильной установки. К такому способу относится попутное термическое дожигание паров растворителей [1]. Однако практическое воплощение предлагаемого способа влечет за собой необходимость увязки вопросов техники и технологии процесса сушки и сжигания горючих газов на основе действующих правил и норм пожаро- взрывобезопасности и промышленной санитарии окрасочных цехов [2].

Процесс сушки лакокрасочных материалов с точки зрения теплообмена состоит из двух периодов: в начальный период деталь с нанесенной лакокрасочной пленкой разогревается до заданной температуры, а затем производится выдержка и полимеризация покрытия. Для каждого вида лакокрасочных материалов разработаны свои режимы сушки, обеспечивающие твердость покрытия и его оттенок в зависимости от температуры сушки и времени выдержки [3, 4]. Анализ этих зависимостей показывает, что необходимое качество лакокрасочной пленки можно получить различными режимами нагрева и выдержки, граничные значения которых определяют область рабочих режимов сушки.

В процессе разогрева наблюдаются значительные колебания температур на поверхности сушимых деталей, что обуславливается массивностью стенок детали, переменным значением коэффициента облученности и другими причинами. Режим разогрева любой детали можно представить в виде определенной температурной области. Графическое выражение области рабочих режимов разогрева деталей может быть использовано для по-

следующего выбора оптимального температурного режима сушки. Накладывая рекомендуемую область рабочих режимов сушки покрытий на область рабочих режимов разогрева деталей, получаем наглядную картину для выбора желаемого технологического режима (рис. 1).

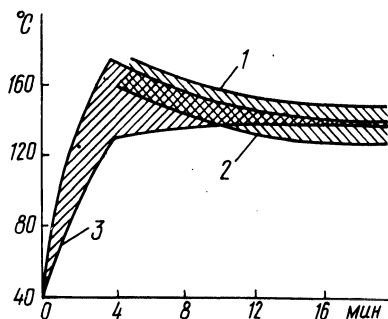


Рис. 1. Рабочие режимы сушки лакокрасочных покрытий: 1 - кривая сохранения оттенка; 2 - кривая заданной твердости покрытия; 3 - режим нагрева изделий.

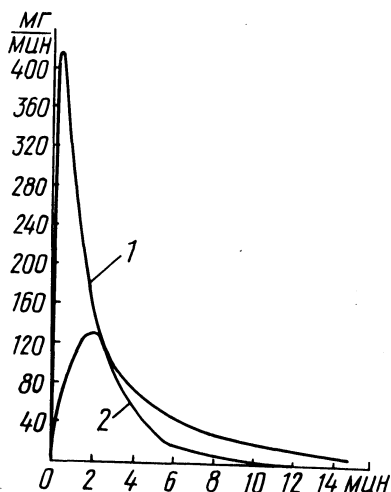


Рис. 2. Скорость испарения растворителя из пленки лакокрасочного покрытия: 1 - терморadiационная сушка; 2 - конвективная сушка.

Из рис. 1 видно, что сочетание интенсивного нагрева с последующей выравнивающей выдержкой позволяет сократить суммарное время сушки и обеспечить заданное распределение температур по поверхностям деталей. Эти условия наилучшим образом достигаются при терморadiационно-конвективном способе сушки с разделением зон по способу обогрева и обеспечением возможности регулирования количественных соотношений между обеими составляющими теплообмена. В период разогрева деталей и пленки до температуры сушки целесообразен максимальный темп роста температуры на детали.

Рассматривая процесс сушки лакокрасочных материалов с точки зрения массообмена, следует обратить внимание на характер удаления растворителя из пленки покрытия. На рис. 2 показаны скорость испарения растворителя из пленки лакокрасочного покрытия при терморadiационном и конвективном способах сушки [5]. При терморadiационном способе сушки свыше 90% растворителя удаляется в первые 1 - 3 минуты, а далее идет процесс полимеризации покрытия [6].

Наличие ярко выраженного максимума в ходе кривой испарения растворителя в начальный период сушки указывает на целесообразность разделения сушильной камеры на зоны испарения растворителя и полимеризации покрытия. Локализация отсоса отбросного воздуха из зоны интенсивного испарения растворителя позволит осуществить необходимый контроль за содержанием паров растворителя в камере сушки по ее максимальной величине. Количество воздуха, подаваемого в зону испарения растворителя, при таком решении будет иметь минимальное значение и должно определяться только правилами техники безопасности.

Анализируя процесс сушки лакокрасочных материалов с точки зрения тепло- и массообмена, можно заметить, что режимы нагрева деталей до температуры сушки и испарение растворителя из пленки покрытия практически совпадают во времени. Поэтому целесообразно объединять зоны разогрева деталей и удаления растворителя из пленки и нагрев осуществлять терморadiационным способом. Зону выдержки деталей целесообразно выполнять либо конвективной, либо терморadiационно-конвективной с обеспечением циркуляции расчетного количества сушильного агента, обеспечивающего заданную равномерность распределения температур по поверхности сушимых деталей.

Предлагаемое сочетание терморadiационного и конвективного способов сушки позволяет применять при обогреве сушильной установки принцип ступенчатого использования тепла [7,8]. Применительно к сушильным установкам газового обогрева эффективность способа ступенчатого использования тепла значительно возрастает при сжигании топлива в терморadiационных панелях, расположенных в камере сушки, с последующей подачей продуктов сжигания непосредственно на конвективный обогрев деталей. Такое решение возможно лишь при условии, когда присутствие дымовых газов в зоне сушки не влияет на качество покрытия. При повышенных требованиях к качеству сушки дымовые газы можно подавать только в зону полимеризации, когда на поверхности покрытия образуется затвердевшая пленка. Подача же дымовых газов в зону испарения растворителя нежелательна также и потому, что загрязнение отбросного воздуха инертными газами (CO_2 и др.) снижает в нем содержание кислорода и тем самым резко ограничивает количественные возможности способа попутного термического дожигания.

Таким образом, с точек зрения технологии и возможностей использования отбросного воздуха для сжигания топлива в пер-

вой зоне сушильной установки должен циркулировать только чистый воздух, обогащенный парами растворителя, во второй и последующих зонах допускается наличие дымовых газов.

Техническое решение вопроса разделения атмосферы зон камеры сушки должно быть увязано с обеспечением организованного подсоса свежего воздуха в камеру сушки и удалением отработанного. Известно, что современные проходные конвейерные сушильные установки имеют постоянно открытые проемы для прохода деталей. Предотвращение неорганизованного воздухообмена через проемы достигается в них либо установкой воздушных завес, либо созданием в камере сушки теплового подпора. Наиболее приемлемыми для сушильных установок с очисткой отбросного воздуха являются камеры с тепловым подпором, широко распространенные за рубежом [9].

На основе анализа особенностей процесса сушки лакокрасочных материалов и очистки отбросного воздуха от паров растворителя можно предположить типовую схему сушильной установки с замкнутым технологическим процессом. Принципиальная схема традиционной сушильной установки с использованием способа попутного термического дожигания паров растворителя представлена на рис. 3. Установка состоит из двух зон: терморadiационной и конвективной. В первой зоне происходит разогрев изделия до температуры сушки и выделение основной массы растворителя (свыше 90%). Во второй зоне осуществляется выравнивание температур по поверхностям сушимых деталей и полимеризация покрытия. Сжигание газа на обогрев сушильной камеры производится в терморadiационных панелях 4, установленных на входе в первую зону. В качестве окислителя для сжигания природного газа используется отбросный воздух, который забирается вентилятором 1 по линии 5. Для обогрева второго ряда терморadiационных панелей, расположенных на выходе из первой зоны, используются дымовые газы из первой группы панелей с непосредственным сжиганием газа, имеющего температуру $400 - 450^{\circ}\text{C}$. Далее дымовые газы с температурой $200 - 250^{\circ}\text{C}$ поступают на обогрев конвективной зоны камеры сушки по линии 9. Расчетное количество сушильного агента, очищенного от паров растворителей, численно равно количеству воздуха, поступающего в первую зону камеры сушки, выбрасывается по линии 10 в атмосферу.

Обеспечение в зоне испарения растворителя теплового подпора предотвращает выбивание загрязненного воздуха через проем в камеру сушки и смешивание его с дымовыми газами, циркулирующими в последующих зонах. Возможное выбивание

сушильного агента на выходе из камеры сушки не представляет опасности с санитарной точки зрения и может быть предотвращено с помощью воздушной завесы. Установка излучающих панелей на участках подъема и спуска конвейера позволяет сократить общую длину камеры сушки по сравнению с установкой, выполненной горизонтально.

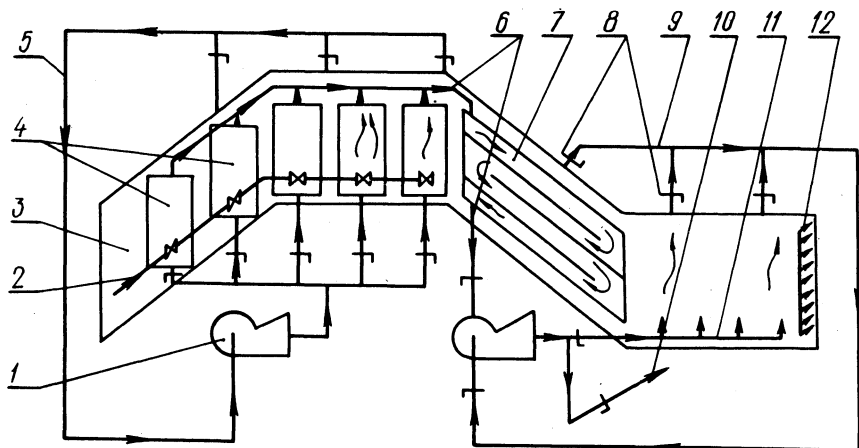


Рис. 3. Схема терморрадиационной сушильной установки с использованием способа попутного термического дожигания паров растворителя: 1 - вентилятор; 2 - газопровод; 3 - камера сушки; 4 - терморрадиационная панель; 5 - линия подачи отбросного воздуха на горение; 6 - линия отсоса дымовых газов; 7 - панельный нагреватель; 8 - регулирующее устройство; 9 - линия отсоса сушильного агента из камеры сушки; 10 - линия выброса в атмосферу; 11 - линия подачи сушильного агента на обдув изделий; 12 - воздушная завеса.

При применении попутного термического дожигания паров растворителя в сушильных установках граничные условия можно записать в виде уравнения

$$\frac{G}{0,5a} = V_o \alpha_p B \frac{T_c}{293},$$

где G - расход растворителя в камере сушки, кг/ч; a - нижний предел взрываемости паров растворителя в смеси с воздухом, г/м³; n - коэффициент запаса на взрывобезопасность смеси паров растворителя с воздухом, равный - 2-5; B - расход природного газа на обогрев сушильной установки, нм³/ч; V_o - стехиометрический объем воздуха, необходимого для сжигания 1 нм³ природного газа, нм³/нм³; T_c - температура отбросного воздуха из сушильной установки, °K, α_p - расчетный коэффициент избытка воздуха.

Использование отбросного воздуха взамен атмосферного для сжигания технологического топлива изменяет тепловой баланс

сушильной установки. Количество дополнительного тепла в балансе установки Q_d можно представить в виде суммы

$$Q_d = Q_{\text{хт}} + Q_{\text{фт}} + Q_v,$$

где $Q_{\text{хт}}$ - химическое тепло от дожигания паров растворителя, кДж/ч; $Q_{\text{фт}}$ - физическое тепло, вносимое отбросным воздухом в топку, кДж/ч; Q_v - тепло, сэкономленное путем уменьшения количества выбросов из системы обогрева сушильной камеры, кДж/ч.

