

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХЕРСОНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет комп'ютерних наук, фізики та математики
Кафедра фізики та методики її навчання

**ТЕПЛОВИЙ ОПІР ПРИСТІННОГО ШАРУ ПОВІТРЯ ТА ЙОГО
ВПЛИВ НА ЗАГАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ ОПІР СТІН**

Кваліфікаційна робота (проєкт)
на здобуття ступеня вищої освіти “магістр”

Виконав: студент 2 курсу, групи 211М
Спеціальності 014 Середня освіта
(Фізика)
Освітньо-професійна (наукова) програма
Середня освіта (Фізика)
Заводяний Володимир Вікторович

Керівник
кандидат фізико-математичних наук,
доцент Івашина Юрій Кирилович

Рецензент
доктор фізико-математичних наук,
професор Песчаненко В.С.

Херсон - 2020
ЗМІСТ

ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛООБМІНУ	6
1.1. Способи теплообміну.....	6
1.2. Закон Фур'є. Теплопровідність.....	11
1.3. Теплообмін у приміщенні.....	14
1.4. Конвективне перенесення тепла.....	18
1.5. Методика практичного розрахунку теплових втрат приміщень.....	20
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1	23
РОЗДІЛ 2 МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ	25
2.1. Метод аналогій.....	25
2.2. Модель кімнати.....	27
2.3. Методика вимірювання температури.....	29
2.4. Методика визначення теплового потоку через стінку	35
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2	37
РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ	38
3.1. Тепловий потік через стінку моделі.....	38
3.2. Тепловий потік через стіни будівель.....	40
3.3. Аналіз результатів дослідження та рекомендації щодо їх застосування.....	42
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3	45
ВИСНОВКИ	47
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	49
ІНТЕРЕНЕТ - РЕСУРСИ	52

Однією із найважливіших проблем, які постали перед людством у наш час, є проблема енергозбереження та раціонального використання природних ресурсів. Це обумовлено скінченними запасами палива та забрудненням атмосфери, яке викликає погіршення умов життя. Особливо гостро ця проблема стоїть в Україні, так як у нас не достатньо власних носіїв теплової енергії, що зумовлює енергетичну залежність України.

Для задоволення потреб суспільства в енергії можна йти двома шляхами: збільшення виробітку енергії і добування її носіїв, підвищення енергетичної ефективності не тільки у сфері виробництва, а і в побуті.

В осінньо-зимовий сезон основний основна частина виробленої в Україні енергії витрачається на опалення промислових та житлових приміщень. Економія енергоресурсів пов'язана із зменшенням теплових втрат на опалення цих приміщень.

Розв'язати проблему зменшення теплових втрат неможливо без удосконалення теплоізоляції приміщень і методів розрахунку їх теплових втрат. Тепловий опір огорожуючих конструкцій будівель залежить не тільки від опору стін, а й теплового опору пристінного шару повітря, через який здійснюється конвективний теплообмін між поверхнею стіни й повітрям приміщення. Існуючі методики розрахунку теплових втрат ураховують тільки тепловий опір стін та шарів теплоізоляції. Опір пристінного шару повітря не розглядається, тому тема дослідження є актуальною.

Труднощі визначення опору конвективного теплообміну пов'язані з визначенням коефіцієнта конвективної теплопередачі, який залежить від багатьох факторів і не може бути розрахований теоретично в загальному випадку. Для визначення цього коефіцієнту використовують експерименти на моделях. [1].

Дипломна робота виконувалася відповідно до тематичного плану наукових досліджень кафедри фізики та методики її навчання «Інноваційні освітні технології навчання фізики та астрономії у закладах освіти різних рівнів» (реєстраційний номер №0119U101144 від 19.03.2019)

Мета роботи – вивчення теплопередачі шляхом конвекції і її впливу на сумарний тепловий опір стін.

Для досягнення поставленої мети були поставлені наступні **завдання:**

- зробити огляд наукової літератури;
- описати види теплопередачі й способи їх визначення;
- зробити в масштабі модель кімнати для дослідження стаціонарної теплопередачі;
- виготовити диференціальні мідь-константанові термомпари і проградувати їх;
- експериментально на моделі визначити конвективний тепловий опір стіни і його долю в загальному опорі;
- визначити коефіцієнт конвективної теплопередачі на основі дослідів на моделі;
- дослідити вплив штор і розміщення радіатора на тепловий опір стіни;
- перевірити можливість застосування значення коефіцієнта конвективного теплообміну, отриманого за допомогою моделі, для реальних приміщень.

Об'єктом дослідження є енергозбереження за рахунок зменшення теплових втрат через стінки приміщень.

Предметом дослідження є конвективна передача тепла і її вклад у сумарний тепловий опір стін.

У ході роботи використовувалися наступні методи дослідження: теоретичні (аналіз, порівняння, моделювання, узагальнення даних з

проблеми дослідження на основі вивчення наукової літератури; якісний і кількісний аналіз результатів фізичного експерименту) та емпіричні методи (фізичний експеримент, вимірювання).

Наукова новизна: дослідження при розрахунках теплових втрат показало, що тепловий опір конвективного теплообміну і для моделі кімнати, і для реальних приміщень становить до 10% від теплового опору стіни, а, отже, його необхідно враховувати при розрахунках. Запропоновано метод оцінки якості теплоізоляційних властивостей стін будівель, який базується на експериментально визначеному відношенні різниці температур пристінного шару повітря і стіни.

Практичне значення дослідження Отримані в роботі значення коефіцієнта конвективного теплообміну α_k за допомогою моделі кімнати приміщень можуть бути використані для розрахунків теплових втрат реальних приміщень. Запропонована в роботі модель приміщення й умови її використання забезпечать високу точність визначення теплового потоку через досліджувану стінку, дозволять достатньо просто та точно визначити коефіцієнти теплопровідності будівельних матеріалів і конвективної теплопередачі.

Робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків та списку використаних джерел.

Апробація результатів дослідження. Результати роботи опубліковані в альманасі магістерських робіт.

Тепловий опір пристінного шару повітря і його вплив на загальний тепловий опір стін. Магістерські студії. Херсон. - ХДУ, 2020.

РОЗДІЛ 1

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛООБМІНУ

1.1. Способи теплообміну

Самодовільний незворотній процес перенесення теплоти у просторі з неоднорідним полем температури називається теплообміном [11].

При зіткненні двох тіл, що мають різну температуру, відбувається обмін енергією руху структурних частинок (молекул, атомів, вільних електронів), унаслідок чого інтенсивність руху частинок тіла з меншою температурою збільшується, а інтенсивність руху частинок тіла з більшою температурою зменшується. У результаті одне з дотичних тіл нагрівається, а інше остигає. Потік енергії, що передається частинками більш гарячого тіла частинкам тіла більш холодного, називається тепловим потоком [5].

Таким чином, різниця температури – характерна властивість теплової енергії, яка і зумовлює інтенсивність теплообміну [10]. Інакше кажучи, єдиною умовою виникнення теплообміну є наявність різниці температур між цими тілами. При цьому тепловий потік направлений у бік менших температур.

Значущість процесу теплообміну як у природі, так і в техніці визначається тим, що властивості тіл залежать від температури, тобто від їхнього теплового стану. Останнє ж, у свою чергу, визначається умовами теплообміну, тому вони чинять вирішальний вплив на процеси зміни агрегатного стану речовини, на перебіг хімічних реакцій (зокрема, процесу горіння), механічні, електроізоляційні, магнітні та інші властивості тіл.

Поряд із розглянутим випадком теплообміну безпосередньо в речовині, що є наслідком руху структурних частинок, має місце також перенесення теплоти за допомогою випромінювання (наприклад, у космічних процесах). Тому слід розрізняти теплообмін шляхом безпосереднього зіткнення тіл і променистий теплообмін, коли енергія передається від одного тіла до іншого за допомогою електромагнітного поля.[14,17]

У речовині поширення тепла завжди пов'язане з тепловим рухом структурних частинок. Проте безпосереднє перенесення певних порцій теплоти з однієї області в іншу може відбуватися не тільки в результаті послідовного обміну енергією частинок, які заповнюють простір між розглянутими областями, але і в результаті переміщення об'ємів середовища, що складаються з великої кількості молекул.

Процес поширення тепла тільки внаслідок руху структурних частинок називається теплопровідністю, а процес теплопередачі, зумовлений переміщеннями молярних об'ємів середовища, – конвекцією.

Таким чином, існують три способи перенесення тепла: теплопровідність (кондукція), перемішування (конвекція) і випромінювання (радіація). У дійсних процесах усі ці три способи теплообміну зазвичай супроводжують один одного й часто пов'язані з перенесенням маси (дифузією), тобто має місце складний тепло - і масообмін [5].

Теплопровідність представляє собою молекулярне перенесення теплоти в тілах (або між ними), обумовлене змінністю температури в розглянутому просторі. Теплопровідність у чистому вигляді здебільшого має місце лише в твердих тілах [4].

Так, у діелектриках перенесення теплоти шляхом теплопровідності проводиться за рахунок поширення пружних хвиль атомів і молекул, що коливаються, у металах він пов'язаний із

переміщенням вільних електронів та коливаннями атомів кристалічної ґратки [8].

Конвекція можлива тільки в текучому середовищі. Під конвекцією теплоти розуміють процес її перенесення при переміщенні об'ємів рідини або газу (текучого середовища) в просторі області з однією температурою в область з іншою. При цьому перенесення теплоти нерозривно пов'язане з перенесенням самого середовища. [15]

Теплове випромінювання – процес поширення теплоти за допомогою електромагнітних хвиль, обумовлений тільки температурою й оптичними властивостями випромінюючого тіла; при цьому внутрішня енергія тіла (середовища) переходить в енергію випромінювання [4].

