

Міністерство освіти і науки України
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 2

Київ, КНУБА, 2001

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 2. Відповідальний редактор А. А. Худенко. — К.: КНУБА, 2001. — 104 с.

У збірник включені результати наукових досліджень в галузі опалення, вентиляції, теплопостачання та газопостачання.

Розрахований на працівників науково-дослідних і проектних організацій, викладачів, аспірантів та докторантів.

Редакційна колегія: А. А. Худенко (відп. редактор), А. Я. Ткачук (заст. відп. ред.), М. В. Степанов (відп. секретар), Е. С. Малкін, В. М. Михайленко, Є. П. Григоровський, О. Л. Підгорний, В. Є. Писарев, В. В. Трофимович, П. М. Єнін, Ю. К. Росковшенко, Н. А. Швачко, А. Ф. Строй, Г. В. Куно, С. Ю. Прокоф'єв, Г. Глінцерер, С. І. Борисенко.

Адреса редакції: Повітрофлотський проспект, 31, КНУБА
03037, Київ, УКРАЇНА
Телефон 249-72-56

Рекомендовано до випуску Вченою радою КНУБА, протокол № 20 від 27.04.2001.

УДК 697.92

А. Я. Ткачук, професор
Київський національний
університет будівництва
і архітектури

РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ УСЕРЕДНЕНОГО РУХУ В ТУРБУЛЕНТНІЙ ЗОНІ ПЛОСКИХ І ВІСЕСИМЕТРИЧНИХ ПРИСТІННИХ ПРИМЕЖОВИХ ШАРІВ

Пристінні примежові шари — це тонкі зони течій, що формуються поблизу поверхонь (стінок) твердих тіл, в яких реалізується різниця між швидкостями тіла і рідини, що його оточує. Малі товщини примежових шарів порівняно з їх довжинами дозволяють значно спростувати рівняння руху, що їх описують. Вперше спрощення рівнянь руху в'язкої рідини стосовно двомірних примежових шарів було здійснено Прандтлем. Система рівнянь Прандтля при ламінарному режимі руху щодо простих початкових і граничних умовах дозволяє отримувати інтегральні залежності розподілу швидкості за товщиною примежового шару, а також коефіцієнта гідравлічного опору тертя від числа Рейнольдса. Але після втрати в примежовому шарі стійкості руху і переходу до невпорядкованого турбулентного режиму визначення аналогічних інтегральних залежностей суттєво ускладнюється.

Первісно ламінарний режим руху в примежовому шарі утримується лише до тих пір, доки його товщина не досягне значення, при якому рух втрачає стійкість. Втрата рухом стійкості зумовлює розпад примежового шару на вихори, які під впливом ефекту Магнуса переміщуються в поперечному до стінки напрямку. На вивільнені ними місця до стінки надходить рідина, із якої заново формуються ділянки ламінарного примежового шару. Почерговість процесів формування і розпаду ламінарних ділянок течій зумовлює двоякий (переміжний) режим руху в примежовому шарі.

Із зростанням числа Рейнольдса товщина ділянок з ламінарним режимом руху зменшується і згодом стає значно меншою товщини примежового шару.

В пристінних примежових шарах з розвинутим турбулентним рухом прийнято розрізняти турбулентне ядро, товщина якого практично співпадає з товщиною примежового шару, і тонкий підшар біля стінки, в якому спостерігається переміжний режим руху.

Формування і розпад ламінарних ділянок течій в межах пристінного підшару супроводжується перерозподілом кількості руху між його поступальною і обертальною складовими. Перерозподіл кількості руху у молів рідині, які беруть участь в процесах формування і розпаду на вихорі ламінарних ділянок течій, зумовлює зміни (пульсації) їх компонентів швидкості. Пульсації швидкості призводять до пульсацій тиску та інших гідродинамічних величин.

Нерегулярність генерованих у в'язкому пристінному підшарі пульсацій гідродинамічних величин вимагає опису руху в турбулентних примежових шарах з використанням теорії ймовірності. Серед ймовірнісних характеристик гідродинамічних величин, що безладно пульсують, найбільш доцільно користуватися їх моментами розподілу ймовірності. Саме в цьому разі можливо невпорядкований турбулентний рух розглядати як такий, що складається з регулярного усередненого і накладеного на нього невпорядкованого пульсаційного.