Уменьшение количества выбросов в сушильных установках с применением способа попутного термического дожигания достигается путем последовательной подачи свежего воздуха сначала в камеру сушки, а затем на горение топлива.

Значения составляющих теплового баланса от использования физического тепла отбросного воздуха и уменьшения количества выбросов равноценны по величине, и их сумму можно записать в виде

$$Q_{\text{фт}} + Q_v = 586 V c \left(1 - \frac{T_v}{T_c}\right),$$

где V - количество отбросного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; c - теплоемкость отбросного воздуха, кДж/м³·град; T_v - температура воздуха в цехе, °K.

Количество тепла от дожигания паров растворителя, содержащегося в отбросном воздухе, можно найти из выражения

$$Q_{\text{хт}} = Q_{\text{нр}} G_p B,$$

где $Q_{\text{нр}}$ - низшая теплотворная способность растворителя, кДж/кг; G_p - количество растворителя, дожигаемого при сгорании 1 м^3 природного газа, кг/м³.

Аналитическую зависимость для определения количества паров растворителя, дожигаемых при сгорании 1 м^3 природного газа, можно представить в виде

$$G_p = a_p V \frac{T_c}{293}.$$

При проектировании сушильного оборудования с применением способа попутного термического дожигания действительный расход топлива B_d , учитывающий дополнительные статьи прихода тепла, можно найти из уравнения теплового баланса

$$Q_H V = Q_H V_d + Q_{nr} G_p V + 586 V_c \left(1 - \frac{T_B}{T_C}\right).$$

Левая часть уравнения составлена для сушильной установки без дожигания паров растворителя, правая — для установки с использованием отбросного воздуха для сжигания технологического топлива. Из уравнения теплового баланса находим выражение для определения действительного расхода топлива

$$V_d = V - \frac{Q_{nr}}{Q_H} G_p V - \frac{586 V_c (T_C - T_B)}{Q_H T_C}.$$

Приведенные теоретические положения и расчетные зависимости использованы для создания промышленных образцов сушильных установок с дожиганием паров растворителя на Минском автозаводе. Внедрение сушильных установок с очисткой отбросного воздуха позволило улучшить санитарно-гигиенические условия труда на производстве и предотвратить загрязнение окружающей среды органическими растворителями, снизить пожаро-взрывоопасность окрасочного цеха благодаря резкому уменьшению отложений горючих веществ в воздуховодах вытяжной вентиляции и ликвидации конденсатообразования, получить значительный экономический эффект от использования отработанного растворителя в качестве источника дополнительной тепловой энергии.

Резюме. Безотходный технологический процесс сушки лакокрасочных покрытий достигается при объединении систем обогрева сушильной установки и очистки газовых выбросов. При этом обеспечивается не только выполнение всех требований технологии сушки и охраны воздушной среды, но и снижение пожаро-взрывоопасности оборудования и экономия природного газа за счет использования паров растворителей, содержащихся в выбросах, в качестве источника дополнительной тепловой энергии.

Л и т е р а т у р а

1. Сенькевич Э.В. Способ радиационной сушки лакокрасочных покрытий. Авт. свид. №274715. — Бюллетень. "Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки", 1970, №21. 2. Правила и нормы техники безопасности, пожарной безопасности и промышленной санитарии окрасочных цехов. М., 1970. 3. Павловский Л.Л., Владичина Е.Н. Номограммы для определения режима сушки лакокрасочных покрытий и рас-

чета сушильных установок. М., 1967. 4. Рабинович Г.Д., Слободкин Л.С. Терморadiационная и конвективная сушка лакокрасочных покрытий. М., 1966. 5. Прохоров Ю.И., Ирошников Ю.П. Лучистый инфракрасный нагрев в полупроводниковом и микроэлектронном производстве. М., 1973. 6. Логинов Ф.Л. Противопожарные мероприятия при окраске и сушке изделий. М., 1965. 7. Равич М.Б. Ступенчатое использование тепла природного газа в промышленности. - "Газовая промышленность", 1966, № 3. 8. Тринкс В., Моутинский М., Моугинней М. Промышленные печи, т. 1. М., 1966. 9. Четфильд Х.Ф. Лакокрасочные покрытия. М., 1968.

УДК 631. 243. 42:628. 83

П.И. Дячек

К ВОПРОСУ ХРАНЕНИЯ КАРТОФЕЛЯ В ПОМЕЩЕНИЯХ С ИСКУССТВЕННЫМ ВЕНТИЛИРОВАНИЕМ

Круглогодичное и бесперебойное снабжение населения плодами, овощами, картофелем высокого товарного качества может быть обеспечено, в частности, при условии использования эффективных методов их хранения.

Сокращение потерь при хранении картофеля только на 1 % позволит увеличить его запасы на 400 тыс. т, что значительно превышает годовое потребление таких городов, как Ленинград и Киев, вместе взятых [1, 2].

Оптимальные параметры хранения продовольственного картофеля, определенные с учетом экономических и биологических факторов [3], составляют: $t^{\circ} = +2 - +4^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 85 - 95\%$.

Представляется неоправданной рекомендация НПТСХ принимать расчетную влажность внутреннего воздуха $\varphi_p = 80\%$. Исследованиями [4, 2] установлено, что в хранилищах, теплотехнический расчет которых проведен по $\varphi_p = 80\%$, влага конденсируется на ограждениях. Это наблюдается даже в хранилищах с естественной вентиляцией, где разность влажностных потенциалов между межклубневым пространством и внутренним воздухом значительно выше, чем с искусственной вентиляцией. Кроме того, отпотевает верхний слой массы хранимой продукции, что приводит к заболеванию картофеля мокрой гнилью и увеличению отходов.

В связи с этим предлагают принимать расчетную влажность внутреннего воздуха $\varphi_p = 90\%$ [4], что ведет к увеличению

массивности и удорожанию ограждений. Положительным эффектом является отказ от отопления хранилища, так как тепла, выделяемого картофелем, достаточно для компенсации теплопотерь. Удорожание строительных конструкций окупается в течение 4-5 лет эксплуатации хранилища [4].

Анализ, выполненный нами, показал, что в условиях БССР при $\varphi_p = 90\%$ оптимальные параметры внутреннего воздуха в хранилище поддерживаются системой вентиляции только при температурах наружного воздуха, незначительно отклоняющихся от расчетной температуры. При повышении температуры наружного воздуха на 4°C выше расчетной (средняя амплитуда суточных колебаний температуры составляет 8°C) наблюдается значительное различие между воздухообменами, определенными по избыточному теплу $Q_{\text{изб}}$ и избыточной влаге $M_{\text{изб}}$, причем

$$V_Q = \frac{Q_{\text{изб}}}{c(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})} > \frac{M_{\text{изб}}}{d_{\text{ух}} - d_{\text{пр}}} = V_M,$$

где c - теплоемкость воздуха, $\text{кДж/кг}^\circ\text{C}$; $t_{\text{пр}}, t_{\text{ух}}$ - соответственно температура приточного и уходящего воздуха, $^\circ\text{C}$; $d_{\text{пр}}, d_{\text{ух}}$ - влагосодержание приточного и уходящего воздуха,

$$\frac{\text{г}}{\text{кг сух. возд.}}.$$

Воздухообмен по $M_{\text{изб}}$ определялся в предположении, что в зимнее время влагосодержание наружного воздуха $d_{\text{пр}}$ остается постоянным в пределах суток.

Вследствие неравенства объемов в секциях и камерах хранилища устанавливается влажность, равная 60 - 70%. В условиях сухой зоны СССР эта цифра может быть еще ниже. Это ведет к интенсивному испарению влаги из массы хранимой продукции, а значит и к снижению товарных качеств. Поэтому хранилище должно обеспечиваться доувлажнительными установками.

Исходя из вышеприведенных рассуждений, целесообразно выполнять расчет ограждающих конструкций для хранилищ, оборудованных системой искусственной вентиляции, исходя из влажности $85\% \leq \varphi_p < 90\%$. При этом должно соблюдаться условие

$$V_M = \frac{M_{\text{изб}}}{d_{\text{ух}} - d_{\text{пр}}} > \frac{Q_{\text{изб}}}{c(t_{\text{ух}} - t_{\text{пр}})} = V_Q.$$

Недостающее тепло можно возвращать в хранилище из уходящего воздуха по схеме, представленной на рис. 1. В теплый период года уходящий воздух, имеющий температуру ниже приточного, будет охлаждать его и, таким образом, экономится некоторое количество холода, вырабатываемого холодильной станцией в хранилищах с искусственным охлаждением. Методика расчета таких теплообменников предложена С.П.Екимовым[2].

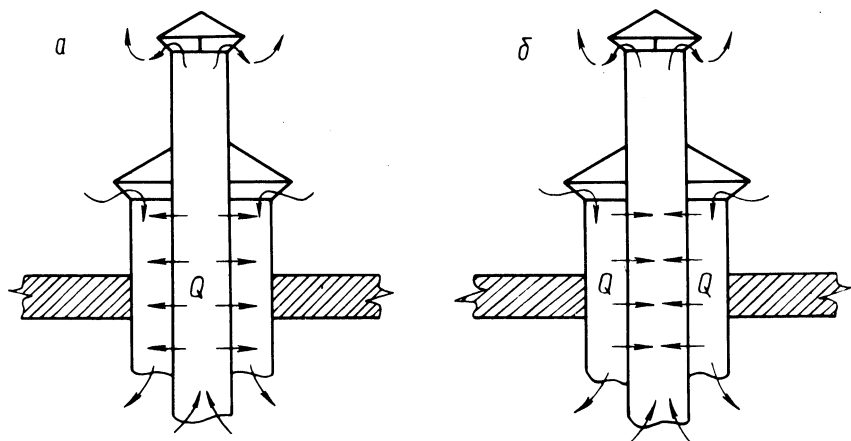


Рис. 1. Схема организации теплообмена между уходящим и приточным воздухом: а - зимний период; б - весенне-летний период.

Расчетный воздухообмен как в нашей стране, так и за рубежом определяют по минимальному количеству воздуха, необходимому для охлаждения продукции в наиболее напряженный осенний период. Он составляет: в Канаде - 30, США - 40, Голландии - 100, а в некоторых случаях даже $300 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{т}$ [5].

В СССР в соответствии с НПТСХ предусматривается определять удельный воздухообмен по тепло- и влагоизбыткам для различных периодов хранения, но не менее $50 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{т}$. Эта цифра и применяется в большинстве случаев при проектировании вентиляции хранилищ. Опытами установлено, что величина потерь хранимой продукции за весь период хранения в значительной степени зависит от принятого удельного воздухообмена [6] (табл. 1).

Уменьшение потерь веса при увеличении удельного воздухообмена объясняется сокращением времени работы вентиляционной системы, необходимого для отведения избыточного тепла. Отходы сокращаются вследствие снижения восприимчивости картофеля к грибковым заболеваниям при увеличении скорости движения воздуха в межклубневом пространстве.