При розгляданні теплопровідності ми обмежимося законами стаціонарного теплового режиму, при якому температура тіла в кожній точці його об'єму залишається з часом незмінною.

У зв'язку з цим теплообмін може бути як при усталеному тепловому режимі, так і при неусталеному. Усталений, або стаціонарний, режим характеризується тим, що температура в кожній точці тіла з часом τ залишається сталою, тобто $\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = 0$. Неусталений, або нестаціонарний, режим характеризується зміною температури точок тіла з часом. При цьому $\frac{\Delta t}{\Delta \tau} \neq 0$. Неусталений режим може бути однозначним, якщо тіло весь час або нагрівається, або охолоджується. Коли періоди нагрівання й охолодження чергуються, тепловий режим буде коливним. Здебільшого теплообмін у технічних розрахунках розглядають при усталеному тепловому режимі, крім випадків, коли спеціально вивчають процеси нагрівання або охолодження тіл.

Деякі процеси передачі теплової енергії супроводжуються перенесенням речовини. Наприклад, під час випаровування води в повітря, крім теплообміну, має місце й перенесення утвореної пари в

пароповітряній суміші. У цьому випадку відбувається сумісне молекулярне і конвективне перенесення пари, що називається конвективним масообміном. При цьому процес теплообміну ускладнюється й для його вивчення застосовують теорію сумісного тепломасообміну.

Усі явища в природі і техніці супроводжуються зміною температури тіл або складових їх частин, що мають різні температури, у часі. Тому температура точок тіла може бути записана як функція їх координат x, y, z і часу τ :

$$t = f(x, y, z, \tau).$$

Сукупність миттєвих значень температур в усіх точках тіла називається температурним полем. Графічно воно зображується ізотермічними поверхнями, які є геометричним місцем точок з однаковими температурами $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$. Лінії перетину ізотермічних поверхонь з іншими площинами характеризуються температурами $t + \Delta t$; $t - \Delta t$ та ін.

Найбільший перепад температур Δt на одиницю довжини спостерігається в напрямку нормалі Δn до ізотермічної поверхні. Це видно при порівнянні відношення перепаду температур Δt до відстані між ізотермами в напрямку нормалі Δn і Δx : $\frac{\Delta t}{\Delta n} > \frac{\Delta t}{\Delta x}$ (рис.1.1).

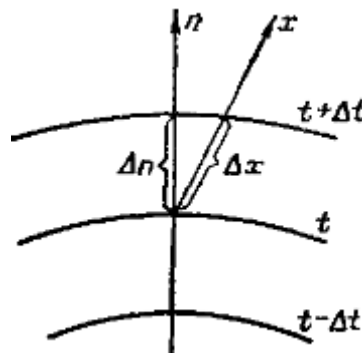


Рис.1.1 – Температурне поле і його ізотерми

Границя відношення перепаду температур між ізотермами до відстані між ними по нормалі Δn , або приріст температури до нормалі називається температурним градієнтом:

$$\text{grad } t = \frac{\Delta t}{\Delta n}. \quad (1.1)$$

Отже, температурний градієнт показує швидкість зміни температури в даному просторі або тілі по нормалі до ізотермічної поверхні. Розмірність $\text{grad } t$ (град/м) показує, на скільки градусів змінюється температура в тілі на 1 м по нормалі до ізотермічної поверхні.

Таким чином, температурний градієнт є вектором по нормалі від ізотермічної кривої в бік зростання температури. Якщо він направлений у бік зменшення температури, то він буде від'ємним і позначатиметься знаком мінус [12].

У деяких випадках кількість тепла, що отримується або віддається тілом, за інших рівних умов приблизно пропорційна поверхні тіла і різниці між його температурою і температурою навколишнього середовища. Тому для практичних розрахунків встановленого (постійного у часі) теплового потоку, що підводиться (або відбирається) до твердої поверхні від оточуючих її рідини або газу, історично встановилася формула (закон тепловіддачі Ньютона)

$$Q = \alpha \Delta \bar{t} F, \quad (1.2)$$

де $\Delta \bar{t} = \bar{t}_c - \bar{t}$ - різниця між середніми температурами поверхні і потоку рідини (газу), К;

F – площа поверхні, м^2 .

Множник пропорційності між величиною Q та добутком $\Delta T F$, що позначається буквою α , називається коефіцієнтом тепловіддачі і має розмірність $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [10].

Формула (1.2) аж ніяк не відповідає дійсній залежності теплового потоку від температури, фізичних властивостей і розмірів тіл, що знаходяться в тепловій взаємодії. Ця формула є тільки деяким формальним прийомом, переносить усі труднощі розрахунків теплопередачі визначення коефіцієнта α , який зазвичай у меншій мірі залежить від розмірів поверхні теплообміну й від температурного напору, ніж тепловий потік Q [5].

1.2. Закон Фур'є. Теплопровідність

Керуючись результатами спостережень, Фур'є висловив гіпотезу про те, що вектор теплового потоку в даній точці ізотропного тіла пропорційний градієнту температури в тій же точці. За винятком особливих, рідких випадків ця гіпотеза була підтверджена експериментально, а для газів – і теоретично. Сьогодні гіпотеза Фур'є формулюється у вигляді закону:

$$q = -\lambda \text{grad}(t) \quad (1.3)$$

де q – густина теплового потоку.

Знак “мінус” у формулі (1.3) показує, що температурний градієнт від'ємний, бо вектори q і $\text{grad}(t)$ направлені протилежно один до одного. Це зрозуміло, оскільки теплота поширюється від вищих до нижчих температур.

Коефіцієнт пропорційності λ у формулі (1.3) називається теплопровідністю речовини (коефіцієнтом теплопровідності). Теплопровідність є фізичним параметром речовини, який характеризує інтенсивність процесу теплопровідності в речовині та чисельно дорівнює густині теплового потоку при градієнті температури, що дорівнює одиниці. [16,18,19]

Рівняння Фур'є в інтегральній формі визначає кількість теплоти Q , яка переноситься через пластину площею F за час τ

$$Q = -\lambda \cdot \frac{\Delta t}{\delta} \cdot F \cdot \tau$$

де δ - товщина пластини.

Кількість теплоти Q , що випромінюється нагрітим тілом за одиницю часу з одиниці поверхні, визначається формулою

$$Q = C_0 \cdot \varepsilon \cdot \left(\frac{T}{100} \right)^4$$

де $C_0 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла; ε - коефіцієнт чорноти сірого тіла, T – абсолютна температура.

Теплопровідність речовин, як правило, знаходиться експериментально чи розраховується методами молекулярно-кінетичної теорії, статичної і квантової фізики.

Теплопровідність залежить від температури речовини. У табл.1.1 наведені значення λ , для окремих представників різних речовин і матеріалів за звичайних умов. За наднизьких температур теплопровідність деяких металів може досягати дуже великих значень.

Теплопровідність деяких речовин та матеріалів

Речовина чи матеріал	T, К	λ , Вт/м·К
Срібло	273	420
Мідь	273	395
Алюміній	273	207
Латунь (67% Cu, 33% Zn)	273	101
Натрій	573	71
Сталь 20	273	55
Бетон сухий	273	0,84
Цегла червона	273	0,70
Вода (стан насичення)	373	0,683
Водень	273	0,172
Гелій	273	0,143
Цегла діатомітові	273	0,113
Повітря	273	0,0244
Водяна пара (стан насичення)	373	0,0237
Хлор	273	0,0089
Скло	473	0,745

Будівельні та теплоізоляційні матеріали, як правило, мають пористу структуру. За рахунок того, що в порах знаходиться повітря, яке є поганим провідником теплоти, ці матеріали мають низьку теплопровідність. Для пористих, а також інших неоднорідних матеріалів під λ необхідно розуміти деяку “ефективну” теплопровідність. Теплопровідність вологих теплоізоляційних матеріалів вище, ніж сухих [10].

Для великої кількості матеріалів залежність $\lambda = \lambda(t)$ можна описати лінійною функцією виду

$$\lambda = \lambda_0(1 + \beta(t - t_0)), \quad (1.4)$$

де λ_0 - коефіцієнт теплопровідності за температури T_0 ,

β - постійна, що визначається дослідним шляхом [6].

Найбільшу теплопровідність мають метали. Домішки суттєво знижують λ [10].

Величина, обернена до теплопровідності називається термічним опором R , яку вводять для полегшення розрахунків теплопровідності багат шарових стінок. Термічний опір або тепловий опір – це здатність тіла (його поверхні або шару) перешкоджати поширенню теплового руху молекул. Так, при коефіцієнті теплопровідності і товщині шару матеріалу l м термічний опір

$$R = \frac{l}{\lambda}, \quad (1.5)$$

а при товщині шару δ :

$$R = \frac{\delta}{\lambda}. \quad (1.6)$$

Із введенням поняття термічного опору R :

$$q = \frac{Q}{F} = \lambda \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}. \quad (1.7)$$

де Q – тепловий потік.

З формули (1.7) видно, що величина теплового потоку залежить від різниці температур крайніх поверхонь стінок і термічного опору [12].

У випадку багат шарової плоскої стінки, її термічний опір буде дорівнювати сумі термічних опорів окремих шарів стінки

$$R = \sum_{i=1}^N R_i = \sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$

1.3. Теплообмін у приміщенні

Коли на вулиці дощ, вітер, люди бажають прийти додому, де їм буде тепло і комфортно. Стіни, дах та вікна оберігають будинок від холоду, вітру або дощу, снігу та інших атмосферних явищ. При цьому вони утримують тепло у внутрішній частині приміщення, тобто запобігають його виходу назовні внаслідок свого опору теплопередачі.