Гідродинамічні величини усередненого руху оцінюються їх статистично точними першими моментами розподілу ймовірності, тобто їх середніми значеннями, а пульсаційного — рештою їх можливих моментів розподілу ймовірності.

Прийнято користуватися математичною моделлю турбулентного руху у вигляді нескінченної системи рівнянь Фрідмана-Келера, яка утримує безліч моментів розподілу ймовірності компонентів швидкості. Через незамкненість будь-якої з підсистем цих рівнянь неможливо отримати на їх основі не тільки загальне, але навіть часткове теоретичне рішення турбулентного руху. Неможливість загального рішення проблеми турбулентності спонукала до відокремленого дослідження усередненого і пульсаційного рухів.

При дослідженні усередненого турбулентного руху прийнято користуватися рівняннями Рейнольдса, які є першою підсистемою рівнянь Фрідмана-Келера. Рівняння Рейнольдса отримані ним шляхом усереднення рівнянь руху в'язкої рідини, в яких компоненти швидкості подані у вигляді суми їх усереднених і пульсаційних складових. Після усереднення цих рівнянь в рівняннях усередненого турбулентного руху з'явився додатковий тензор так званих турбулентних (пульсаційних) напружень, який містить усереднені добутки відповідних компонентів пульсаційних складових швидкості. Оскільки детермінованих зв'язків

між усередненими і пульсаційними складовими швидкості не існує, су-то теоретичне рішення усередненого турбулентного руху на базі рівнянь Рейнольдса неможливе. Сучасні рішення усередненого турбулентного руху на основі рівнянь Рейнольдса є напівемпіричними, оскільки в них компоненти пульсаційних складових швидкості або їх усереднені добутки подаються через відповідну похідну компоненти усередненої складової швидкості і характерний для течії розмір, з посиланням на почерпнуті із дослідів гіпотези або на підставі аналізу розмірностей. Існують також рішення усередненого турбулентного руху, в яких в'язкість подається у вигляді двох складових: молекулярної та турбулентної. Значення останньої визначається через добуток характерної для течії швидкості на характерний розмір течії або відстань від межі розподілу середовищ, що взаємодіють. Вважається також, що турбулентну в'язкість можливо визначити через інтенсивність пульсаційного руху і таким чином більш узагальнити напівемпіричні рішення усередненого турбулентного руху.

У відомих напівемпіричних теоріях усередненого руху характеристики пульсаційного руху довільно замінюються на характеристики усередненого руху. Фактично посилання на пульсаційний рух в цих теоріях використовується для інтерпретації таких гіпотетичних уявлень, як шлях змішування, турбулентні (пульсаційні) напруження та турбулентна в'язкість. Введення таких уявних понять дало змогу зблизити методології опису турбулентних і ламінарних течій, що, безумовно, є позитивним чинником, але разом з цим послабило увагу дослідників до фізичного аналізу процесу формування усередненого руху.

Те що, незважаючи на нехтування кількісним аналізом пульсаційного руху, напівемпіричні теорії усередненого руху дають можливість отримувати узагальнені характеристики останнього, дає підставу для пошуку опису усередненого руху без посилок на пульсаційний рух, що його супроводжує. Визнання можливості такого опису усередненого руху є одночасно визнанням, що цей рух, маючи статистичне походження, підпорядковується закономірностям класичної гідродинаміки, тобто цей рух є своєрідним гідродинамічним феноменом.

Подання сутності опису усередненого руху на підставі положень класичної гідродинаміки розпочнемо на прикладі пристінного турбулентного примежового шару, що формується біля плоскої пластини, яка обтікається в поздовжньому напрямку рівномірним потенціальним потоком.