Таблица 1. Зависимость потерь картофеля при хранении от величины удельного воздухообмена

Удельный воздухообмен, $m^3/ч \cdot т$	Потери веса, $m_V^I, \%$	Потери веса и отходы, $m_V, \%$	Прорастание, $m_V^{II}, \%$
75	6,9	15,7	27
90	1,6	5,5	8,8
110	1,5	3,2	0,0
135	1,8	1,8	0,0

Увеличение удельного воздухообмена влечет за собой улучшение систем вентиляции и снижение потерь картофеля. Совместный учет этих факторов позволит определить величину оптимального удельного воздухообмена. Приведенные затраты по системе вентиляции можно вычислить по уравнению

$$P_V = E_N K_V + C, \text{ руб/год,}$$

где E_N - коэффициент экономической эффективности, равный $0,2 \frac{1}{\text{год}}$; K_V - сметная стоимость системы вентиляции, обслуживающей M тонн картофеля при данном $V_{уд}$, руб; C - эксплуатационные затраты по системе вентиляции, руб/год.

Эксплуатационные затраты определяются по выражению

$$C = T + E + B + P_T + P_K + Y + 3п, \text{ руб/год,}$$

где T - стоимость потребляемого за год тепла, руб/год; E - годовые затраты на электроэнергию, руб/год; $P_T + P_K$ - затраты на текущий и капитальный ремонт, руб/год; B - годовые отчисления на восстановление капитальных вложений, руб/год; Y - дополнительные затраты, определяемые по выражению $Y = 0,3(P_T + P_K + B + 3п)$, руб/год; $3п$ - сумма годовой заработной платы обслуживающего персонала, руб/год.

Сумма годовой заработной платы обслуживающего персонала и стоимость потребляемого за год тепла не зависят от величины удельного воздухообмена.

Затраты на потребляемую электроэнергию прямо пропорциональны времени работы системы вентиляции и удельному воздухообмену при постоянных гидравлических потерях в сети. Вследствие равенства

$$M V'_{уд} \tau'_k \approx M V''_{уд} \tau''_k$$

(с увеличением воздухообмена сокращается время работы вентиляционных установок, так как интенсифицируется теплообмен, а теплоизбытки постоянны) затраты электроэнергии принимаем постоянными при изменении $V_{уд}$.

Затраты на текущий и капитальный ремонт с некоторым допущением могут быть приняты не зависящими от величины воздухообмена, так как число ремонтных единиц на вентиляторы с увеличением их номера увеличивается, а на воздуховоды с ростом диаметра уменьшается [7].

Годовые отчисления на восстановление капитальных вложений определяются в процентах от сметной стоимости. Для системы вентиляции хранилищ $B = 0,1 K_V$, руб./год.

Вследствие незначительного изменения дополнительных затрат при изменении сметной стоимости системы вентиляции $\Delta U = 0,03 \Delta K_V$ эту составляющую эксплуатационных затрат принимаем не зависящей от величины удельного воздухообмена.

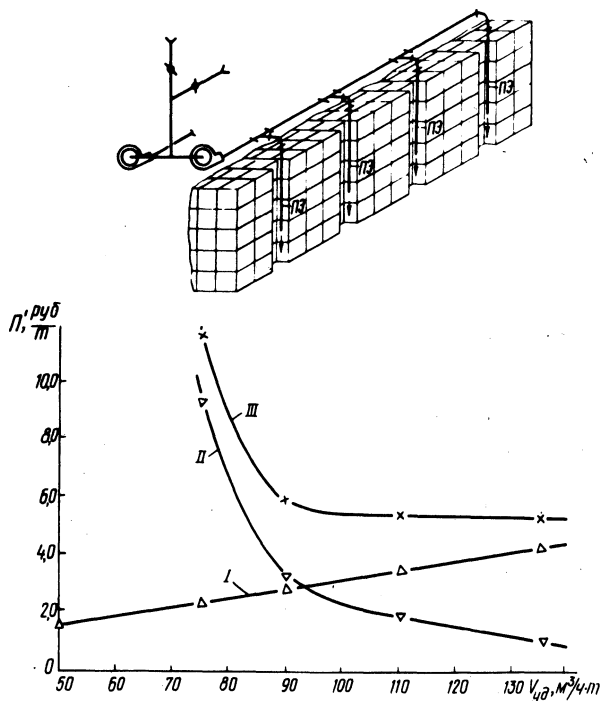


Рис. 2. Проект 80/71. Секция контейнерного хранения: ПЭ - полиэтиленовые воздуховодные рукава; I - линия $P'_B = 0,3a V_{уд}$; II - линия $P_K = 0,8m_V$; III - линия $P = P'_B + P_K$.

Исключая постоянную часть выражения для определения приведенных затрат по системе вентиляции, получим

$$\Pi_V^I = 0,2K_V + 0,1K_V = 0,3K_V, \text{ руб./год.}$$

Анализ зависимости сметной стоимости систем вентиляции от производительности, проведенный по укрупненным сметным нормам, показал, что эта зависимость с достаточной степенью точности может быть принята линейной и описываться уравнением

$$K_V = a V_{уд} M, \text{ руб.,}$$

где a — коэффициент пропорциональности, численно равный сметной стоимости системы вентиляции, приходящейся на 1 т хранимой продукции при удельном расходе воздуха в $1 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{т}$.

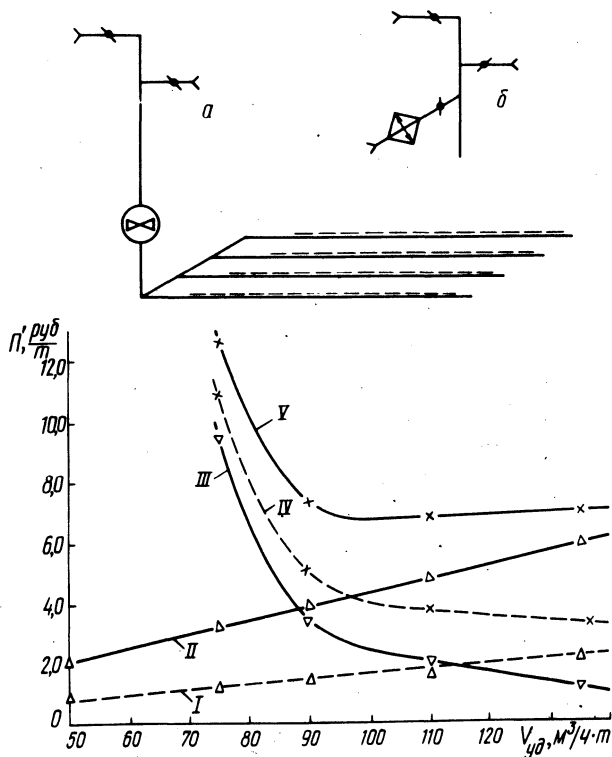


Рис. 3. Проект 75/70. Секция навального хранения: а — вариант без охлаждения; б — вариант с охлаждением; I — линия $\Pi_V^I = 0,3a V_{уд}$, вариант без охлаждения; II — линия $\Pi_V^I = 0,3a V_{уд}$, вариант с охлаждением; III — линия $\Pi_V^I = 0,6 V_{уд}$; IV — линия $\Pi_V^I = \Pi_V^I + \Pi_K$, вариант без охлаждения; V — линия $\Pi_V^I = \Pi_V^I + \Pi_K$, вариант с охлаждением.

Величину потерь картофеля (без учета их за счет прорастания) в денежном выражении определяем по формуле

$$П_k = \frac{m_V}{100} Mb ,$$

где b – закупочная цена картофеля, равная 60 руб./т [8].

Расчетное выражение для определения оптимальной величины удельного воздухообмена

$$П = П'_B + П_k = \min ; П = 0,3 a V_{уд} M + \frac{m_V}{100} Mb = \min .$$

После подстановки численных значений, входящих в уравнение величин, и разделив обе части на M , получаем

$$П' = 0,3 a V_{уд} + 0,6 m_V = \min .$$

По этому выражению определен оптимальный удельный воздухообмен различных схем раздачи воздуха по проектам "Белгипроторга". Значение коэффициента "а" установлено по сметам, выполненным в этом же институте. При определении проектных решений в "Белгипроторге" был принят удельный воздухообмен в 50 м³/ч.т. Некоторые результаты расчетов приведены на рис. 2 и 3.

Следует отметить, что полученные результаты относятся к хранилищам, в которых картофель находится длительное время. Для хранилищ с известной динамикой отбора методика определения $V_{уд}$ может быть аналогичной.

Резюме. Полученные результаты показывают целесообразность увеличения удельного расчетного воздухообмена. Воздухообмен в 110 м³/ч.т является предельным, так как при $V_{уд} > 110$ начинают возрастать потери веса картофеля, что ухудшает его потребительские качества.

Л и т е р а т у р а

1. Антонов М.В., Горелик З.М. Хранение картофеля в контейнерах. М., 1961.
2. Екимов С.П. Температурно-влажностный режим существующих картофелехранилищ и методы его регулирования в условиях центральной зоны СССР. Автореф. канд.дис. Таллин, 1965.
3. Метлицкий Л.В., Гусев С.А., Тектониди И.П. Основы биохимии и технологии хранения картофеля. М., 1972.
4. Обзорная техническая информация. Вып. 2. (Гипроторг). М., 1971.
5. Джафаров А.Ф. Новые методы хранения плодов и овощей за рубежом. М., 1969.
6. Хранение, пе-

переработка и торговля картофелем, овощами и плодами. - "Матлы всесоюз.науч.конф." Киев, 1969. 7. Богуславский Л. Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. М., 1967. 8. Добромильский В.Е. Расчеты за картофель, овощи и плоды. М., 1966.

УДК 621.643

А.Ф. Дядичкин

ОЦЕНКА И СПОСОБ ПОКРЫТИЯ СУТОЧНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТРЕБЛЕНИЯ ГАЗА

Суточная неравномерность потребления газа крупным промышленным городом в основном зависит от режима расходов газа производственными предприятиями. Колебания таких расходов по отдельным дням недели и месяца достаточно стабильны, за исключением выходных и праздничных дней, когда большинство промышленных предприятий, составляющих значительный удельный вес в балансе расхода газа, резко уменьшают или полностью прекращают его потребление.

В соответствии с правилами подачи газа магистральным газопроводам и потребителям [1] отбор газа должен производиться равномерно в течение месяца в пределах среднесуточной нормы или соответствовать диспетчерским графикам. Сверхплановый прием или недовыборка газа потребителями не дает им права требовать восполнения или сокращения отбора газа в последующий плановый период. Поэтому эксплуатационным организациям важно знать характеристику суточной неравномерности, которая определяется величиной коэффициента K^C и объема суточной неравномерности (табл. 1).