Опір теплопередачі залежатиме від того, з якого матеріалу буде зведено будинок. Отже, чим товщий матеріал, з якого зведено будинок, тим ліпші його теплозахисні властивості.

Лише в суцільному твердому тілі явище теплопровідності можна спостерігати в чистому виді. При безпосередньому контакті матеріалів тепло буде передаватися від одного тіла до іншого. Найвища теплопровідність трапляється в залізобетоні, мармурі або металі, тому що вони володіють щільною атомною структурою. Однією із властивостей повітря є низька теплопровідність. Значить можна зробити висновок, що пористі матеріали володіють достатньо низькою теплопровідністю та можуть бути використані як теплоізолятори.[20, 23]

У рідких та газоподібних середовищах, у яких перенос тепла проходить завдяки рухові молекул, є характерною ознакою наявність конвекції. Теплообмін можна побачити на поверхні стін за наявністю перепаду температур між самою спорудою та повітрям, яке взаємодіє з нею. Конвективний обмін проходить між поверхнями скла та шаром повітря між ними. Повітря буде підніматися вгору, після того як його нагріє скло всередині будинку. За умови взаємодії повітря із склом, яке знаходитиметься зовні, повітря своє тепло передасть склу та опуститься вниз. Даний процес циркуляції повітря спричиняє конвективний теплообмін. Зауважимо, що на швидкість теплообміну впливає різниця температур поверхонь, чим більшою вона є, тим швидше проходитиме теплообмін.[43]

У газоподібних середовищах процес випромінювання проходитиме за допомогою передачі тепла від поверхонь тіл через простір. Сонце, знаходячись на великій відстані від Землі, віддає тепло у всіх напрямках через променистий теплообмін.[21, 22, 24]

Подібно до процесу, описаного вище, відбувається передача тепла між декількома поверхнями, які розділені шаром повітря. Нагрітий радіатор віддаватиме своє тепло та обігріватиме приміщення. Обігрів

приміщення залежить від того, якою є температура поверхні радіатора, і чим вищою вона буде, тим сильніше обігріватиметься приміщення.

Фізичні тіла, температура яких більша за абсолютний нуль, віддаватимуть тепло в навколишнє середовище, яке буде відбиватися та поглинатися. У випадку, коли вся промениста енергія, яка падає на тіло, відбивається, то таке тіло називають абсолютно білим. Абсолютно чорним називається тіло, яке поглинає всю енергію, що падає на нього.

Матеріали, які використовують для будівництва, також мають властивість поглинати та відбивати енергію, але меншою мірою, ніж абсолютно біле та чорне тіла, тому їх називають сірими тілами.

Якщо поверхня тіла буде світлою та гладкою, то вона відбиватиме більшу частину енергії, що падатиме. Зауважимо, що більше енергії буде поглинати темна та шорстка поверхня тіла. Промениста енергія, яку поглинають тіла, переходить у теплову енергію та підвищує температуру тіл. Тому для того щоб запобігати перегріванню споруд, особливо верхніх поверхів, потрібно покрівлю даху виготовляти з оцинкованої сталі, а не з темного руберойду. Блискуча та світла поверхня сталі надає їй перевагу, через те що вона відбиває велику кількість тепла, тому нагрівання буде меншим, ніж у руберойда (адже він має темну поверхню, через що краще поглинає променисту енергію).

Унаслідок теплопровідності стіни мають змогу передавати тепло. Причому кількість тепла, яке передається через стіну, залежатиме від коефіцієнта теплопровідності матеріалу λ . [25, 28.]

Завдяки теплозахисним якостям будинків, люди відчують себе в комфорті та теплі, адже взимку в приміщенні часто тепліше, ніж на вулиці.

Як відомо, нормальна температура людського організму 36,6 градусів за Цельсієм, що зазвичай вище за температуру повітря навколо нас. Тому в процесі теплообміну люди, які перебувають у приміщенні, віддають деяку кількість тепла навколишньому середовищу. За

нормальною температури в межах від 17°C до 20°C втрачається приблизно 115 Вт, більша частина шляхом випромінювання, приблизно 19% - випаровується через наше тіло, а залишок у результаті конвекції та теплопровідності. Такі умови для людського організму є найбільш сприятливими. За умови, якщо повітря прогріється вище від нормальної температури, то людський організм почне себе охолоджувати завдяки виділенню поту, відбуватиметься інтенсивне випаровування води з організму людини. У випадку, коли температура буде нижчою від нормальної, людина втрачатиме більше тепла в результаті випромінювання. З вище сказаного можна прийти до висновку, що чим нижчою буде температура, тим більше тепла виділятиме людина.[26, 29]

У першу чергу теплообмін, який відбувається в будинку з людиною, проходить між людиною та стінами, вікнами, які безпосередньо взаємодіють з повітрям із зовні. Причому найбільше тепла буде поглинати та поверхня, яка має найбільшу різницю з температурою людини. У тому випадку, коли людина випромінює дуже велику кількість тепла, її організм може набути стану переохолодження. Для того щоб запобігти переохолодженню людини в приміщенні, споруди повинні володіти високими теплозахисними якостями.[27, 31]

Потрібно пам'ятати, що в повітрі є певна кількість вологи, яку виділяють живі організми, рослини, а також вона виділяється в ході різноманітних побутових справ (миття посуду, приготування їжі, прасування, прання тощо). Причому та кількість вологи, яка знаходиться в повітрі, перебуває у вигляді пари. Чим вища температура повітря, тим більша кількість вологи міститься в ньому. Якщо температура повітря зменшується до певних значень, то зайва волога виділятиметься з нього у вигляді крапель.

Для того щоб у приміщенні не запотівали вікна та були створені комфортні умови, різниця температур між внутрішньою та зовнішньою поверхнею скла повинна не перевищувати 9°C.

Якщо температура на поверхні стелі набуде більш високого значення, то температура всередині кімнати буде розподілена більш рівномірно завдяки випромінюванню тепла від стелі.

У той час, коли людина знаходиться в приміщенні, вона часто перебуває в прямому контакті з поверхнею підлоги, температура, якої зазвичай нижча за температуру людської стопи. Тому через довгий та постійний прямий контакт стопи людини та поверхні підлоги ноги людини можуть переохолоджуватися.[30]

У тому випадку, коли тепло, яке отримують ступні людини, є меншим від тепла, яке виділяє терморегулююча система організму, то переохолодження ніг не настане, а ноги залишаться теплими. У тому випадку, коли стопи віддають більше тепла, ніж отримують, настає переохолодження. Як відомо, дуже велика кількість нервових рецепторів у людини знаходиться саме на ступнях ніг, що призводить до різних захворювань через переохолодження.

Теплими вважають підлоги, які виготовлені із дерева, покриті паркетом, лінолеумом. Різниця температур між поверхнею підлоги та повітрям, яке знаходиться всередині приміщення, повинна не перевищувати 1,5-2 °C [9].

1.4. Конвективне перенесення тепла

Передача тепла конвекцією здійснюється переміщенням у просторі нерівномірно нагрітих рідин чи газів. У подальшому обидва середовища будемо називати рідиною. Зазвичай під час інженерних

розрахунків визначається конвективний теплообмін між рідиною та твердою стінкою, що називається тепловіддачею. Згідно закону Ньютона-Ріхмана, тепловий потік Q , що передається від стінки до середовища (рідини або газу), залежить від поверхні, через яку передається тепло і різниці температур між середовищем t_p і поверхнею стінки t_c :

$$Q = \alpha F(t_c - t_p) \quad (1.8)$$

Труднощі в розрахунках полягають у визначенні коефіцієнта тепловіддачі α , який залежить від: фізичних властивостей омиваючої поверхні рідини (густини, в'язкості, теплоємності, теплопровідності), форми та розмірів, наявності перешкод для руху рідини, швидкості в приконтakтному шарі рідини.

Рух у приграничному шарі середовища може бути вільним та вимушеним. Вільний рух визивається різницею густини рідини в її більш і менш нагрітих об'ємах, унаслідок дії сил тяжіння холодні частини рідини або газу опускаються вниз, а більш нагріті піднімаються. Такий рух називають природною конвекцією.[44]

Вимушений рух виникає під дією сторонніх сил. У їх якості може бути дія вентилятора, вітру або різного виду насосів. У загальному випадку поряд з вимушеним рухом одночасно може розвиватися і вільний. Відносний вплив останнього тим більший, чим більша різниця температур в окремих точках рідини і чим менша швидкість вимушеного руху.

Рух рідини може бути ламінарним чи турбулентним. При ламінарному режимі частинки рідини рухаються пошарово, не перемішуючись. Турбулентний режим характеризується неперервним перемішуванням усіх шарів рідини або газу. Режим руху визначається безрозмірним коефіцієнтом, що називається числом Рейнольдса:

$$R_e = \frac{\omega \cdot l}{\nu} \quad (1.9)$$

де ω - швидкість руху рідини; ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості; l - характерний розмір каналу чи обтічної стінки.