Спочатку розглянемо механізм формування усередненого руху в даному примежовому шарі. У в'язкому підшарі внаслідок протидії

поступальному рухові в'язких дотичних йому напружень відбувається епізодичне формування ділянок ламінарних примежових підшарів, які при втраті в них стійкості руху трансформуються у вихрові шнури. У формуванні цих первісних вихрових шнурів сили в'язкості беруть безпосередню участь і фактично визначають їх інтенсивність. Оскільки первісні вихроутворення гідродинамічно відокремлюються від оточуючої рідини, то їх можливо розглядати як сторонні тіла, які під впливом поперечної сили (ефекту Магнуса) відокремлюються від пластини і переміщуються в турбулентне ядро примежового шару. Подальша їх взаємодія між собою і потенціальним потоком призводить до формування вторинних структур, завдяки яким здійснюється поперечне молярне перенесення імпульсу, теплоти і домішок.

Формування вторинних вихрових структур в турбулентному ядрі примежового шару здійснюється силами інерційного походження.

Опосередкований вплив в'язкості (через інтенсивність первісних вихорів) на формування вихрових структур в турбулентному ядрі примежового шару дає підставу при описі в ньому усередненого руху посилатися на теорему вихрового руху ідеальної рідини.

З метою визначення граничних умов для турбулентного ядра доцільно підшар подати у вигляді щільного вихрового прошарку (пелени). Така схематизація підшару не суперечить епізодичному існуванню в підшарі первісних вихрових шнурів, а, головне, дозволяє зблизити подання граничних умов при взаємодії пластини з реальною й ідеальною рідиною, замінивши в останньому випадку розрив дотичної складової швидкості біля пластини вихровим прошарком.

Оскільки інтенсивність вторинних вихрових структур визначається через інтенсивність первісних вихорів, що продукуються у в'язкому підшарі, то подання останнього у вигляді стійкого вихрового прошарку рівнозначне зосередженню в прошарку загального наслідку взаємодії потенціального потоку і поверхні пластини.

При течії ідеальної рідини вихровим шнурам вихрового прошарку біля поверхні пластини, що імітує поверхню розриву дотичної складової швидкості, можливо надати статусу особливостей, які здатні викликати (індукувати) відповідний їм потенціальний потік. Це твердження впливає із теореми гідродинаміки ідеальної рідини: "... всякий безперервний потенціальний рух нестисливої рідини, що заповнює довільну область, можливо розглядати як такий, що викликаний відповідним розподілом вихорів по поверхні, що обмежує цю область" [1].

У примежовому шарі біля плоскої пластини граничні умови в поздовжньому напрямку не змінюються. Це дає підставу подати вихровий прошарок у вигляді щільно розташованих однакових вихрових шнурів. Як відомо, такий нерухомий прошарок викликає (індукує) по обидва від себе боки протилежно спрямовані потенціальні течії з абсолютними значеннями швидкості

$$V = \frac{1}{2} \frac{\Gamma}{a} = \frac{1}{2} \pi V_{об}, \quad (1)$$

де $\Gamma = \pi d V_{об}$ — циркуляція лінійної швидкості обертання вихрових шнурів $V_{об}$, що мають діаметр d ; a — відстань між центрами вихрових шнурів, яка при щільному їх розташуванні дорівнює їх діаметрам d .

При розташуванні вихрового прошарку біля твердої поверхні, як це має місце в нашому прикладі, він з причини неможливості викликати зворотний рух рідини біля поверхні пластини змушений сам переміщуватися в тому ж напрямку, що й індукований ним потенціальний потік з протилежного боку і з тією ж швидкістю. Таким чином, загальна швидкість потенціального потоку, індукованого вихровим прошарком, що розташований біля поверхні пластин, дорівнює:

$$V_m = \pi V_{об}. \quad (2)$$

При течіях реальної рідини ковзання вихрових шнурів по поверхні пластини неможливе. Співпадання швидкості рідини вихорів на поверхні пластин зі швидкістю пластини можливе при котінні вихорів по поверхні пластини. При дотриманні цієї умови швидкість поступального руху вихрового прошарку $V_{пр}$ буде дорівнювати лінійній швидкості обертання вихрових шнурів, тобто

$$V_{пр} = V_{об}. \quad (3)$$

Швидкість поступального руху вихрових шнурів $V_{пр}$, якою вони володіють при відокремленні їх від пластини, відповідає усередненій швидкості на границі розподілу примежового шару на підшарі турбулентне ядро $V_{гр}$.