Покрытие суточной неравномерности газопотребления путем использования подземного хранилища нерационально, так как может привести к неритмичной работе хранилища и увеличению эксплуатационных расходов. Суточную неравномерность можно регулировать за счет подключения буферных потребителей и использования в качестве аккумулирующей емкости магистрального газопровода. Наибольший эффект достигается при применении для этих целей аккумулирующей способности газопроводов дальнего газоснабжения. При этом, во-первых, условия эксплуатации буферных потребителей не всегда позволяют обеспечить быстрый их переход на сжигание резервного и затем газообразного топлива из-за конструктивной особенности газогорелочных устройств, применяемых в отопительных котельных,

Таблица 1. Коэффициенты и объем суточной неравномерности в месяц максимального потребления газа г. Минском (данные Минского управления магистральных газопроводов), %

Дни месяца	Среднесуточный расход от месячного, % q_{cp}	Период высокого потребления, %			Период низкого потребления, %		
		суточный расход от месячного q_v	разность $q_v - q_{cp}$	K^c	суточный расход от месячного q_n	разность $q_{cp} - q_n$	K^c
1	3,33	3,50	0,17	1,05			
2	3,33	3,46	0,11	1,03			
3	3,33	3,37	0,03	1,01			
4	3,33	3,41	0,07	1,02			
5	3,33				2,81	0,52	0,84
6	3,33	3,49	0,16	1,05			
7	3,33	3,54	0,21	1,06			
8	3,33	3,61	0,28	1,08			
9	3,33				3,32	0,01	0,99
10	3,33	3,42	0,09	1,02			
11	3,33				3,12	0,21	0,93
12	3,34				2,63	0,71	0,79
13	3,33	3,45	0,12	1,04			
14	3,33	3,54	0,21	1,06			
15	3,34				3,28	0,06	0,98
16	3,34				3,29	0,05	0,99
17	3,33	3,56	0,23	1,07			
18	3,33	3,46	0,13	1,04			
19	3,34				2,93	0,41	0,88
20	3,33	3,48	0,15	1,05			
21	3,34				3,25	0,09	0,97
22	3,34				3,26	0,08	0,98
23	3,33	3,52	0,19	1,06			
24	3,33	3,40	0,07	1,02			
25	3,33	3,36	0,03	1,01			
26	3,33				2,87	0,46	0,86
27	3,34	3,47	0,13	1,05			
28	3,34	3,46	0,12	1,04			
29	3,34	3,57	0,23	1,07			
30	3,34				3,18	0,16	0,96
100 %			2,76 %	19,83		2,76 %	10,17

необходимости подогрева мазута, наличия излишков резервного топлива и т.д.; во-вторых, с наступлением осенне-зимнего периода наиболее крупные буферные предприятия отключаются от газоснабжения и полностью переводятся на сжигание резервного вида топлива на все это время. В настоящее время объем аккумулируемого газа в газопроводе определяется по известным параметрам технологического режима транспорта газа при известных геометрических размерах трубопровода. Полезная газгольдерная емкость магистрального газопровода после ввода его в эксплуатацию может быть определена по формулам, приведенным в [1, 2, 3].

Ниже описан метод определения объема аккумулируемого газа на стадии проектирования магистрального газопровода, т.е. когда еще неизвестны геометрические размеры трубопровода.

Данные режимных характеристик, необходимых для выполнения расчета, указаны в табл. 1.

Период высокого потребления газа. Если обозначить через q_1 объем газа в первые сутки газопотребления, превышающего среднесуточный расход q_{cp} , во вторые - через q_2 и т.д., то объем аккумулируемого газа в месяц максимального газопотребления составит

$$V_{ак} = (q_1 - q_{cp}) + \dots + (q_4 - q_{cp}) + (q_6 - q_{cp}) + \dots + (q_8 - q_{cp}) + \\ + (q_{10} - q_{cp}) + (q_{13} - q_{cp}) + (q_{14} - q_{cp}) + (q_{17} - q_{cp}) + \\ + (q_{18} - q_{cp}) + (q_{20} - q_{cp}) + (q_{23} - q_{cp}) + \dots + (q_{25} - q_{cp}) + \\ + (q_{27} - q_{cp}) + \dots + (q_{29} - q_{cp}); \quad (1)$$

$$V_{ак} = q_1 + \dots + q_4 + q_6 + \dots + q_8 + q_{10} + q_{13} + q_{14} + q_{17} + \\ + q_{18} + q_{20} + q_{23} + \dots + q_{25} + q_{27} + \dots + q_{29} - 19q_{cp}. \quad (2)$$

Коэффициент неравномерности потребления газа в первые сутки составляет $K_1^C = q_1 / q_{cp}$ и т.д. для каждых суток периода высокого газопотребления. Отсюда $q_1 = K_1^C q_{cp}$ и т.д.

Подставив это выражение в формулу (2), получим

$$V_{ак} = K_1^C q_{cp} + \dots + K_4^C q_{cp} + K_6^C q_{cp} + \dots + K_8^C q_{cp} + K_{10}^C q_{cp} + K_{13}^C q_{cp} + \\ + K_{14}^C q_{cp} + K_{17}^C q_{cp} + K_{18}^C q_{cp} + K_{20}^C q_{cp} + K_{23}^C q_{cp} + \dots + K_{25}^C q_{cp} + \\ + K_{27}^C q_{cp} + \dots + K_{29}^C q_{cp} - 19q_{cp}, \quad (3)$$

где

$$V_{ак} = q_{cp} (K_1 + \dots + K_4 + K_6 + \dots + K_8 + K_{10} + K_{13} + K_{14} + K_{17} + K_{18} + \\ + K_{20} + K_{23} + \dots + K_{25} + K_{27} + \dots + K_{29} - 19). \quad (4)$$

Заменив $q_{cp} = V_{max}^{мес} / M$, запишем

$$V_{ак} = V_{max}^{мес} \frac{\sum K_{\sum 1} - n}{M}, \quad (5)$$

где $V_{\max}^{\text{мес}}$ - расход в месяц максимального потребления газа, M^3 ; M - количество дней в месяце; $\sum K_{>1}$ - сумма коэффициентов суточной неравномерности потребления газа больше единицы; n - количество коэффициентов неравномерности потребления газа в месяц.

Требуемая доля аккумулируемого газа в процентах от максимального суточного расхода

$$\psi_{\text{ак}} = V_{\text{ак}} / V_{\max}^{\text{сут}} 100\%. \quad (6)$$

Подставив в выражение (6)

$$V_{\max}^{\text{сут}} = K_{\max}^c V_{\max}^{\text{мес}} / M, \quad (7)$$

получим

$$\psi_{\text{ак}} = \frac{\sum K_{>1} - n}{K_{\max}^c} 100\%, \quad (8)$$

где $K_{\max}^c$ - максимальный коэффициент суточной неравномерности.

Период низкого потребления газа. Обозначив объем газа, величина которого меньше среднесуточного расхода в пятые сутки газопотребления (см. табл.1), через q_5 , в восьмые - через q_8 и т.д., объем аккумулируемого газа может быть определен из равенств

$$\begin{aligned} V_{\text{ак}} = & (q_{\text{ср}} - q_5) + (q_{\text{ср}} - q_9) + (q_{\text{ср}} - q_{11}) + (q_{\text{ср}} - q_{12}) + (q_{\text{ср}} - \\ & - q_{15}) + (q_{\text{ср}} - q_{16}) + (q_{\text{ср}} - q_{19}) + (q_{\text{ср}} - q_{21}) + (q_{\text{ср}} - q_{22}) + \\ & + (q_{\text{ср}} - q_{26}) + (q_{\text{ср}} - q_{30}) \end{aligned} \quad (9)$$

или

$$\begin{aligned} V_{\text{ак}} = & 11q_{\text{ср}} - q_5 - q_9 - q_{11} - q_{12} - q_{15} - q_{16} - q_{19} - q_{21} - q_{22} - \\ & - q_{26} - q_{30}. \end{aligned} \quad (10)$$

Выразив суточные расходы газа в период низкого газопотребления через коэффициенты неравномерности и среднесуточный расход, получим

$$V_{\text{ак}} = q_{\text{ср}} (11 - K_5 - K_9 - K_{11} - K_{12} - K_{15} - K_{16} - K_{19} - K_{21} - K_{22} - K_{26} - K_{30}) \quad (11)$$

или

$$V_{\text{ак}} = V_{\text{max}}^{\text{мес}} \frac{(M-n) - \sum K_{\leq 1}}{M} \leq 1, \quad (12)$$

где $\sum K_{\leq 1}$ — сумма коэффициентов суточной неравномерности газопотребления, меньшая единицы. Требуемая доля аккумулируемого газа в процентах от максимального суточного расхода составит

$$\psi_{\text{ак}} = \frac{(M-n) - \sum K_{\leq 1}}{K_{\text{max}}^{\text{с}}} 100\%, \quad (13)$$

Резюме. Получены зависимости (5), (8), (12), (13) для определения объема и требуемой доли аккумулируемого газа по известным значениям коэффициентов суточной неравномерности. Уравнения могут быть использованы при расчете аккумулирующей способности конечного участка магистрального газопровода, бескомпрессорного газопровода-отвода.

Л и т е р а т у р а

1. Правила подачи газа магистральным газопроводам и потребителям, утвержденные Постановлением Госарбитража при СМ СССР от 31 июня 1961 г. № П-1. 2. Одельский Э.Х. Газоснабжение. Минск, 1966. 3. Гордюхин А.И. Режим работы городских систем газоснабжения. М., 1965. 4. Ионин А.А. Газоснабжение. М., 1965. 5. Фурман И.Я. Методика учета влияния режимов газопотребления при проектировании магистральных газопроводов. — "Газовая промышленность", 1963, № 3.

УДК 622.692.4.001.24

Б.К. Гинц (канд.техн.наук),
В.С. Алексеева, И.В. Волоханович

СРАВНИТЕЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ ФОРМУЛ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ГАЗОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Сравнение результатов гидравлического расчета газопроводов низкого давления по формулам, предложенным различными авторами, проводилось на трех примерах с газами из различных газовых месторождений, а именно, с природным газом Дашавского месторождения, имеющим удельный вес $\gamma = 0,72 \text{ кгс/м}^3$, попутным газом Серафимовского месторождения Баш АССР с $\gamma = 1,445 \text{ кгс/м}^3$ и газом Яблоновского

месторождения Куйбышевско-Бугурусланского района с $\gamma = 1,054 \text{ кгс/нм}^3$.

Для возможности сопоставления результатов исследования эти примеры рассматривались в одном гидравлическом режиме – режиме со слабо развитой турбулентностью потока газа, что характерно для движения газа низкого давления по трубопроводам.

Режим со слабо развитой турбулентностью характеризуется условием $Re < Re_{пр}$.

Чтобы сохранить режим со слабо развитой турбулентностью для различных примеров, соответственно менялись скорости движения газа и диаметры газопроводов. Для всех 2 случаев подсчитывались удельные потери давления $R \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м}$ и сопоставлялись со значением R , подсчитанным по формуле СНиП II-Г. 11-66.

В основу современных формул гидравлического расчета газопроводов низкого давления положена формула Дарси – Вейсбаха:

$$dp = -\lambda \frac{v^2}{2g} \frac{\gamma}{d} dl, \quad (1)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления; d – диаметр газопровода, м; v – средняя скорость газа по сечению газопровода, м/с; γ – удельный вес газа, кгс/нм^3 ; l – длина газопровода, м.

Рассмотрены следующие формулы гидравлического расчета газопроводов низкого давления.

1. Рекомендация СНиП II-Г. 11-66 [1], по которой удельные потери давления в газопроводах низкого давления следует определять по выражению

$$R = 64 \lambda \frac{V^2}{5d} \gamma, \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м},$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления; V – расход газа, $\text{нм}^3/\text{ч}$; d – внутренний диаметр, см; γ – удельный вес газа, кгс/нм^3 ;

а) при ламинарном режиме движения газа ($Re \leq 2000$)

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

тогда $R = 115420 \frac{V}{d^4} \gamma, \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м};$

б) при критическом режиме движения газа ($Re = 2000 - 4000$)

$$\lambda = 0,0025 \sqrt[3]{Re} ; \quad R = 0,0526 \frac{V^{2,333}}{d^{5,333}}, \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м};$$

в) при турбулентном режиме ($Re > 4000$)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25};$$

$$R = 7 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} + 1922 \frac{\nu d}{V} \right)^{0,25} \frac{V^2}{d^5} \gamma, \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м}, \quad (2)$$

где $k_{\text{э}}$ - эквивалентная абсолютная шероховатость стенок труб, см; ν - кинематический коэффициент вязкости газа, $\text{м}^2/\text{с}$.