За будь-якого режиму частинки рідини, що безпосередньо прилягають до твердої поверхні, немов прилипають до неї. Унаслідок цього шар рідини, який безпосередньо контактує з поверхнею, залишається нерухомим, швидкість інших шарів зростає від нуля до швидкості потоку. Цей шар загальмованої рідини отримав назву гідродинамічного шару. Товщина цього шару збільшується вздовж потоку, оскільки по мірі руху вплив в'язкості поширюється все більше на потік у нескінченності. Навіть при турбулентному русі рух у приграничному тонкому шарі рідини має ламінарний характер. Приграничний шар називають ламінарним підшаром.[45]

За аналогією з гідродинамічним підшаром ввели поняття теплового пограничного шару, який контактує з твердою поверхнею. Як правило, товщина гідродинамічного шару пропорційна товщині теплового шару.[32, 33]

Густина теплового залежить від режиму руху рідини в пограничному шарі. За турбулентного пограничного шару перенесення теплоти в напрямі стінки обумовлене турбулентним перемішуванням рідини. Проте безпосередньо біля стінки у ламінарному підшарі теплота буде переноситися теплопровідністю. За ламінарного пограничного шару теплота в напрямі стінки переноситься лише теплопровідністю.[42]

1.5. Методика практичного розрахунку теплових втрат приміщень

Для ефективного проектування системи опалення будівель, необхідно враховувати теплові втрати через огорожуючі конструкції будівель та споруд. [37, 38]

Втрати тепла через огорожуючі конструкції враховують тільки тоді, коли різниця температур між зовнішнім та внутрішнім шаром повітря становить не менше 5⁰С.

Головні теплові втрати розраховують згідно з [13] за формулою:

$$Q = \frac{1}{R} \cdot F \cdot (t_B - t_Z) \cdot n \quad (1.10)$$

де R – термічний опір огорожуючої конструкції (м²·°С)/Вт, що знаходиться із таблиці 1.3;

F – площа поверхні, через яку відбуваються теплові втрати м²;

t_B – температура повітря внутрішнього середовища °С;

Таблиця 1.2

коефіцієнт, який ураховує додатковий захист огорожуючих конструкцій від зовнішніх температур

Огороджувальні конструкції	Коефіцієнт n
Зовнішні стіни, перекриття горищні (якщо покрівля зроблена зі штучних матеріалів) та над проїздами	1
Перекриття над холодними підвалами, що сполучаються із зовнішнім повітрям; перекриття горищні (якщо покрівля зроблена із рулонних матеріалів)	0,9
Перекриття над неопалювальними підвалами зі світловими прорізами у стінах	0,75
Перекриття над неопалювальними підвалами без світлових прорізів у стінах, розташованих вище рівня землі	0,6
Перекриття над неопалювальними підвалами, розташованими нижче рівня землі	0,4

Повний фактичний термічний опір огорожуючої конструкції
 t_z – розрахункова температура найбільш холодної п'ятиденки (знаходиться із таблиць, наприклад для Херсону складає -19°C);
 n – коефіцієнт, який ураховує додатковий захист огорожуючих конструкцій від зовнішніх температур (знаходиться з таблиці 1.2).

Слід зазначити, що повний опір огорожуючих конструкцій не враховує опір пристінного шару повітря, який може давати додатковий суттєвий унесок у величину загального опору огорожуючих конструкцій.

Таблиця 1.3

№ поз.	Вид огорожувальної конструкції	Значення R_0 , для температурної зони			
		I	II	III	IV
1	Зовнішні стіни	2,8	2,5	2,2	2,0
2а*	Покриття й перекриття неопалюваних горищ	4,95	4,5	3,9	3,3
2б		3,3	3,0	2,6	2,2
3	Перекриття над проїздами та холодними підвалами, що межують із холодним повітрям	3,5	3,3	3,0	2,5
4	Перекриття над неопалюваними підвалами, що розташовані вище рівня землі	2,8	2,6	2,2	2,0
5а*	Перекриття над неопалюваними підвалами, що розташовані нижче рівня землі*	3,75	3,45	3,0	2,7
5б		2,5	2,3	2,0	1,8
6а	Вікна, балконні двері, вітрини, вітражі, світлопрозорі фасади	0,6	0,56	0,5	0,45
6б		0,5	0,5	0,5	0,45
7	Вхідні двері в багатоквартирні житлові будинки та в громадські будинки	0,44	0,41	0,39	0,32
8	Вхідні двері в малоповерхові будинки та в квартири, що розташовані на перших поверхах багатоповерхових будинків	0,6	0,56	0,54	0,45
9	Вхідні двері в квартири, що розташовані вище першого поверху	0,25	0,25	0,25	0,25

* Для будинків садибного типу і будинків до 4 поверхів включно

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

1. Теплообмін (теплопередача) – фізичний процес передавання енергії у вигляді певної кількості теплоти від тіла з вищою температурою до тіла з нижчою температурою до настання термодинамічної рівноваги. Неможливо зупинити передачу тепла між сусідніми об'єктами з різними температурами – її можна лише сповільнити.

2. Існують три способи перенесення тепла: теплопровідність, конвекція і випромінювання (радіація). Теплопередача через огорожуючі конструкції відбувається в основному за рахунок теплопровідності. Вона залежить від властивостей матеріалу, а саме - коефіцієнта теплопровідності матеріалу λ .

3. Тепловим опором називають здатність поверхні перешкоджати поширенню теплового руху молекул.

4. Так як повітря має низьку теплопровідність, то матеріали з великою кількістю пор мають гарні теплоізоляційні властивості.

5. При практичних розрахунках теплового опору огорожуючих конструкцій опір конвективного теплообміну в пристінному шарі повітря не враховується.

6. Густина теплового потоку залежить від режиму руху повітря в пограничному шарі.

7. Так як коефіцієнт конвективного теплообміну α_k залежить від багатьох факторів (розмірів і форми поверхні, наявності на поверхні предметів, що перешкоджають руху повітря, характеру руху повітря, різниці температур в приповерхневому шарі), то його знаходження є головною проблемою у визначенні конвективного теплообміну. Теоретично розрахувати α_k практично неможливо для всіх випадків. Для

визначення коефіцієнта конвективної теплопередачі використовують експерименти на моделях. Значення α_k можуть змінюватися в широких межах. Наприклад для газів при конвекції змінюється в межах від 6 до $100 \frac{Вт}{м^2 К}$.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ

2.1. Метод аналогій

У практиці проектування зустрічаються огорожуючі конструкції або її окремі ділянки, однорідність матеріалу яких порушена як у паралельному, так і в перпендикулярному по відношенню до теплового потоку напрямках. Окрім того, неоднорідність температурних полів спостерігається в стінах у віконних проїмах, у вузлах спряжених стін із внутрішніми стінами, у вузлах будівель тощо.

Інформація про розподіл температурного поля в огорожуючих конструкціях має принципове значення на стадії їх проектування. Температура внутрішньої поверхні стін є одним із основних санітарно-гігієнічних параметрів приміщення й характеризує теплозахисні властивості огорож. Так, при температурі стін нижче точки роси, випадає конденсат, що неприпустимо в приміщеннях. Крім того, температура внутрішньої поверхні огорож характеризує степінь комфортності всередині будівель, так як з її пониженням підсилюється процес утрати тепла тілом людини за рахунок теплового випромінювання, що може викликати відчуття ознобу (дискомфортності). Тому між температурою стін та повітря в приміщенні нормується перепад температур.

Нормальний температурний перепад $\Delta t_{\text{н}}$ між температурою внутрішнього повітря й температурою внутрішньої поверхні зовнішньої стінки огорожуючої конструкції, у відповідності з СніП 2-3-79, для житлових приміщень складає 6°C , для людних будівель – 7°C і т.інш.. Це означає, що наприклад, при нормі температури внутрішнього повітря в

житлових приміщеннях, навчальних аудиторіях рівної 18⁰С, температура внутрішньої поверхні зовнішньої стіни не повинна бути нижчою 12⁰С.

Розв'язок диференційного рівняння Фур'є надає уявлення про розподіл температурного поля. Ми розв'язували задачі для одномірного випадку, використовуючи диференційне рівняння Фур'є у вигляді

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0$$

При наявності неоднорідностей у стінках та у випадку їх складної конфігурації, відміченої вище (вузли спряженні стін і т.ін.), доводиться користуватися двомірним рівнянням Фур'є:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0$$

Аналітичний розрахунок двомірних температурних полів складний, а інколи неможливий. Наближенні методи дуже трудомісткі й не мають практичного значення.

Для дослідження двовимірних стаціонарних температурних полів з успіхом застосовується метод електричного моделювання. Він базується на формальній математичній подібності законів Фур'є та Ома.

Для теплопровідності:

$$q = \frac{(t_{CB} - t_{CH})}{R_m} \quad (2.1)$$

де q – поверхнева густина теплового потоку (Вт/м²);

$(t_{CB} - t_{CH})$ – різниця температур (К) внутрішньої та зовнішньої поверхонь стіни;

R_m – термічний опір огорожі (м²К/Вт)

По закону Ома:

$$I = \frac{(U_2 - U_1)}{R_0} \quad (2.2)$$

де U_2-U_1 – падіння напруги на протилежних кінцях струмопровідного шару із графітового паперу (В);

I – сила струму (А);

R_0 – омичний опір (Ом).

Подібність процесів теплопровідності та електропровідності визначається масштабом температур:

$$M = \frac{t_{CB} - t_{CH}}{U_2 - U_1} \frac{K}{V} \quad (2.3)$$

U_2-U_1 – потенціали, які подаються від джерела напруг на шини, що охоплюють внутрішні та зовнішні шари моделі.

Масштаб температури на практиці задається, виходячи із реальних температурних обставин. У навчальних цілях можна прийняти умовні температурні обставини. Наприклад $t_{CH}=-20^{\circ}\text{C}$, $t_{CB}=+20^{\circ}\text{C}$.

2.2. Модель кімнати

Для визначення коефіцієнта конвективного теплообміну пристінного шару повітря була виготовлена модель кімнати, зовнішня стінка якої моделює огорожуючу конструкцію (стіну).