З урахуванням приведених роз'яснень, а також залежностей (2) і (3) отримаємо:

$$\frac{V_{гр}}{V_m} = \frac{1}{\pi}. \quad (4)$$

Таким чином, схема обтікання пластини ідеальною рідиною при подачі розриву дотичної складової швидкості біля пластини вихровим

прошарком дала змогу встановити числові значення відношення швидкостей на протилежних границях турбулентного ядра примежового шару. Ряд дослідників турбулентного руху в примежових шарах пропонують відношення цих швидкостей за експериментальними даними приймати як $1/3$.

Відношення (4) визначається через число π . Зумовлено це тим, що частинки рідини потенціального потоку, які володіють лише поступальним рухом, у в'язкому підшарі набувають обертальний рух, що призводить до відповідного зменшення їх швидкості поступального руху.

У сучасних напівемпіричних теоріях усередненого турбулентного руху в пристінних примежових шарах вважається, що

$$V_{гр} = NV_*, \quad (5)$$

де N — коефіцієнт пропорційності; $\sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}} = V_*$ — динамічна швидкість; τ_0 — в'язке дотичне напруження біля поверхні пластини; ρ — густина рідини.

Коефіцієнт N прийнято вважати сталим, хоча за даними експериментів його значення знаходиться в межах від 6 до 10.

Якщо в (5) $V_{гр}$ прийняти у відповідності з (4), то отримаємо:

$$N = \frac{V_{гр}}{V_*} = \frac{1}{\pi} \frac{V_m}{V_*} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{2}{c}}, \quad (6)$$

оскільки, як відомо,

$$\frac{V_m}{V_*} = \sqrt{\frac{2}{c}}, \quad (7)$$

де c — локальні значення коефіцієнта опору тертя.

Із залежності (6) випливає, що коефіцієнт N є функцією коефіцієнта опору тертя, а не сталою величиною.

Усереднене значення товщини в'язкого підшару Δ_π при необхідності можливо визначити із залежності

$$\frac{dV}{dy} = \frac{\tau_0}{\mu} = \frac{V_*^2}{\nu} = \frac{V}{y} = \frac{V_{гр}}{\Delta_\pi}, \quad (8)$$

де μ і ν — коефіцієнти, відповідно динамічної і кінематичної в'язкості рідини.

Якщо підставити залежність (6) у (8) отримаємо:

$$\Delta_{\text{л}} = \frac{V_{\text{гр}}}{V_*} \frac{v}{V_*} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{2}{c}} \frac{v}{V} = N \frac{v}{V_*}. \quad (9)$$

Визначення товщини ламінарних ділянок в'язкого підшару необхідно при аналізі впливу шорсткості пластини на опір тертя, а також впливу числа Прандтля чи числа Шмідта на процеси відповідно тепло- чи масообміну в турбулентному примежовому шарі.

При описі гідродинаміки усередненого руху в турбулентному ядрі відлік ординати (y) доцільно здійснювати від поверхні розподілу його і в'язкого підшару. Цю поверхню можливо розглядати як уявну пластину, яка рухається в напрямку течії з швидкістю $V_{\text{гр}}$, але зберігає дотичне напруження реальної пластини, тобто τ_0 .

Для передачі від ядра потоку уявній пластині імпульсу по величині рівного τ_0 необхідно, щоб біля пластини знаходився вихровий прошарок, який би викликав додатково до $V_{\text{гр}}$ швидкість рівну V . Зумовлено це тим, що при встановленні $V_{\text{гр}}$ не враховувалась втрата імпульсу ядром потоку рівного τ_0 . У відповідності з залежністю (2) таку швидкість викликає вихровий прошарок, в якого вихрові шнури мають лінійну швидкість обертання рівну $\frac{1}{\pi} V_*$. Товщина в'язкого підшарку турбулентного ядра, а не підшарку примежового шару у відповідності з залежністю (8) буде становити $\frac{1}{\pi} \frac{v}{V_*}$.