2. Исследования Э.Х.Одельского [2] приводят к выражению

$$R = 1,7 \cdot 10^5 \frac{V^{1,75}}{d^{4,75}} \gamma, \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м}. \quad (3)$$

В этом выражении для газов низкого давления принято, что $\gamma = \text{const}$, ввиду небольшого значения критерия Маха ($M = 0,01 - 0,02$); d выражен в мм, а расход газа V - в $\text{м}^3/\text{ч}$. При получении приведенного уравнения коэффициент гидравлического сопротивления определялся по формуле Блазиуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}.$$

Для наиболее распространенных горючих газов при определении Re значение $\gamma^{0,25}$ принималось равным 0,063.

3. Если для режима движения газа при слабо развитой турбулентности ($Re = 10^4 - 10^7$) величину коэффициента гидравлического сопротивления определить по формуле И.Е. Ходановича [3]

$$\lambda = 0,067 \left(\frac{158}{Re} + \frac{2k}{d} \right)^{0,2},$$

то для определения удельной потери давления на трение получим формулу

$$R = 4,27 \cdot 10^5 \left(0,417 \frac{d^2 \nu}{V} + 2k \right)^{0,2} \frac{V^2}{d^{5,2}} \gamma. \quad (4)$$

4. А.А. Ионин [4] рекомендует формулу следующего вида:

$$R = 63,5 \lambda \frac{V^2}{d^5} \rho, \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м}, \quad (5)$$

полученную из уравнения Дарси - Вейсбаха при использовании уравнений состояния и сплошности течения для нормальных условий и при допущении, что для газопроводов низкого давления

$$\frac{p_n + p_k}{2} \approx p_o.$$

Размерности величин в уравнении А.А.Ионина следующие:

$$V - \text{м}^3/\text{ч}; \quad d - \text{см}; \quad \rho - \text{кг}/\text{м}^3.$$

При критическом режиме

$$\lambda = 0,0025 \sqrt[3]{Re},$$

а при турбулентном режиме, когда $Re > 4000$, коэффициент гидравлического сопротивления определяют по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}.$$

5. Н.Л.Стаскевич [5] предлагает формулу

$$R = 46,72 \frac{V^{1,75}}{d^{1,75}} \nu^{0,25} \gamma, \text{ кгс}/\text{м}^2 \cdot \text{м}, \quad (6)$$

при получении которой из формулы Дарси - Вейсбаха значение коэффициента гидравлического сопротивления принимается по формуле Блазиуса, а диаметр трубы выражается в сантиметрах.

6. Формула Поле [5] получена на основании эмпирических данных

$$V = \eta \sqrt{\frac{\Delta p d^5 \gamma_v}{\gamma_{21}}} \quad \text{или} \quad \Delta p = \frac{V^2 \gamma_{r1}}{\eta^2 d^5 \gamma_v},$$

где V - объем газа, $\text{м}^3/\text{ч}$; Δp - потери давления, $\text{кгс}/\text{м}^2$; l - длина газопровода, м; η - корректировочный коэффициент, берется из табл. 12, 3, с. 538 [5].

Результаты, полученные по формулам гидравлического расчета, рекомендуемым СНиП II-Г. 11-66, А.А.Иониним и Э.Х. Одельским для природных газов с $\gamma = 0,72$ и $\gamma = 1,054 \text{ кгс}/\text{нм}^3$, оказываются близкими. Если принять значение удельной потери давления (R), подсчитанной по СНиП II-Г. 11-66 за 100%, то значение R , представленное по методике А.А.Ионина, составит 100 - 102%, а по методике Э.Х. Одельского - 96%.

Формула Э.Х.Одельского для природного газа дает результаты, близкие к подсчитанным по формулам СНиП и А.А.Ионина. Для попутных газов, имеющих большее значение γ и меньшее для γ , чем для природного газа из чистогазовых месторождений (у Э.Х.Одельского в формуле заложено, что $\gamma_{0,25} = 0,063$), наблюдается отклонение в результатах для R .

Кроме того, формула Э.Х.Одельского универсальна для всех областей турбулентного и для переходного режимов, т.е. $2320 < Re < 100 \frac{r}{\epsilon}$, а формулы СНиП и А.А.Ионина имеют для этой области движения три выражения: для ламинарного, переходного и турбулентного режимов, поэтому и результаты получаются более точными.

Результаты, полученные по формуле Поле, также дают некоторые отклонения от результатов по формуле СНиП, причем при $D = 150$ значения, полученные по формуле Поле, приближаются к 100% (103%). Это объясняется тем, что в формулу, имеющую вид

$$R = \frac{V^2 \gamma_r}{\gamma_B \eta^2 d^5},$$

входит так называемый корректировочный коэффициент η , зависящий от диаметра.

В примерах с газопроводами диаметром 200 и 250 мм получились несколько завышенные значения R , что можно объяснить постоянным корректировочным коэффициентом $\frac{1}{\eta^2} = 2,04$ для диаметров газопроводов 150 мм и выше.

Резюме. Исследуя формулы гидравлического расчета газопроводов низкого давления, выведенные рядом авторов, и сопоставляя их с формулой, рекомендованной СНиПом, приходим к выводу, что удельные потери давления R , подсчитанные по формулам А.А.Ионина и Э.Х.Одельского, имеют близкие значения по отношению к R , взятой по исходной формуле СНиПа.

Л и т е р а т у р а

1. СНиП II-Г. 11-66. Газоснабжение, внутренние устройства. Нормы проектирования. 2. Одельский Э.Х. Газоснабжение. Минск, 1966. 3. Ходанович И.Е., Одишария Г.Э. Анализ зависимости для коэффициента гидравлического сопротивления. — "Газовая промышленность", 1964, № 11. 4. Ионин А.А. Газоснабжение. М., 1965. 5. Стаскевич Н.Л. Справочное руководство по газоснабжению. Л., 1960.

ЭКОНОМИЧНОСТЬ СОВМЕСТНОЙ ПРОКЛАДКИ ВНУТРИКВАРТАЛЬНЫХ КОММУНИКАЦИЙ В ОБЩЕМ ПРОХОДНОМ КОЛЛЕКТОРЕ

По сравнению с отдельным способом прокладки кварталных инженерных сетей коллекторный способ стоит дороже из-за строительства проходного канала. Следовательно, необходимо сократить протяженность проложенного в земле коллектора путем широкого использования технических подполий зданий, что во многом зависит от характера застройки квартала. По исследованиям Академии строительства ГДР, критерием для оценки влияния застройки на эффективность коллектора считается протяженность наружного коллектора на одну квартиру.

Выгодной застройкой оказалась такая, при которой здания образуют большие замкнутые формы, когда коммуникации прокладываются прежде всего в технических подпольях зданий, а короткие промежуточные участки коллектора связывают дома. Благодаря этому протяженность (в метрах) наружного коллектора на одну квартиру снизилась в одном случае с 1,2 до 0,4 и с 0,75 до 0,25 - в другом [1]. При этом стоимость коллекторной прокладки после сокращения наружного коллектора и стоимость отдельной прокладки оказались примерно одинаковыми.

Для технико-экономического анализа проектного решения внутриквартального коллектора был выбран квартал по ул. Железнодорожной в Минске. Территория квартала охватывает 49 га, жилая площадь составляет 163489 м² и количество квартир 4782. Примерно 63% жилой площади находится в домах, образующих большие замкнутые формы. В институте "Минскпроект" было разработано два варианта инженерно-технического устройства квартала для экономического сравнения отдельного способа прокладки с коллекторным. В среднем предусматривалась прокладка в коллекторе четырех труб теплоснабжения и горячего водоснабжения, двух труб водопровода и одиннадцати кабельных линий различного назначения. Предусматривалось оборудование коллектора аварийными насосными установками естественной вентиляции, автоматизацией, водоудалением и освещением. Сечения коллектора приняты двух типов: 1800 x 2100 и 1500 x 1800 мм.

Протяженность коллектора, включая транзит по техническим подпольям, составляет 3,4 км, причем длина наружного коллектора 1,53 км. Отсюда протяженность наружного коллектора на одну квартиру составляет 0,32 м.

Экономическое сравнение двух вариантов проходило по стоимости одного метра трубопровода и кабеля согласно сметной документации (в ценах 1963 г.), включающей все необходимые затраты. При сравнении вариантов учитывалась также стоимость ливневой канализации, так как из-за удаления дренажных вод коллектора необходимо дополнительное углубление ее прокладки. Если принять стоимость одного метра совместной прокладки за 100%, то удорожание стоимости одного метра совместной прокладки в коллекторе составит 111%. Окончательным экономическим критерием являются суммарные приведенные затраты сравниваемых вариантов, которые определяются по формулам

$$Z_c = \sum Z_i; \quad Z_i = p K_i + \sum (a_i K_i + \delta_i \Pi_i),$$

где p — нормативный коэффициент эффективности, равный 0,15; K_i — единовременные капиталовложения; a_i — нормы амортизационных отчислений; δ_i — ежегодные расходы по эксплуатации сетей и коллекторов; Π_i — протяженность сетей или коллектора; i — порядковый номер рассматриваемой сети.

Резюме. Расчет показал, что суммарные приведенные затраты при прокладке сетей отдельным способом составляют 243,24 тыс.руб., а при прокладке в коллекторе — 237,34 тыс.руб., т.е. 97,5% от затрат 1-го варианта [2].

Полученная величина протяженности наружного коллектора (в метрах) на одну квартиру, равная 0,32, свидетельствует о выгодности принятой формы застройки для прокладки внутриквартальных коммуникаций в общем проходном коллекторе и в технических подпольях зданий.

Увеличение стоимости 1 м коллекторной прокладки вызвано необходимостью углубления прокладки ливневой канализации и затратами на строительство проходного канала.

Для рассматриваемого жилого квартала оптимальным по приведенным затратам оказался вариант коллекторной прокладки инженерных сетей.

Л и т е р а т у р а

1. Раттау В. Главные направления научно-технического развития в коммунальном подземном строительстве. — "Строй-

тельная газета". Берлин, ГДР, 1973, июль. 2. Проектное решение внутриквартальных инженерных коммуникаций жилого квартала по ул. Железнодорожной в г. Минске. Проект 213/69. Проектный институт "Минскпроект". Минск, 1970.

УДК 697.34:621.311.22

Г.А. Могилат (канд.техн.наук)

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ФАКТОРОВ ПРИ СРАВНЕНИИ РАЗЛИЧНЫХ ВАРИАНТОВ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ЖИЛОГО СЕКТОРА СЕЛЬСКИХ НАСЕЛЕННЫХ МЕСТ

Одна из важных проблем, затрагивающих технико-экономические и социальные аспекты, — вопрос теплоснабжения сельских населенных мест.

За последние годы проделана большая работа по инженерному оборудованию села. Высокий уровень благоустройства достигнут в поселках совхозов "Кодаки" Киевской области, "Дайнава" Литовской ССР, "Орловский" Московской, "Слепохов" Харьковской, "Теменичи" Брянской, колхоз "Чырвоная Змена" Минской областей и др.

Планировочно-строительная структура сельских населенных мест — один из основных определяющих моментов при решении вопросов теплоснабжения. В стране в последние годы разработаны рекомендации по оптимальному проектированию населенных мест, и в частности индивидуального жилого сектора [1]. Для этого сектора разработаны проекты домов нового типа, которые допускают использование современного инженерного оборудования и отвечают возросшим санитарно-гигиеническим требованиям.