Візьмемо звичайний розмір кімнати $3 \times 6 \times 2,7 \text{ м}$. Ми виготовили кімнату в масштабі 1:10. Зовнішня стінка, через яку охолоджувалася кімната і для якої визначався коефіцієнт конвективної теплопередачі, виготовлена із пористого бетону з низькою теплопровідністю (газобетону марки 800), товщиною 0,1 м. Ця стінка виготовлялася так, щоб густина теплового потоку через неї була близькою до аналогічної величини для реальних приміщень.

$$\lambda_c \frac{\Delta t_p}{l_p} \approx \lambda_m \frac{\Delta t_m}{l_m}, \quad (2.4)$$

де λ_c , Δt_p , l_p - питома теплопровідність, реальна різниця температур кімнати і зовнішньої стіни, товщина стіни;

λ_m , Δt_m , l_m - відповідні величини для моделі.

В якості реальної стіни вибрали стіну із білої цегли, для якої $\lambda_c = 0,64 \frac{Вт}{м \cdot К}$ (ГОСТ 379-19).

Для того, щоб знехтувати втратами тепла через стінки моделі, останні були виготовлені із пінопласту товщиною 10см. У дослідах температура всередині моделі кімнати підтримувалася близькою до температури приміщення, де встановлена модель. При цьому ми вважали, що вся теплова енергія, яка виділяється всередині моделі нагрівником, передається через досліджувану стінку, яка охолоджувалась.

Зовнішня поверхня досліджуваної стінки притискалася до алюмінієвої стінки посудини, заповненою водою з льодом. Для покращення теплового контакту зовнішня поверхня газобетонної стінки притиралася до алюмінієвої стіни, посудини з льодом. Так як лід плаває у верхній частині посудини, то для створення рівності температури по всій глибині посудини частину льоду опускали на дно посудини в контейнері й перемішували воду в посудині. Для уникнення тепловідводу від бічної поверхні газобетону вона також теплоізолювалася пінопластом і скловатою.

Згідно з вибраним масштабом модель радіатора опалення виготовлялась із набору резисторів МЛТ. Їх опір добирався так, що температура опорів була близькою до температури реальних радіаторів і при цьому споживалася потужність в 1Вт. Стаціонарні умови

тепловіддачі забезпечувалися живленням опорів від стабілізованого джерела струму Б5 -43А. Потужність моделі батареї опалювання визначалася в нагрітому стані з допомогою ватметра класа 0,5.

2.3. Методика вимірювання температури

а) Градування термопар

Для досягнення максимальної точності вимірювання температури повинні виконуватися наступні умови:

- а) висока точність (до 0,01 К);
- б) можливість локального вимірювання температури (у даній точці);
- в) вимірювальний прилад (пристрій) не повинен змінювати температуру тіла (мати малу теплоємність).

Цим вимогам відповідають термопар – термоелектричні перетворювачі, оснований на явищі Зеєбека – термоелектричному ефекті.

Принцип роботи термопар оснований на ефекті зміни термоелектрорушійної сили (термо-ерс) у місці спаї складових елементів термопар. При цьому не потрібне джерело струму, так як вихідна напруга виникає внаслідок термоелектричних властивостей матеріалів, що входять до складу термопар. Термо-ерс виникає між провідниками, що відрізняються за своїми хімічними чи фізичними властивостями.

У місцях підключення термопар до вимірювальної системи виникають додаткові термо-ерс. У результаті на вхід вимірювальної системи надходить сума сигналів від робочої термопар і “термопар” в місці кріплення.

Термопари характеризуються більшим вимірювальним температурним діапазоном (від -100°C до $+1800^{\circ}\text{C}$) у порівнянні з термоопорами, проте похибка вимірювань збільшується [3]. Так, наприклад, термопара із золота легірованого залізом (другий термоелектрод – мідь або хромель) перетинає діапазон 4 - 270 К, мідь - константан 70 - 800К, хромель – копель 220 - 900 К, хромель – алюмель 220 - 1400 К, платонородій - платина 250 - 1900К, вольфрам – реній 300 - 2800 К.

Диференціальна мідь-константанова характеризується наступними властивостями:

- 1) в області кімнатних температур має найбільший коефіцієнт термо-ерс;
- 2) матеріал для її виготовлення доступний, недорогий, який можна знайти в кожній лабораторії;
- 3) можна підібрати достатньо тонкі провідники, які забезпечать малий тепловідвід до точки поверхні, температуру якої визначають.

Для проведення досліджень нам необхідно було знати температури: всередині приміщення, зовнішньої і внутрішньої поверхонь стінки із газобетону. Температура зовнішньої стінки підтримувалася постійною $t_s = 0^{\circ}\text{C}$.

Температура внутрішньої поверхні t_g і температура в кімнаті t_k визначалися диференціальними мідь-константановими термопарами.

Термопара виготовлялася із тонких мідних та константанових дротів 0,15мм для того, щоб зменшити тепловідвід по дроту, який приводить до змін температури досліджуваної поверхні. Дроти заводили в двоканальну керамічну трубку, яка забезпечувала електричну і теплову ізоляцію. З'єднання дротів у вигляді кульки отримали з допомогою зварювального трансформатора і вугільного електрометра, до якого підводилися кінці дротів, які розплавлялися, створюючи спай у виді кулі $d=1\text{мм}$. Для здійснення поверхневого контакту з досліджуваною

поверхнею спай шліфували алмазним точилом так, щоб утворена поверхня була нормальною до осі зонда і через неї здійснювався контакт із стіною.

Для запобігання нагріву дротів термопари від руки, керамічну трубку обгортали теплоізоляцією і поміщали в корпус кулькової ручки (рис.2.1).

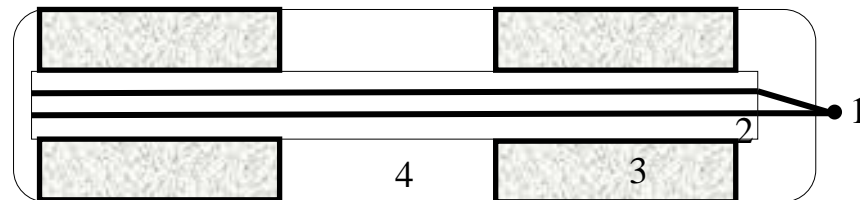


Рис. 2.1 Вимірювальний термопарний зонд. 1 – спай; 2 – двоканальна трубка із кераміки ; 3 – теплоізоляція; 4 – корпус.

Використовувалася диференціальна термопара. Один її спай розміщували у вимірювальний зонд, який приводиш в контакт зі стінкою, а інший в пробірці, залитій парафіном, поміщали в термос з водою і льодом. При цьому визначалася температура досліджуваної поверхні відносно 0°C (по шкалі Цельсія) (рис.2.2).

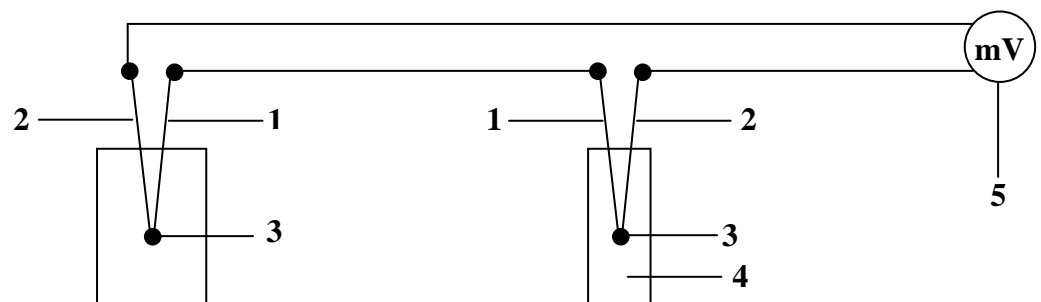


Рис.2.2 –Схема вимірювання температури поверхні. 1 – провідник із константану; 2 – провідник із міді; 3 – кулька спаю; 4 – посудина з льодом; 5 – вимірювальний прилад.

Величина термо-ерс залежить не тільки від матеріалу провідників, а і від їх структури і наявності домішок, характеру спаю, тому для підвищення точності вимірювання температури було проведено градування термопар. Воно здійснювалося з допомогою термостата

сухоповітряного охолоджуючого ТСО-1/80 СПУ. Температура в ньому підтримувалася з точністю до $0,1K$. Величину терморухійної сили визначали цифровим приладом Ф-30.

Градуювання проводили при $20^{\circ}C$, $30^{\circ}C$, $40^{\circ}C$, результати занесли до табл.2.1 . Кожне зі значень термоерс є середнє із 5 вимірювань.

Таблиця 2.1

Градуювальна таблиця термопари мідь-константан

$t, ^{\circ}C$	20	30	40
$\varepsilon, мкВ$	786	1192	1608

Коефіцієнт термоерс:

$$\alpha = \frac{\varepsilon}{t} = 37 \frac{мкВ}{^{\circ}C}, \quad (2.5)$$

Відносна похибка визначення коефіцієнта термо-ерс α :

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} = \frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon} + \frac{\Delta t}{t}. \quad (2.6)$$

де $\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}$ характеризується похибкою вольтметра і рівна $0,2\%$;

$\frac{\Delta t}{t} = 0,1K$ при $t = 20^{\circ}C$ - похибка визначення температури.

Тому

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} = 0,7\%$$

Слід зауважити, що отримані результати практично збігаються з літературними даними [7].