Якщо врахувати наведені роз'яснення, граничні умови для турбулентного ядра з боку пристінного підшару мають вигляд:
при

$$y = \Delta_{\text{л}}^{\text{T}} = \frac{1}{\pi} \frac{v}{V_*} V; \quad (10)$$

$$V = V_{\text{гр}}^{\text{T}} = \frac{1}{\pi} (V_m + V_*). \quad (11)$$

Оскільки V_* становить лише 3,5—4,5 відсотка від V_m , то залежність (11) можливо спростити:

$$V_{\text{гр}}^{\text{T}} = \frac{1,04}{\pi} V_m = \frac{1}{3} V_m. \quad (12)$$

Як уже зазначалося, вихровий стан руху в турбулентному ядрі підтримується завдяки продукуванню усередненим рухом первісних

вихорів. Наявність прямих зв'язків між усередненим рухом і вихровим станом руху дає змогу визначити інтенсивність завихрень або циркуляцію швидкості на відповідних відстанях від прошарку первісних завихрень через згадані відстані, усереднені швидкості і їх похідні в такому вигляді:

$$I \sim y^2 \frac{dV}{dy}; \quad \Gamma \sim yV, \quad (13)$$

де I — інтенсивність вихорів, що викликають швидкість усередненого руху на відстані y ; y — відстань від межі розподілу турбулентного ядра і в'язкого підшару; V — усереднена швидкість на відстані y ; $\frac{dV}{dy}$ — перша похідна усередненої швидкості; Γ — циркуляція швидкості по оточуючому контуру тих вихорів, що викликають швидкість осередненого руху на відстані y .

Якщо зіставити інтенсивність вихорів з турбулентною в'язкістю, то отримаємо рівняння

$$\tau_0 = \rho(\chi y)^2 \left(\frac{dV}{dy} \right)^2, \quad (14)$$

з якого випливає

$$\frac{dV}{dy} = \frac{1}{\chi} \frac{V_*}{y}. \quad (15)$$

Рівняння (15) відповідає широковідомому логарифмічному закону розподілу усереднених швидкостей в пристінних турбулентних примезових шарах. У рівнянні (14) χ — коефіцієнт пропорційності, що визначається дослідним шляхом і вважається однією із констант турбулентності пристінних примезових шарів.

Подальший аналіз залежності (15) ми не виконуємо, оскільки він достатньо ґрунтовно розглянутий в літературних джерелах. Мета його подання лише в тому, щоб показати можливість отримання логарифмічного розподілу усереднених швидкостей при використанні поняття інтенсивності вихорів, а не уявної турбулентної в'язкості.

При розгляді усередненого руху в турбулентному ядрі з урахуванням його вихрового стану доцільно зіставляти інтенсивність завихрень з циркуляцією швидкості, оскільки ці величини є однорідними кінематичними характеристиками вихрових течій. У відповідності з пропорціями (13) наведені вище міркування дають змогу скласти рівняння

$$\frac{dV}{dy} = n \frac{V}{y}, \quad (16)$$

де n — узагальнений коефіцієнт пропорціональності.

Оскільки інтенсивність завихрень і циркуляція швидкості — величини рівнозначні, то коефіцієнт n буде постійним на всьому перерізі турбулентного ядра.

Надамо рівнянню (16) зручного для інтегрування вигляду:

$$\frac{dV}{V} = n \frac{dy}{y}. \quad (17)$$

Інтегрування рівняння (17) з урахуванням значень V та y на протилежних межах турбулентного ядра дозволяє встановити степеневі закономірності розподілу усередненої швидкості за ординатою (y):

$$V = V_m \left(\frac{y}{\delta} \right)^n \quad (18)$$

і

$$V = V_{\Gamma}^T \left(\frac{y}{\Delta_*^T} \right)^n. \quad (19)$$

Якщо врахувати (7), (10) і (12), то рівнянню (19) можна надати такий вигляд:

$$V = V_* \frac{1}{3} \sqrt{\frac{2}{c}} \pi^2 \left(\frac{y V_*}{v} \right)^n. \quad (19')$$

Оскільки, як буде встановлено далі, $\sqrt{c} = 0,45n$, то рівняння (19') можна подати ще і так:

$$V = V_* 1,0405 \frac{\pi^n}{n} \left(\frac{y V_*}{v} \right)^n. \quad (19'')$$

При $n = \frac{1}{7}$ отримаємо

$$V = 8,6 V_* \left(\frac{y V_*}{v} \right)^{\frac{1}{7}}. \quad (20)$$

Формула (20) відрізняється від відомої експериментальної залежності лише числовим значенням коефіцієнта, який в останній прийма-

ється рівним 8,74, що на 1,5 відсотка більше його значення, отриманого аналітичним шляхом.