Основными вариантами теплоснабжения индивидуального жилого сектора могут быть: централизованное теплоснабжение от центральной котельной, децентрализованное теплоснабжение от поквартирных источников тепла и печное отопление.

При выборе различных вариантов проектных решений в качестве критерия оптимальной схемы теплоснабжения индивидуального жилого сектора сельских населенных мест может служить максимум прибыли или минимум затрат.

При постановке задачи на минимум затрат значение целевой функции представляет собой общую сумму затрат на получение, транспортирование и использование тепла.

Одной из распространенных форм выражения критерия оптимальности является формула приведенных затрат [2]. При этом целевая функция сравниваемых вариантов теплоснабжения выражается формулами

$$Z_{\text{и}} = \Pi_{\text{ген}} + \Pi_{\text{т.с}} + \Pi_{\text{пот}}; \quad (1) \quad Z_{\text{д}} = \Pi_{\text{пот}}, \quad (2)$$

где $\Pi_{\text{ген}}$ – приведенные затраты на получение тепла; $\Pi_{\text{т.с}}$ – приведенные затраты на транспорт тепла; $\Pi_{\text{пот}}$ – приведенные затраты на внутреннюю систему теплоснабжения.

В формуле (2) в случае децентрализованного теплоснабжения в приведенные затраты входят затраты на генератор тепла.

Приведенные затраты на потребитель тепла определяются выражением

$$\Pi_{\text{пот}} = K_{\text{п}} E_{\text{н}} + C_{\text{п}}, \quad (3)$$

где $K_{\text{п}}$ – единовременные затраты по внутренней системе отопления; $C_{\text{п}}$ – текущие годовые затраты по внутренней системе отопления; $E_{\text{н}}$ – нормативный коэффициент эффективности.

Текущие затраты $C_{\text{п}}$ определяются в процентном отношении от капитальных затрат. Размер этих отчислений принимается на основании [3].

Единовременные затраты $K_{\text{п}}$ по внутренней системе отопления выразим как функцию тепловой нагрузки здания Q .

Исследование множества проектов индивидуальных жилых домов для сельской местности, применяемых в различных районах страны (с t от -15°C до -30°C), показывает, что в основном теплопотери зданий лежат в пределах от 5000 до 32000 Вт.

На основании сметных данных о стоимости внутренних систем отопления находим значения единовременных затрат потребителя тепла при централизованном и децентрализованном теплоснабжении ($K_{\text{пд}}$, $K_{\text{пп}}$) как функции от теплопотерь здания в виде зависимостей, полученных на ЭВМ "Минск-22":

а) для централизованного теплоснабжения

$$K_{\text{пп}} = 96,72 + 0,022 Q \text{ руб}; \quad (4)$$

б) для децентрализованного теплоснабжения

$$K_{\text{пд}} = 101,64 + 0,032 Q \text{ руб}, \quad (5)$$

где Q – теплопотери здания, Вт.

При сравнении различных вариантов теплоснабжения сельских населенных мест с учетом условий сопоставимости боль-

шее значение приобретают социально-экономические факторы, которые, к сожалению, не учитываются существующими методиками [1] сопоставления вариантов теплоснабжения.

Сопоставление социальных факторов с технико-экономическими позволяют более обоснованно и правильно решать задачу выбора оптимального варианта при сравнении проектных решений схем теплоснабжения.

Децентрализованное теплоснабжение вызывает затрату свободного времени колхозников для обслуживания генератора тепла. Эти затраты составляют от 150 до 200 ч на человека в год [3]. Централизованные системы теплоснабжения не требуют таких затрат времени. Время, как известно, относится к числу ресурсов нехранимых и ничем не заменяемых. Поэтому его затраты на обслуживание генераторов тепла — это невозвратимая потеря потенциала труда, образования, отдыха.

В литературе [4] приводится методика расчета экономической эффективности влияния 1 ч свободного времени работника на рост продукции предприятий. Стоимостная оценка свободного времени населения по методике, предложенной [5], составляет в среднем 0,3 руб./чел.-ч.

Для учета фактора времени, затрачиваемого на обслуживание генераторов тепла, используем следующий метод [5]:

при сравнении вариантов теплоснабжения (централизованного и децентрализованного) определяем суммарные затраты времени трудящимися при обеих системах теплоснабжения и, оценивая их, исходя из определенной доли заработной платы, добавляем к ежегодным эксплуатационным затратам по каждому варианту.

Тогда формула приведенных затрат на потребление тепла индивидуальными жилыми домами сельских населенных мест приобретает вид

$$П_{\text{пот}} = K \frac{E}{n} + C_{\text{п}} + aB, \quad (6)$$

где a — норматив для оценки затрат времени населением на пользование услугами теплоснабжения жилых домов при твердом топливе, руб./чел.-ч; B — ежегодные затраты времени населением на пользование услугами теплоснабжения жилых домов, ч/год.

Все показатели, входящие в формулу (6), могут быть распространены на весь жилой сектор в целом или в целях сопоставимости в случае разных размеров жилых секторов на расчетную единицу измерения.

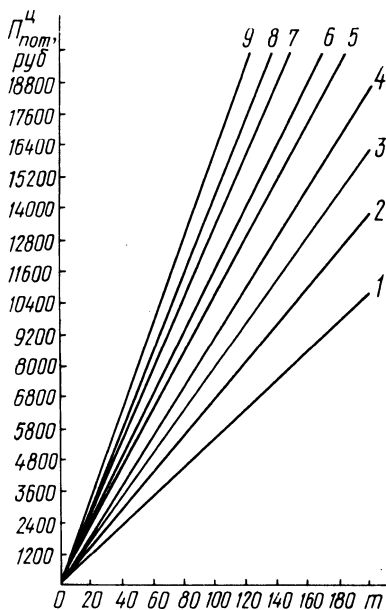


Рис. 1. График зависимости приведенных затрат по централизованной системе теплоснабжения от количества жилых индивидуальных зданий: 1 - при $Q = 5000$ Вт; 2 - при $Q = 8000$ Вт; 3 - при $Q = 10000$ Вт; 4 - при $Q = 12000$ Вт; 5 - при $Q = 14000$ Вт; 6 - при $Q = 16000$ Вт; 7 - при $Q = 18000$ Вт; 8 - при $Q = 20000$ Вт; 9 - при $Q = 22000$ Вт. То же для рис. 2 и 3.

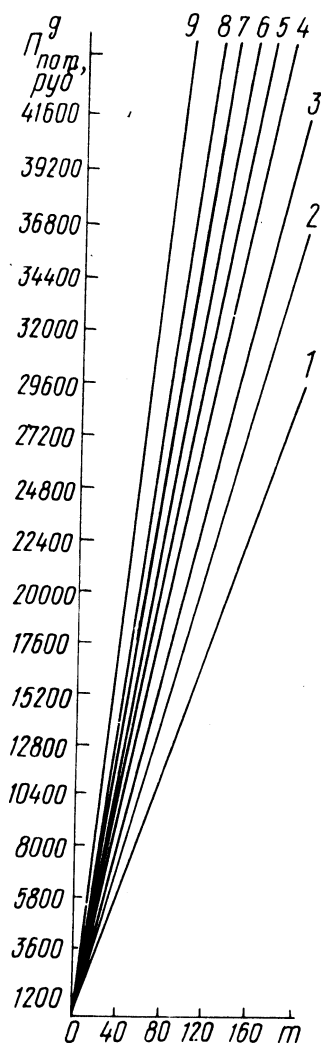


Рис. 2. График зависимости приведенных затрат по децентрализованной системе теплоснабжения от количества жилых индивидуальных зданий.

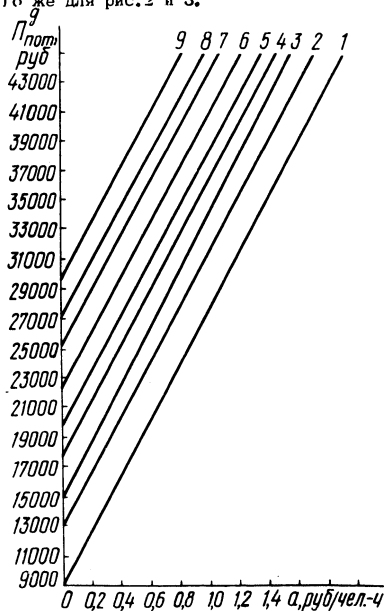


Рис. 3. График зависимости приведенных затрат по децентрализованной системе теплоснабжения от изменения оценки затрат времени населением.

В случае централизованного теплоснабжения $B = 0$.

Величина B определяется по выражению

$$B = ntm, \quad (7)$$

где n – продолжительность отопительного периода в сутках;
 t – время в часах, затрачиваемое на обслуживание одного генератора тепла в течение суток; m – количество генераторов тепла (равно количеству домов).

Поставив значения формул (4) и (5) в формулу (6), получим значение приведенных затрат по внутренней системе отопления в зависимости от теплопотерь здания и количества домов в индивидуальном жилом секторе.

1. Централизованное теплоснабжение

$$\Pi_{\text{пот}}^{\text{ц}} = (96,72 + 0,026Q) mE + P_1(96,72 + 0,022Q) m. \quad (8)$$

2. Децентрализованное теплоснабжение

$$\Pi_{\text{пот}}^{\text{д}} = (101,64 + 0,037Q) mE + P_2(101,64 + 0,032Q) m + antm. \quad (9)$$

Приняв в формулах (8) и (9) следующие значения входящих в них величин: $E = 0,12$; $P_1 = 0,11$; $P_2 = 0,2$; $a = 0,3$ руб./чел.-ч; $n = 125$ дней; $t = 1,5$ ч, для значений Q в диапазоне от 5000 до 22000 Вт строим графики:

$$\Pi_{\text{пот}}^{\text{ц}} = f(m) \quad ; \quad \Pi_{\text{пот}}^{\text{д}} = f(m) \quad ; \quad \Pi_{\text{пог}}^{\text{д}} = f(a).$$

Из графиков (рис. 1, 2) следует, что учет социально-экономического фактора (в виде затрат времени) значительно увеличивает приведенные затраты по децентрализованной системе теплоснабжения по сравнению с централизованной системой.

На рис. 3 показано изменение приведенных затрат в зависимости от изменения оценки затрат времени в руб./чел.-ч, которые оказывают значительное влияние на экономичность децентрализованной системы теплоснабжения сельских населенных мест.

Резюме. По полученным графикам можно определить приведенные затраты по внутренней системе отопления для любого количества индивидуальных зданий в сельских населенных местах.

Л и т е р а т у р а

1. Государственный комитет по гражданскому строительству и архитектуре при Госстрое СССР. Инженерное оборудование

сельских населенных мест. Рекомендации по проектированию и примеры решений системы теплогазоснабжения. М., 1971. 2. Инструкция по определению экономической эффективности капитальных вложений в строительстве. (СН 423-71). М., 1972. 3. Методика определения экономической эффективности новой техники в санитарно-технических устройствах жилых и гражданских зданий. М., 1964. 4. Струмилин С.Г. Проблемы экономики труда. М., 1964. 5. Щеглов В.А. Методика определения стоимостной оценки затрат времени населения. - В сб.: В помощь проектировщику-градостроителю, вып. 4. Киев, 1970. 6. Коган Ю.М. Условия и экономические показатели электрификации тепловых процессов коммунально-бытовых потребителей в сельской местности. - В сб.: Электрификация быта сельского населения (тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф.). Киев, 1968.