Точність визначення температури визначається похибкою градування і похибкою вимірювання термо-ерс, яка дорівнює $0,5\%$, що

при вимірюванні 20°C відповідає похибці визначення температури в $0,1\text{K}$. Загальна похибка визначення температури в діапазоні: $\Delta T = \pm(0,1\text{K} + 0,1\text{K}) = \pm 0,2\text{K}$.

Було виготовлено й проградуєвано 3 термопари. Вони встановлювалися всередині моделі кімнати. Одна з них вимірювала температуру в геометричному центрі кімнати, друга – температуру t_c , внутрішньої поверхні стіни, яка охолоджувалася, третя – різницю температур між поверхнею стіни і кімнати.

Зонди термопар, які визначали t_c і Δt встановлювалися в направляючі (канал в блоці з пінопластом) у вигляді трубки і притискувалися до стінки за допомогою натягнутої гуми. Значення термо-ерс визначалося за допомогою цифрового мілівольтметра Ф-283. Покази знімалися в стаціонарному режимі після стабілізації температури.

Температуру всередині моделі і в кімнаті вимірювали також за допомогою лабораторного ртутного термометра з ціною поділки $0,1\text{K}$.

б) Методика визначення температури поверхні

Для визначення температури поверхні стіни в реальних приміщеннях і різниці температур між поверхнею стіни t_c і кімнатною t_k використовували дві диференціальні мідь-константанові термопари. Одна визначала t_k , інша – $\Delta t = t_k - t_c$.

Для визначення температури поверхні стіни зонд притискували до неї в декількох точках досліджуваної ділянки стіни. Тепловий контакт зонда зі стіною залежить від сили притискання зонда до стіни, тому для виключення похибки за рахунок цього фактору застосовувався зондоутримувач, який забезпечував однакову силу притискання зонда.

Він складається із металевого каркасу, який в трьох точках опирався на стіну. В середині каркаса розташовувався теплоізоляційний блок із пінопласту, в каналі якого вільно рухався зонд. Стабільність сили притискання зонда забезпечувалася пружиною.[34, 35]

Так як при вимірюванні термо-ерс зонда існувала випадкова похибка, то для її зменшення виконувалося по п'ять вимірювань у кожній точці. У табл. 2.2. наведені середні значення.

Таблиця 2.2.

Визначення термо-ерс у різних точках стіни

№	1	2	3	4	5	середнє
$\varepsilon, \text{мкВ}$	735	731	732	729	734	732
$\Delta\varepsilon, \text{мкВ}$	3	1	0	3	2	1,8

Із таблиці слідує, що випадкова похибка визначення термо-ерс складає:

$$\left(\frac{\Delta\varepsilon_{\text{сер}}}{\varepsilon_{\text{сер}}} \right)_{\text{вип}} = \frac{1,8}{732} \cdot 100\% = 0,25\%$$

Систематична похибка визначення температури для 20°C складає 0,2К, тобто

$$\left(\frac{\Delta t}{t} \right)_{\text{сис}} = 1\%$$

Сумарна відносна похибка визначення температури поверхні:

$$\frac{\Delta t}{t} = \frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon} + \frac{\Delta\alpha}{\alpha}, \quad (2.7)$$

де $\frac{\Delta\alpha}{\alpha}$ згідно формули (2.6) рівне 0,7%.

Відносна похибка визначення термо-ерс рівна сумі випадкової та інструментальної похибок. Так, як вони розподілені незалежно, то сума похибки визначається квадратичним додаванням. Таким чином відносна похибка

$$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon} = \sqrt{\left(\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}\right)_{\text{вип}}^2 + \left(\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}\right)_{\text{инс}}^2} = \sqrt{0,34^2 + 0,2^2} = 0,4\% . \quad (2.8)$$

$$\frac{\Delta t}{t} = 0,4\% + 0,7\% = 1,1\% . \quad (2.9)$$

Таким чином, відносна похибка визначення температури поверхні складає 1,1%.

2.4. Методика визначення теплового потоку через стінку

Конструкція моделі й методика експерименту дібрані із умови виключення теплових потоків через неробочі стінки моделі, що забезпечувалося їх теплоізоляцією і відсутністю різниці температур між центром моделі кімнати і температурою приміщення. У стаціонарному режимі (при встановлені постійності температур) потужність нагрівника моделі P рівна потужності теплового потоку Q через досліджувану стінку.

Цей потік залежить від теплового опору стінки. Так як існує різниця температур у пристінному шарі повітря, то сумарний тепловий опір стіни рівний сумі послідовно з'єднаних теплових опорів стіни R_c і пристінного шару повітря. Опір R_c залежить від матеріалу і товщини стінки і не змінюється. Опір пристінного шару – це опір конвективного теплообміну R_k . Він змінюється в залежності від умов експерименту, так як коефіцієнт конвективної теплопередачі α_k залежить від умов експерименту (швидкості потоку в пристінному шарі). Тепловий потік через стінку рівний:

$$Q = \lambda_c \frac{t_c - t_c^{306}}{l_c} S = \alpha_k (t_k - t_c^{306}) S \quad (2.10)$$

де λ_c - коефіцієнт теплопровідності для стіни, l_c - товщина стіни, S - площа поверхні через яку передається тепло, α_k - коефіцієнт конвективного теплообміну, t_k - температура повітря в центрі моделі кімнати, t_c^{306} і t_c - температури зовнішньої і внутрішньої поверхонь стінки.

Теплові опори стінки R_c і конвективного теплообміну R_k визначаються виразами:

$$R_c = \frac{l_c}{\lambda_c \cdot S} \quad \text{і} \quad R_k = \frac{1}{\alpha_k \cdot S} \quad (2.11)$$

Із (2.7) і (2.8) витікає

$$\frac{R_c}{R_k} = \frac{t_c - t_c^{306}}{t_k - t_c} \quad (2.12)$$

Відношення теплових опорів стіни і пристінного шару рівне відношенню різниці температур на стінці і в пристінному шарі повітря.

Із (2.10) і (2.12) на основі отриманих експериментальних результатів можна визначити внесок теплового опору конвективного теплообміну в загальний тепловий опір стіни. Так як опір R_k визначається коефіцієнтом конвективного теплообміну α_k значення якого змінюється в широких межах, а тепловий опір стіни визначити просто, так як він не змінюється, то (2.12) можна використати для визначення опору конвективного теплообміну R_k .

Так як в експериментах потужність нагрівник P рівна потоку теплоти через досліджувану стінку, то на основі (2.10) можна визначити α_k :

$$\alpha = \frac{P}{(t_k - t_e) S} \quad (2.13)$$

Коефіцієнт конвективної теплопередачі α_k залежить від різниці температур у пристінному шарі й густини теплового потоку.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

1. Для експериментального визначення коефіцієнта конвективного теплообміну пристінного шару повітря α_k була виготовлена модель кімнати.
2. Для виключення теплових втрат температура всередині моделі підтримувалася рівною кімнатній.
3. Виготовлено й проградуйовано диференціальні мідь-константанові термопари.
4. Виготовлено зондоутримувач, який виключає вплив сили притискання зонда термопари до стіни, і відпрацьована методика визначення температури поверхні стіни приміщень.
5. Умовою використання результатів визначення α_k є однаковість густини теплових потоків через реальну стіну приміщень і досліджувану стінку моделі.

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

3.1. Тепловий потік через стінку моделі

Нами проведено дослідження температури в центрі охолоджуваної стінки моделі в залежності від потужності моделі радіатора. Експерименти проводилися при незмінних зовнішніх умовах: температури в приміщенні і температури зовнішньої поверхні досліджуваної стінки, яка підтримувалася рівною 0°C . Вимірювання температури проводилося при її постійних значеннях після встановлення теплових потоків. Рівність теплового потоку через досліджувану стіну потужності нагрівника досягалася теплоізоляцією неробочих стінок моделі й підтриманням температури всередині моделі близькою до температури приміщення. Температура в центрі внутрішньої поверхні досліджуваної стінки визначалася з допомогою термопари, спай якої притискався до центру стінки. Проводилися вимірювання температури в центрі кімнати t_k і в центрі внутрішньої поверхні стіни t_c . Результати розрахунку різниці температур у пристінному шарі і відношення різниці температур у пристінному шарі Δt_n до різниці температур на досліджуваній стінці в залежності від умов експерименту приведені в табл. 3.1.

Вплив умов експерименту на потужність нагрівника P , різницю температур у пристінному шарі $\Delta t_{\text{п}}$, температуру внутрішньої поверхні стіни t_c

№	Умова проведення експерименту	P , Вт	t_k , °C	t_c , °C	$\Delta t_{\text{п}}$, °C	$\frac{\Delta t_{\text{п}}}{\Delta t_c}$, %
1	Нагрівник під досліджуваною стіною	1,21	19,6	17,3	2,3	13,2
2	Нагрівник під бічною стіною	1,14	19,7	17,1	2,6	15,2
3	Досліджувана стіна щільно закрита завісою	0,75	19,8	16,3	3,5	21,4
4	Завіса встановлена з зазорами	1,07	19,9	17,3	2,6	15

Аналіз отриманих результатів показує, що максимальна теплова потужність, яка визначає теплові втрати, модель кімнати має місце при відсутності завіси(штори). Наявність завіс зменшує теплові втрати і збільшує долю опору конвективного теплообміну в загальному тепловому опорі стінки. При наявності зазорів між завісою та підлогою і стелею теплові втрати збільшуються, а доля конвективного опору зменшується. Це обумовлено тим, що наявність зазорів підвищує інтенсивність руху повітря в пристінному шарі, що обумовлює ріст α_k і як наслідок зменшення долі конвективного опору в загальному тепловому опорі.

Встановлення нагрівника під охолоджуваною стіною приводить до збільшення швидкості руху повітря в пристінному шарі, що визиває збільшення коефіцієнту конвективного теплообміну і зменшення конвективного теплового опору і його долі в загальному тепловому опорі.

Так як доля теплового опору конвективного теплообміну пропорційна відношенню різниці температур у пристінному шарі і в стіні, то експерименти показують, що тепловий опір конвективного теплообміну становить від 13,2% до 21,4%, що становить суттєву частину загального теплового опору, тому цим опором не можна нехтувати і його слід ураховувати при розрахунках тепловіддачі приміщень.

3.2. Тепловий потік через стіни будівель

Нами виконано дослідження долі опору конвективного теплообміну R_{π} на загальний тепловий опір зовнішніх стін будівель і його вплив на теплові втрати приміщень. Згідно з (2.12)

$$\frac{\delta \cdot \alpha_k}{\lambda} = \frac{R_c}{R_{\pi}} = \frac{t_c - t_c^{30B}}{t_k - t_c}, \quad (3.1)$$

де R_c – тепловий опір стіни, R_{π} – опір конвективного теплообміну пристінного шару повітря, t_k – температура в кімнаті, t_c – температура внутрішньої поверхні стіни, t_c^{30B} – температура зовнішньої поверхні стіни.

Указані температури вимірювалися з допомогою двох диференціальних термопар. Перша використовувалася для визначення температури t_c , а інша для визначення різниці температур пристінного шару повітря. При цьому один спай диференціальної термопари притискувався до стіни, а інший визначав температуру на відстані 0,5м від стіни. Для зменшення випадкової похибки виконувалося по 5 визначень температури в різних точках стіни. Область вимірювань розташовувалася на середині висоти кімнати. У таблиці надано середні значення виміряних температур.

Для визначення температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь стіни будівлі використовували і пірометр з лазерним наведенням на точку визначення температури НТ-822. Але точність вимірювання температури цим приладом становить $\pm 2\text{K}$, тому ці вимірювання і їх результати використовували як якісні.

Розглядалися будівлі з різним матеріалом зовнішніх стін і способом їх утеплення: дев'ятиповерховий будинок, виготовлений із залізобетонних панелей без утеплення, а також з утепленням пінопластом товщиною 5см; п'ятиповерховий будинок із білої цегли; приватний будинок зі стінами із ракушняку, обкладеного силікатною цеглою з утепленням пінопластом товщиною 5см і без нього. На основі проведених вимірювань згідно з (3.1) визначено відношення опорів пристінного шару повітря до теплового опору стіни будівлі. Експериментальні результати вимірювань приведені в табл. 3.2

Таблиця 3.2

Відношення опору пристінного шару повітря R_n
до теплового опору стіни R_c для різних типів стін

№	Характеристика зовнішньої стіни	$t_c^{30B}, ^\circ\text{C}$	$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_c, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_n = t_k - t_c, ^\circ\text{C}$	$\frac{R_n}{R_c}$ %
1	Панель з бетону	-5,5	19,8	18,3	1,5	6,3
2	Панель з бетону теплоізолювана пінопластом	-5,2	23,2	22,5	0,7	2,5
3	Стіна із силікатної цегли	-4,0	22	18,8	3,2	14
4	Стіна із силікатної цегли, утеплена пінопластом	-3,5	22,6	21,7	0,9	3,5
5	Стіна ракушняк + цегла	- 2,5	20,6	18,6	2,0	9,0
6	Стіна ракушняк + цегла з утепленням	-2	21,5	20,8	0,7	3,1

Приведені результати свідчать, що покриття стін теплоізоляцією не тільки збільшує загальний тепловий опір стін, а відповідно й теплові втрати приміщень, а й приводить до зменшення долі опору конвективного теплообміну в загальному тепловому опорі стін. Ці результати дозволили запропонувати метод оцінки якості теплоізолюючих властивостей стін, який базується на експериментальному визначенні різниці температур на пристінному шарі повітря і між зовнішньою і внутрішньою поверхнею стіни.

3.3. Аналіз результатів досліджень та рекомендації щодо їх застосування

а) Теплопередача через стінку моделі

Результати експериментів приведені в табл. 3.1 дозволяють визначити коефіцієнт теплопровідності матеріалу досліджуваної стінки моделі. У стаціонарному режимі тепловий потік через стінку моделі визначається потужністю нагрівника:

$$P = Q = \lambda \frac{t_c - t_c^{30B}}{\delta} S \quad (3.2)$$

де δ – товщина стінки, S – площа стінки, t_c – температура внутрішньої поверхні стінки, t_c^{30B} – температура зовнішньої поверхні стінки

У наших експериментах $t_c^{30B} = 0$. В експериментах стінка моделі виготовлялася із пористого бетону (газобетону). Розрахунки коефіцієнта теплопровідності матеріалу на основі (3.2) дали $\lambda = 0,163 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, яке корелює із літературними даними. Нами запропоновано метод визначення коефіцієнта теплопровідності матеріалів із низькою теплопровідністю, які зараз широко впроваджуються в будівництві. Визначення λ для таких

матеріалів представляє значні проблеми, так як опір теплоізоляції зразка порівняний з вимірюваним тепловим опором, що приводить до значного впливу паразитних теплових потоків через ізоляцію і відповідно зменшення точності вимірювань. Застосування даної моделі, у якій відсутні паразитні теплові потоки через неробочі стіни моделі, приводить до спрощення процесу вимірювань і підвищення точності визначення λ .

б) Теплопередачі через стіни будівель

Густина теплового потоку через шар повітря:

$$q = \alpha_k (t_k - t_c), \quad (3.3)$$

де $q = \frac{Q}{S}$, α_k - коефіцієнт конвективної тепловіддачі.

Визначимо α_k на основі проведених дослідів із моделлю кімнати. Густина теплового потоку $q = \frac{Q}{S}$. В експериментах площа досліджуваної стінки $S=0,04$ кв.м. У випадку розташування нагрівника під досліджуваною стіною $P=1,21$ Вт, $\Delta t_{\text{п}}=2,3$ К. Розрахунки на основі (3.3) дають значення $\alpha_{k1} = 13,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

При розташуванні нагрівника під бічною стінкою моделі $P=1,14$ Вт, $\Delta t_{\text{п}}=2,6$ К, відповідно $\alpha_{k2}=11,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Із зменшенням потужності, а відповідно і густини теплового потоку коефіцієнт конвективної теплопередачі зменшується. Це пояснюється ростом швидкості руху повітря в пристінному шарі при збільшенні інтенсивності теплового потоку. З метою перевірки коректності застосування значення α_k

визначеного на моделі кімнати проведемо його розрахунок для стіни будівлі із білої цегли, коефіцієнт теплопровідності якої відомий ($\lambda=0,87 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$). На основі даних табл. 3.2 визначимо різницю температур в пристінному шарі $\Delta t_{\text{п}}=3,2\text{К}$, $\Delta t_{\text{с}}=24,8\text{К}$. Тепловий опір одиниці площі стіни $R_{\text{с}}= \frac{\delta}{\lambda}$, одиниці площі пристінного шару повітря $R_{\text{п}}= \frac{1}{\alpha}$. Густина теплового потоку через послідовно з'єднані стіну і пристінний шар повітря однакова, тому :

$$\frac{t_{\text{с}}-t_{\text{с}}^{\text{зов}}}{t_{\text{к}}-t_{\text{с}}} = \frac{R_{\text{с}}}{R_{\text{п}}} = \frac{\delta \cdot \alpha_{\text{к}}}{\lambda}, \quad (3.4)$$

Проведені на основі (3.4) розрахунки коефіцієнта конвективної тепловіддачі дають $\alpha_{\text{к}} = 10,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, яке добре корелює із отриманим на моделі $\alpha_{\text{к1}} = 13,5$ і $\alpha_{\text{к2}} = 11,0 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ для випадку розташування нагрівника під бічною стіною. Критерієм можливості застосування отриманих на основі моделі значень $\alpha_{\text{к}}$ для розрахунку теплопередачі в реальних приміщеннях є рівність густини теплового потоку. Для даного випадку густини потоку q через стіну із цегли:

$$q_{\text{ц}} = \lambda \frac{t_{\text{с}}-t_{\text{с}}^{\text{зов}}}{\delta} = 33,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

Це значення близьке до значення для моделі $q = 30,25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ для $P = 1,21 \text{Вт}$.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

1. Теплові втрати моделі кімнати залежать від місця встановлення радіатора і штор.

2. Розміщення радіатора опалення під бічною стіною, яка не охолоджується, приводить до зменшення теплових втрат моделі кімнати на 6,1%, що обумовлено зниженням конвективної теплопередачі через охолоджувальну стінку.

3. Наявність штор, яка закриває охолоджувальну стінку, зменшує теплопередачу через неї на 38%. Наявність зазорів між шторою і підлогою та стелю приводить до ліквідації цього ефекту, так як вихідний потік повітря не перекривається.

4. Вклад опору конвективної теплопередачі в загальний тепловий опір залежить від інтенсивності теплового потоку через стіну і становить ; для стінки моделі кімнати від 13,2% до 21,4%; для стін реальних приміщень від 3,1% до 14% від теплового опору стін, тому його слід враховувати при розрахунках теплопередачі через стіни.

5. З допомогою моделі кімнати визначено характеристику матеріалу стінки, що охолоджувалася і була виготовлена із пористого бетону. Модель кімнати можна використовувати для визначення теплопровідності будівельних матеріалів.

6. Визначено коефіцієнт конвективної тепловіддачі α_k . Показано, що він залежить від густини теплового потоку q .