УДК 697:621.577

О.Г. Зеленко

ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Тепловые насосы имеют реальные технико-экономические основания применяться для нужд отопления, горячего водоснабжения, приготовления горячей воды, для технологических целей при наличии природных источников низкопотенциального тепла, к которым относятся поверхностные воды озер, рек, грунтовые воды, воздух, а также биологическое тепло.

Эффективность теплового насоса оценивается величиной отопительного коэффициента [1], представляемого выражением

$$\eta_{\text{отоп}} = Q / L ,$$

где Q - количество тепла, сообщаемое нагреваемому объекту; L - энергия, подводимая от внешнего источника и используемая для переноса тепла к нагреваемому объекту.

Отопительный коэффициент для реального цикла в тепловых насосах может равняться 3 и более.

Преимущество теплового насоса перед любыми другими отопительными устройствами в том, что при затрате одного и того же количества энергии с помощью такого насоса к нагреваемому объекту подводится всегда больше тепла, чем при лю-

бом другом способе отопления. Это возможно потому, что в теплонасосных установках используется физическое тепло низкотемпературного потенциала (5°C и выше) для перевода в испарителе жидкого фреона в парообразную фазу в количестве 75% потребного отапливаемому объекту. Недостающие 25% тепла дает электрическая энергия, расходуемая на сжатие и нагрев паровой фазы фреона и на покрытие потерь в компрессоре. Тепло, отнятое от низкотемпературной среды (75% потребного отапливаемому объекту) не учитывается (будучи даровым) в цикле работы компрессора, поэтому расход электрической энергии относят ко всему количеству тепла, получаемого объектом, что дает высокий отопительный коэффициент преобразования: 3, 4 и более.

В связи с переводом сельскохозяйственного производства на промышленную основу широкое распространение получают сельскохозяйственные комплексы. Они специализируются на производстве одного вида сельскохозяйственной продукции — свиней, крупного рогатого скота, птицы и т.д. В условиях нашей республики комплексами можно считать такие хозяйства по откорму, на которых одновременно будет содержаться: для крупного рогатого скота — 400–2000 голов; для свиней — не менее 20–24 тыс. голов [2].

В процессе откорма животные выделяют вредные газы, влагу, тепло, которые влияют на чистоту, температуру и влажность воздуха внутри помещения и в случае их отклонения от нормируемых параметров по санитарно-гигиеническим условиям нарушают физиологические функции животного. При этом коэффициент использования энергии корма на получение продукции составляет около 30%, 45% энергии, содержащейся в корме, в процессе обмена веществ превращается в теплоту, остальные 25% выделяются с газами и экскрементами животного [3].

Таким образом, тепло, выделяемое животными в помещение и удаляемое вместе с вентиляционным воздухом, может быть использовано как тепло низкотемпературного потенциала в испарителе теплонасосной установки (даровое тепло) и возвращено как тепло более высокого температурного потенциала (60°C и выше) для отопительных целей.

На примере типового проекта животноводческой фермы крупного рогатого скота на 400 голов исследованы как максимально-часовые и годовые расходы тепла и топлива, так и теплопоступления от животных (биологическое тепло). Анализ показывает, что теплопоступления составляют 49% всего расхода

тепла по ферме. Для условий применения тепловых насосов был построен график суммарного расхода тепла и тепlopоступлений по месяцам года [4]. Из анализа этих показателей установлено, что годовые тепlopоступления составляют 175% всего годового расхода тепла фермы.

Применение тепловых насосов компрессионного типа со средним значением отопительного коэффициента преобразования, равным 3, позволяет уменьшить годовой расход топлива втрое по сравнению с расходом электроэнергии для варианта котельной на электроэнергию и в 1,5 раза по сравнению с котельной на твердом топливе.

Таким образом, применение котельных установок небольшой тепlopроизводительности, использующих различные виды топлива, которые являются невозполняемыми природными ресурсами, и загрязняющих окружающую среду продуктами сгорания, или применение для целей теплоснабжения электроэнергии с переводом ее в джоулевое тепло в настоящее время не может являться экономически оправданным.

Тепловые насосы дают возможность использовать для выработки тепла тепlopоступления от животных в течение года. В летнее время из этих тепlopоступлений можно получать больше тепла, чем необходимо для нужд животноводческой фермы, и поэтому его остаток целесообразно применять для нужд горячего водоснабжения сельского населенного пункта.

Л и т е р а т у р а

1. Кириллин В.А. и др. Техническая термодинамика. М., 1974. 2. Соколовский В.Э. и др. Проектирование и строительство промышленных комплексов. Минск, 1975. 3. Бемер Г. Рациональное использование энергии в животноводстве. - "Животноводство", 1973, №3. 4. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. М., 1975.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Солдаткин М.Т., Акельев В.Д. Уравнения массопереноса в капиллярно-пористых телах при фильтрации воздуха . . .	3
Зятков А.И. Применение теории Онзагера к вычислению коэффициентов массопереноса	5
Кривобок Э.Н. Графический метод расчета затухания и запаздывания температурных колебаний в сплошных покрытиях и чердачных перекрытиях жилых зданий в летний период . .	11
Порицкий Р.З. Влияние оттепелей на прочность земляного полотна автомобильных дорог	14
Строй А.Ф. Графический метод расчета почвенного обогрева теплиц	24
Римкевич И.М. Исследование электрофизических и акустических характеристик глин, обожженных при различных температурах	30
Чехольский С.Л., Чехольский А.С. Исследование теплообмена при двухфазном восходящем закрученном потоке . .	34
Лебедев А.П. Термодинамические особенности различных способов твердения бетона	39
Солдаткин М.Т., Протасевич М.Т., Грамович Е.И. Изменение модуля упругости керамзитобетона при тепловой обработке в условиях "сухой среды"	42
Лебедев А.П., Станецкая И.И. О некоторых принципах задания режимов тепловой обработки бетонных и железобетонных изделий	45
Станецкая И.И., Баранов С.П. Результаты экспериментальных исследований процесса тепловой обработки многослойных панелей перекрытий в электроиндукционной камере с теплоизлучающими поверхностями	49
Маслаков И.Д., Маслаков А.Д. Процесс твердения полимербетон	54
Скрибо В.И., Иванов Л.А., Козловский А.М. Индустриальные покрытия полносборных зданий (опыт эксплуатации, пути совершенствования)	59
Жук И.П., Иванова Л.А., Минченкова Л.П. Теплотехнический расчет облегченных многослойных панелей с утеплителем из пенополистирола	65
Конючков В.В., Балыкин М.К. О методике расчета трубопроводов на температурные воздействия	73

Конючков В.В., Балыкин М.К. Влияние гибкости колен при расчете трубопроводов на температурные воздействия . .	76
Мухин О.А., Павлючук А.И. Некоторые результаты технико-экономического сопоставления способов обогрева малоэтажных жилых зданий в перспективных сельских населенных пунктах	77
Богданович Ф.А. Движение "скользящей" высокочастотной пены в воздуховодах	83
Сычев А.Т., Николаенко В.П. Определение оптимальной производительности воздушного душа (плоская струя)	88
Зайцева Н.К., Поносов Р.Г. Аналитическое исследование теплотехнических и аэродинамических характеристик воздухонагревателей	93
Мухин О.А. К теории автоматического регулирования теплового комфорта помещений	98
Кривицкая Н.А. Раздача воздуха из воздуховодов постоянного поперечного сечения	106
Комарова В.Г., Шушкевич В.А. К вопросу об измерении осредненных давлений в турбулентных воздушных струях . .	110
Курпан М.И., Сенькевич Э.В. Анализ особенностей проектирования и расчета сушильных установок с дожиганием паров растворителя	115
Дячек П.И. К вопросу хранения картофеля в помещениях с искусственным вентилированием	122
Дядичкин А.Ф. Оценка и способ покрытия суточной неравномерности потребления газа	129
Гинц Б.К., Алексеева В.С., Волоханович И.В. Сравнительное исследование существующих формул гидравлического расчета газопроводов низкого давления	133
Шмидт Ю. Экономичность совместной прокладки внутриквартирных коммуникаций в общем проходном коллекторе .	138
Могила Г.А. Исследование некоторых факторов при сравнении различных вариантов теплоснабжения индивидуального жилого сектора сельских населенных мест	140
Зеленко О.Г. Тепловые насосы для теплоснабжения в сельскохозяйственном производстве	145

ТЕХНИКА, ТЕХНОЛОГИЯ, ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА
СТРОИТЕЛЬСТВА. Выпуск 4. СТРОИТЕЛЬНАЯ ТЕПЛОФИЗИКА,
ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Редактор Л.Р. Дубровская
Мл.редактор И.В. Бирюкова
Худож.редактор В.Т. Лапицкий
Техн.редактор Л.И. Жук
Корректоры Н.И. Бондаренко, З.Б. Боборыко
График Н.В. Журавлева
Оператор А.И. Маль

ИБ 524

АТ 13176. Подписано к печати 18/УП-1977 г. Формат 60х90 1/16.
Бумага офсет. Печ. л. 10. Уч.-изд. л. 9,86. Изд. № 77-7. Тип. за-
каз 5013. Тираж 500 экз. Цена 1 р. 50 к.

Издательство "Вышэйшая школа" Государственного комитета
Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и
книжной торговли. Редакция межведомственных сборников и за-
казной литературы. 220004. Минск, Парковая магистраль, 11.

Типография "Победа" Государственного комитета Совета Мини-
стров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной тор-
говли. Молодечно, Привокзальный пер., 11.

РЕФЕРАТЫ

УДК 697.536.2

Уравнения массопереноса в капиллярно-пористых телах при фильтрации воздуха. Солдаткин М.Т., Акельев В.Д. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 3 - 5.

Получены дифференциальные уравнения переноса влаги при фильтрации воздуха в капиллярно-пористых материалах в изотермических условиях. - Ил. 1. Библ. 1.

УДК 697.536.2

Применение теории Онзагера к вычислению коэффициентов массопереноса. Зятыков А.И. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 5 - 10.

На основании соотношений термодинамики необратимых процессов получены формулы, связывающие кинетические коэффициенты переноса массы вещества через пористое тело. Экспериментальная проверка показала, что для рассматриваемого случая свойство симметрии Онзагера выполняется для всех коэффициентов, характеризующих тот или иной вид переноса. - Ил. 2. Библ. 9.

УДК 536.33.628.852:69.024

Графический метод расчета затухания и запаздывания температурных колебаний в сплошных покрытиях и чердачных перекрытиях жилых зданий в летний период. Кривобок Э. Н. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 11 - 14.

Излагается графический метод расчета затухания и запаздывания температурных колебаний по слоям типовых конструкций сплошных смежных покрытий и чердачных перекрытий.

Приведен итоговый график, позволяющий находить искомые величины для различных утеплителей в зависимости от их толщины. - Табл. 1. Ил. 2. Библ. 3.

УДК 625.731.1.042

Влияние оттепелей на прочность земляного полотна автомобильных дорог. Порицкий Р.З. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 14-24.

Приведены результаты исследований по учету влияния зимних оттепелей на прочность и устойчивость земляного полотна автомобильных дорог в условиях БССР. - Табл. 1. Ил. 4. Библ. 4.

УДК 697.317.44

Графический метод расчета почвенного обогрева теплиц. Строй А.Ф. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 24-29.

Изложен метод расчета почвенного обогрева теплиц с помощью графиков, которые позволяют значительно упростить расчет. Сделан вывод о том, что диаметр труб практически не влияет на мощность системы почвенного обогрева, а выбор температуры теплоносителя зависит от диаметра труб, закладываемых в грунт. - Ил. 3. Библ. 3.

УДК 666.342 [534.63+537.7]

Исследование электрофизических и акустических характеристик глин, обожженных при различных температурах. Римкевич И.М. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 30-33.

Приведены результаты исследования электрофизических и акустических характеристик керамики, полученной при обжиге глин различного состава в диапазоне температур 700 - 1000°C. Показано влияние на эти характеристики состава исходного сырья, а также температуры обжига. - Табл. 2. Библ. 3.

УДК 533.6:536.248

Исследование теплообмена при двухфазном восходящем закрученном потоке. Чехольский С.Л., Чехольский А. С. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 34–39.

Излагаются результаты экспериментального исследования теплообмена при двухфазном однонаправленном закрученном потоке при местной закрутке винтовыми вставками. Получены критериальные уравнения для расчета среднего коэффициента теплоотдачи контактных трубок. – Табл.3. Ил. 4. Библ.5.

УДК 666.973

Термодинамические особенности различных способов твердения бетона. Лебедев А.П. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 39–41.

Приведен термодинамический анализ различных способов тепловой обработки бетона. Показано, что наилучшие условия создаются при тепловой обработке в воздушно-сухой среде. – Библ. 3.

УДК 666.97.035.04

Изменение модуля упругости керамзитобетона при тепловой обработке в условиях "сухой" среды. Солдаткин М.Т., Протасевич А.М., Грамович Е.И. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 42–45.

Представлены результаты исследований кинетики изменения модуля упругости керамзитобетона, твердеющего в "сухой" среде. Результаты исследований статическим и динамическим методами сопоставлены с учетом влияния температурного и влажностного состояния бетона на полученные данные. Приведены зависимости изменения динамического модуля упругости от величин влагосодержания и температуры бетона. – Табл. 1. Ил. 1.

УДК 666.97

О некоторых принципах задания режимов тепловой обработки бетонных и железобетонных изделий. Лебедев А.П., Ста-

нецкая И.И. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 45–49.

Приводится анализ основных принципов назначения режимов тепловой обработки бетона в среде влажного насыщенного пара и воздушно-сухих условиях. Рекомендуются по значениям массообменного критерия Кирпичева определять область допустимых режимов тепловой обработки изделий из тяжелого бетона в камерах с теплоизлучающими поверхностями. – Ил. 1. Библ. 10.

УДК 666.97

Результаты экспериментальных исследований процесса тепловой обработки многопустотных панелей перекрытий в электроиндукционной камере с теплоизлучающими поверхностями.

Станецкая И.И., Баранов С.П. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 49–54.

Приводятся результаты экспериментальных исследований процесса тепловой обработки панелей перекрытий в электроиндукционной камере с теплоизлучающими поверхностями. Установлена возможность получения панелей требуемых механических свойств в камере данного типа при длительности тепловой обработки 3,5 ч. – Табл. 2. Ил. 2. Библ. 2.

УДК 678.06

Процесс твердения полимербетонов. Маслаков И.Д., Маслаков А.Д. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 54–59.

Изложены результаты исследований процесса затвердевания полимербетона на основе мономера ФАМ в электромагнитном поле сверхвысокой частоты. Установлено, что тепловая обработка полимербетона на основе мономера ФАМ в электромагнитном поле сверхвысокой частоты позволяет существенно сократить сроки термообработки. Исследования проведены как в непрерывном, так и в импульсном электромагнитном поле. – Библ. 6.

УДК 624.91:697.137

Индустриальные покрытия полносборных зданий (опыт эксплуатации, пути совершенствования). Скрибо В.И., Иванов А.

Л.А., Козловский А.М. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 59 - 65.

Приводятся результаты натурных исследований совмещенных вентилируемых покрытий из аглопоритобетонных панелей с утеплителем из минеральной ваты и невентилируемых покрытий с утеплителем из пенополистирола. - Ил. 3. Библ. 6.

УДК 666.97.015

Теплотехнический расчет облегченных многослойных панелей с утеплителем из пенополистирола. Жук И.П., Иванова Л.А., Минченкова Л.П. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 65 - 72.

Приведены результаты теплотехнического расчета многослойной конструкции, выполненного с использованием преобразователя Лапласа, которые подтверждаются данными натурных исследований. - Ил. 2. Библ. 4.

УДК 621.643.001.2

О методике расчета трубопроводов на температурные воздействия. Конючков В.В., Балыкин М.К. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 73 - 75.

Излагается единая методика расчета широкого класса трубопроводных систем с применением простых расчетных формул. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании трубопроводных систем. - Ил. 2. Библ. 1.

УДК 621.643.001.2

Влияние гибкости колен при расчете трубопроводов на температурные воздействия. Конючков В.В., Балыкин М. К. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 76 - 77.

Приведены исследования влияния гибкости криволинейных участков некоторых видов трубопроводов на величину температурных напряжений. - Табл. 1. Библ. 1.

УДК 697.245 + 697.132:728.12

Некоторые результаты технико-экономического сопоставления способов обогрева малоэтажных жилых зданий в перспективных сельских населенных пунктах. Мухин О.А., Павлючук А.И. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 77-83.

Приводятся результаты технико-экономического обоснования выбора системы обогрева сельских домов и элементы анализа ТЭБ БССР для сельского хозяйства. - Табл. 3. Ил. 1; Библ. 4.

УДК 532.529.5:628.74.05:614.842

Движение "скользящей" высокочастотной пены в воздуховодах. Богданович Ф.А. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 83-88.

Дается описание устройства, с помощью которого любая система приточной вентиляции может быть приспособлена к получению "скользящей" высокочастотной пены и ее транспортировки по воздуховодам на дальние расстояния с незначительными разрушениями при перемещении. - Ил. 1. Библ. 7.

УДК 697.957

Определение оптимальной производительности воздушного душа (плоская струя). Сычев А.Т., Николаенко В.П. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 88-92.

Рассматривается воздушный душ, образованный истечением воздуха из щели. Получено выражение, позволяющее определять температуру и теплосодержание воздуха после оросительной камеры, соответствующие оптимальной производительности душа. - Библ. 4.

УДК 697.921.452

Аналитическое исследование теплотехнических и аэродинамических характеристик воздухонагревателей. Зайцева Н.К., Поносов Р.Г. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 93-97.

Приводятся итоги аналитического исследования влияния размеров оребрения на теплоотдачу и аэродинамическое сопротивление воздухонагревателей и разработан новый тип стального спирально-навивного воздухонагревателя с оптимальными размерами. Для расчета приведены графики осредненного коэффициента теплоотдачи от оребренной поверхности к воздуху и аэродинамического сопротивления для предложенного воздухонагревателя. – Табл. 2. Ил. 2.

УДК 697.13 – 50

К теории автоматического регулирования теплового комфорта помещений. Мухин О.А. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 98–106.

Теоретические зависимости, полученные для объектов систем автоматического регулирования теплового комфорта (АРТЕК), можно использовать при решении некоторых задач в области строительной теплофизики, вентиляции и кондиционирования воздуха. – Ил. 3. Библ. 7.

УДК 697.922.2

Раздача воздуха из воздухопроводов постоянного поперечного сечения. Кривицкая Н.А. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 106–110.

Рассмотрены промышленные воздухопроводы постоянного поперечного сечения с одинаковыми размерами выпускных патрубков, предложены аналитические зависимости, позволяющие производить расчет воздухопроводов на требуемую равномерность распределения приточного воздуха. – Ил. 1. Библ. 5.

УДК 532.574.53.082.7

К вопросу об измерении осредненных давлений в турбулентных воздушных струях. Комарова В.Г., Шушкевич В. А. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 110–115.

Дан анализ наиболее распространенных в экспериментальной аэродинамике способов измерения давлений и скорости. Отме-

чены недостатки способа измерения осредненных давлений в пульсирующих потоках с помощью пневмотрубки и микроманометра. Предложен метод измерения осредненных давлений в воздушных турбулентных струях с помощью пневмотрубки и электрического датчика с записывающим регистрирующим прибором. – Ил. 2.

УДК 628.52

Анализ особенностей проектирования и расчета сушильных установок с дожиганием паров растворителя. Курпан М.И., Сенькевич Э.В. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 115–122.

Приведен анализ вопросов тепло- и массообмена при сушке лакокрасочных материалов и на этой основе даны предложения по проектированию сушильного оборудования с очисткой отбросного воздуха от паров органических растворителей в замкнутом технологическом процессе. Предложены зависимости для расчета сушильных установок с очисткой газовых выбросов в технологической схеме обогрева. – Ил. 3. Библ. 9.

УДК 631.243.42:628.83

К вопросу хранения картофеля в помещениях с искусственным вентилированием. Дячек П.И. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 122–129.

Рассматриваются вопросы снижения потерь картофеля при хранении его в помещениях, оборудованных системой искусственной вентиляции. Даются рекомендации по определению некоторых расчетных величин, необходимых для проектирования вентиляции картофелехранилищ. – Табл. 1. Ил. 3. Библ. 8.

УДК 621.643

Оценка и способ покрытия суточной неравномерности потребления газа. Дядичкин А.Ф. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с. 129–133.

Приводится краткая характеристика суточной неравномерности потребления газа промышленным городом и способ покрытия этой неравномерности. Дается методика расчета требу-

емого объема аккумулируемого газа в месяц максимального газопотребления, который определяется на стадии проектирования магистрального газопровода, т.е. когда еще неизвестны геометрические размеры трубопровода. – Табл. 1. Библ. 5.

УДК 622.692.4.001.24

Сравнительное исследование существующих формул гидравлического расчета газопроводов низкого давления. Гинц Б.К., Алексеева В.С., Волоханович И.В. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып.4, с.133–137.

Выполнено аналитическое исследование формул гидравлического расчета газопроводов низкого давления, предложенных различными авторами, приводятся результаты сопоставления. – Библ. 5.

УДК 625.78.004.18

Экономичность совместной прокладки внутриквартальных коммуникаций в общем проходном коллекторе. Шмидт Ю. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с.138–140.

Рассматривается влияние характера застройки жилого квартала на экономическую эффективность внутриквартального коллектора. Приведено экономическое сравнение прокладки внутриквартальных инженерных коммуникаций раздельным и совместным способами в проходном коллекторе. – Библ. 2.

УДК 697.34:621.311.22

Исследование некоторых факторов при сравнении различных вариантов теплоснабжения индивидуального жилого сектора сельских населенных мест. Могилат Г.А. "Техника, технология, организация и экономика строительства. Строительная теплофизика, теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с.140–145.

Изложен метод учета социально-экономического фактора при сравнении вариантов теплоснабжения индивидуального жилого сектора сельских населенных мест. Приводятся результаты

учета социально-экономического фактора в виде графиков.
Ил. 3. Библ. 6.

УДК 697:621.577

Тепловые насосы для теплоснабжения в сельскохозяйствен-
ном производстве. Зеленко О.Г. "Техника, технология, орга-
низация и экономика строительства. Строительная теплофизика,
теплогазоснабжение и вентиляция", 1978, вып. 4, с.145-147.

Освещаются вопросы эффективности применения теплового насоса, использующего в качестве источника низкопотенциального тепла тепло биологическое (выделяемое в помещение животными). На примере типового проекта животноводческой фермы показано, как применение такого насоса позволяет экономить топливо, технико-экономически более оправданно использовать электроэнергию для нужд отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологических целей животноводческих ферм, а также исключить загрязнение окружающей среды продуктами сгорания. - Библ. 4.