7. Дослідження теплопередачі через стінки реальних приміщень показало, що значення коефіцієнту конвективного теплообміну α_k , отримані на основі експериментів з моделлю кімнати і розраховані для реальних приміщень, близькі, коли густина теплового потоку в обох випадках однакова. Критерієм можливості застосування результатів визначення α_k з допомогою моделі є рівність густини теплових потоків моделі і реальної стіни.

8. Запропоновано метод визначення коефіцієнта теплопровідності будівельних матеріалів.

9. Запропоновано метод оцінки якості теплоізолюючих властивостей стін, який базується на визначенні відношення різниці температур пристінного шару повітря і стіни

ВИСНОВКИ

1. Для визначення коефіцієнта конвективної теплопередачі пристінного шару повітря α_k була виготовлена модель кімнати. Умовою використання отриманих із допомогою моделі результатів на практиці була рівність густини теплового потоку через досліджувану стінку моделі густин цього потоку через стіни реальних приміщень.

2. . Теплові втрати моделі кімнати залежать від місця встановлення радіатора і штор.

3. . Розміщення радіатора опалення під бічною стіною, яка не охолоджується, приводить до зменшення теплових втрат моделі кімнати на 6,1%, що обумовлено зниженням конвективної теплопередачі через охолоджувальну стінку.

4. Наявність штор, яка закриває охолоджувальну стінку, зменшує теплопередачу через неї на 38%. Наявність зазорів між шторою і підлогою та стелею приводить до ліквідації цього ефекту, так як вихідний потік повітря не перекривається.

5. Вклад опору конвективної теплопередачі в загальний тепловий опір залежить від інтенсивності теплового потоку через стіну і становить : для стінки моделі кімнати від 13,2% до 21,4%; для стін реальних приміщень від 3,1% до 14% від теплового опору стін, тому його слід враховувати при розрахунках теплопередачі через стіни.

6. Проведена перевірка можливості застосування значення коефіцієнта конвективної теплопередачі α_k ,отриманого з допомогою моделі кімнати, до розрахунку теплових втрат споруд. Розрахунки α_k для моделі і стінки із цегли показали, що умовою застосування на практиці значень α_k , отриманих на моделі, є рівність густини теплового потоку через стіни моделі і приміщення

7. Доля опору конвективної теплопередачі R_k в сумарному тепловому опорі огорожуючих конструкцій залежить від їх теплового опору. Покриття стін шаром теплоізолюючого матеріалу не тільки

збільшує тепловий опір стін, а й приводить до зменшення вкладу в нього опору R_k .

8. Відношення теплового опору пристінного шару повітря до теплового опору стінки рівне відношенню різниць температур на цих опорах, яке зменшується із зменшенням густини теплового потоку через стіну. Так як температури можна виміряти, то вказане відношення можна використовувати як критерій якості теплового опору стін.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. – М.: Высшая школа, 1980. – 552с.
2. Бобров Ю.Л., Овчаренко Е.Г., Шойхет Б.М., Петухова Е.Ю. Теплоизоляционные материалы и конструкции. Учебник для средних профессионально-технических учебных заведений. – М.: ИНФРА-М, 2003г. – 268с.
3. Геращенко О.А., Федоров В.Г. Тепловые и температурные измерения. Справочное руководство. – К.: Наукова думка, 1965г. - 245с.
4. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд.3-е, перераб. и доп. – М.:Энергия, 1975г. – 488с.
5. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. – Изд. 5-е перераб. и доп. – М.: Атомиздат, 1979г. - 416 с.
6. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М.: Энергия, 1977. – 344 с.
7. Полезные советы рыболову, домашнему мастеру, огороднику, кулинару / Сост. А.В.Русецкий, З.В.Русецкая. – Минск: Полымя, 1993. – 511с.
8. Теплотехника: Учебник для студентов вузов/А.М.Архаров, С.И.Крутова. – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
9. Умнякова Н.И. Как сделать дом теплым. – М.:Стройиздат, 1996. – 368с.
10. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ. / Справочник. — М.: Атомиздат, 1979. — 216 с.
11. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен: Учебное пособие для вузов. – 2-е изд. испр. и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2005. – 550 с., ил.

12. Швець І.Т., Кіраконський М.Ф. Загальна теплотехніка та теплові двигуни. – Київ: Вища школа, 1977р. – 271с.
- 13.Методичні вказівки з дисципліни “Теплопостачання та вентиляція” для студентів напряму підготовки 6.060101 – “Будівництво” денної та заочної форм навчання (прикладні завдання для СРС і контрольних робіт) / Уклад. І. А. Пономарчук, О. П. Колісник, Т. Ю. Вовк, - Вінниця: ВНТУ, 2013. – 45 с.
- 14.Вукалович М.П Термодинамика. Учебн. пособие для вузов / М. П. Вулканович, И. И. Новіков. - М.: Машиностроение, 1972. - 670 с.
- 15.Исаченко В. П. Теплопередача/ В. П.Исаченко. - М. :Энергоиздат, 1981. - 417 с.
- 16.Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В.Нащокин. - М. : Высшая школа, 1980. - 469 с.
- 17.Петухов В. С. Опытное изучение процессов теплопередачи / В. С.Петухов. - М. :ОНТИ, 1962. - 372 с.
- 18.Шорин С.Н. Теплопередача / С. Н. Шорин. - М. :Высшая школа, 1964. - 490 с.
- 19.Юдаев В. Н. Теплопередача / В. Н. Юдаев. - М. :Высшая школа, 1973. - 359 с.
- 20.Чечеткин А. В. Теплотехника / А. В. Чечеткин, Н. А. Занемонец. - М.: Энергоатомиздат, 1991. - 224 с.
- 21.Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача/ В. В. Нащокин. - М. :Высшая школа, 1980. - 472 с.
- 22.Крутов В. И. Теплотехника / В. И. Крутов. - М. :Высшая школа, 1986. - 431 с.
- 23.Архаров А. М. Теплотехника / А. М. Архаров, С. И. Исаев. - М.:Высшая школа, 1986. - 431 с.
- 24.Баскаков А. П. Теплотехника / А. П. Баскаков. - М. :Высшая школа, 1991. - 224 с.
- 25.Болгарский А. В. Термодинамика и теплопередача / А.

- В.Болгарский, С. Г.Мухачев. - М.:Высшая школа, 1975. - 490 с.
- 26.Крейт Ф. Л. Основы теплопередачи / Ф. Л. Крейт У. И. Блэк. - М.:Высшая школа, 1983. - 513 с.
- 27.Кордон А. М. Теплотехника / А. М. Кордон, В. В. Симакин. - М.:Высшая школа, 2005. - 167 с.
- 28.Лариков Н. Н. Теплотехника / Н. Н.Лариков. - М. :Высшая школа, 1985. - 433 с.
- 29.Луканин В. Н. Теплотехника / В. Н.Луканин. - М. :Высшая школа, 2000. - 673 с.
- 30.Ляшков В. И. Теоретические основы теплотехники / В. И.Ляшков. - М. :Высшая школа, 2005. - 171 с.
- 31.Мухачев Г. А. Термодинамика и теплопередача / Г. А. Мухачев В. К. Щукин. - М.:Высшая школа, 1991. - 480 с.
- 32.Новиков И. И. Прикладная термодинамика и теплопередача / И. И. Новиков К. Д. Воскресенский. - М.:Высшая школа, 1977. - 353 с.
- 33.Скрябин В. И. Курс лекцій по теплотехнике / В. И. Скрябин , 2000. - 82 с.
- 34.Замалеев З. Х. Основы гидравлики и теплотехніки / З. Х. Замалеев В. Н. Посохин. - М.:АВС, 2014. - 432 с.
- 35.Хазен М. М. Общая теплотехника / М. М. Хазен Ф. П. Казакевич. - М.:Высшая школа, 2016. - 430 с.
- 36.Брюханов О.Н. Основы гидравлики и теплотехники / О.Н. Брюханов. - Москва: Гостехиздат, 2014. - 271 с
- 37.Ерохин, В. Г. Основы термодинамики и теплотехники / В.Г. Ерохин, М.Г. Маханько. - М.: Либроком, 2015. - 226 с.
- 38.Соколов, Б. А. Основы теплотехники. Теплотехнический контроль и автоматика котлов / Б.А. Соколов. - М.: Academia, 2013. - 128 с.
- 39.Яковлев, К.П. Краткий физико-технический справочник. В трех томах. Том 3. Теплотехника, электротехника, радиотехника и электроника / К.П. Яковлев. - Москва: СИНТЕГ, 2013. - 689 с.

40. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев И. М. Михеева. - М.: Энергия, 1973. - 319 с.
41. Кириллин В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин В. В. Сычев. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 416 с.
42. Головинцов, А. Г. Техническая термодинамика и теплопередача / А. Г. Головинцов, Б. Н. Юдаев, Е. И. Федотов. – Изд. 2-е, перераб. и доп.. – М. : Машиностроение, 1970. – 295 с.
43. Буляндра, О. Ф. Технічна термодинаміка / О. Ф. Буляндра. – 2-ге вид., випр. – К. : Техніка, 2006. – 320 с.
44. Алабовский, А. Н. Техническая термодинамика и теплопередача / А. Н. Алабовский, И. А. Недужий.-- 3-е изд., перераб. и доп. – К. : Выща школа, 1990. – 256 с.
45. Блох, А. Г. Теплообмен излучением / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

ІНТЕРНЕТ – РЕСУРСИ

<http://economstroy.com.ua/montag-svoimy-rukamy/5917-yavuche-teploprovidnosti-v-budivnuztvi.html>;

<http://normamarket.ru/articles/teploizolyacziya-okon/>