Надання рівнянню (19) вигляду (20) зроблено лише з метою експериментального підтвердження прийнятності зроблених посилок при аналітичному встановленні граничних умов для турбулентного ядра з боку в'язкого підшару.

При зіставленні (18) і (19) отримаємо рівняння

$$\frac{V_{\text{гр}}}{V_m} = \left(\frac{1}{\pi} \frac{v}{V_* \delta} \right)^n = \frac{1}{3}, \quad (21)$$

яке дозволяє встановити залежність показника степеня n від числа Рейнольдса $\frac{V_* \delta}{v}$.

Для встановлення залежності показника степеня n від відношення $\frac{V_*}{V_{\text{гр}}}$, яке у відповідності з залежністю (6) є функцією коефіцієнта опору тертя, скористаємося рівністю похідних усередненої швидкості $\frac{dV}{dy}$ при $y \rightarrow 0$, при турбулентному і ламінарному режимах руху.

Згідно з рівнянням (16) при турбулентному режимі руху

$$\left(\frac{dV}{dy} \right)_{y \rightarrow 0}^T = n \frac{V_{\text{гр}}}{y}. \quad (22)$$

При ламінарному режимі руху мінімальна швидкість, завдяки якій передається імпульс від потоку стінці, що дорівнює τ_0 , становить величину V_* . Таким чином

$$\left(\frac{dV}{dy} \right)_{y \rightarrow 0}^L = \frac{V_*}{y}. \quad (23)$$

При порівнянні правих частин рівнянь (22) і (23) отримаємо

$$n = \frac{V_*}{V_{\text{гр}}} = \frac{\pi}{\sqrt{2}} \sqrt{c} = 2,22 \sqrt{c} \quad (24)$$

і відповідно

$$\sqrt{c} = \frac{\sqrt{2}}{\pi} n = 0,45n \quad (25)$$

та

$$V_* = nV_{\text{гр}} = \frac{n}{\pi} V_m. \quad (26)$$

Якщо в рівнянні (21) V_* прийняти у відповідності з (26) отримаємо

$$\frac{1}{3\left(\frac{1}{n}\right)^n} = \left(\frac{v}{V_m \delta}\right)^n = \left(\frac{1}{\text{Re}_\delta}\right)^n, \quad (27)$$

де Re_δ — число Рейнольдса примежового шару.

Значення величини $\left(\frac{1}{n}\right)^n$ змінюється від 1,32 при $n = \frac{1}{7}$ до 1,22 при $n = \frac{1}{13}$, а тому його можливо прийняти сталим, що дорівнює 1,27, без суттєвого впливу на кінцевий результат. З урахуванням такого спрощення отримаємо

$$\frac{1}{3,8} = \left(\frac{1}{\text{Re}_\delta}\right)^n. \quad (27')$$

Якщо в рівнянні (27') значення n прийняти за залежністю (24), то після логарифмування цього рівняння отримаємо

$$\frac{1}{\sqrt{c}} = \frac{\pi}{\sqrt{2}} \frac{\lg \text{Re}_\delta}{\lg 3,9} = 3,83 \lg \text{Re}_\delta. \quad (28)$$

Через складнощі визначення фактичної товщини примежового шару δ її прийнято визначати через такі інтегральні характеристики примежового шару, як товщина витіснення δ^* , або товщина втрати імпульсу δ^{**} . При степеневому законі розподілу усередненої швидкості за товщиною примежового шару (залежність (24) вирази фактичної його товщини через згадані вище товщини мають такий вигляд:

$$\delta = \frac{n+1}{n} \delta^* \quad (29)$$

та

$$\delta = \frac{n+1}{n} (2n+1) \delta^{**}. \quad (30)$$

Якщо в залежностях (29) і (30) значення n прийняти за залежністю (24), то одержимо

$$\delta = \frac{(\sqrt{c} + \sqrt{2/\pi})}{\sqrt{c}} \delta^* \quad (29')$$

та

$$\delta = \frac{(\sqrt{c} + \sqrt{2/\pi})}{\sqrt{c}} (\sqrt{2\pi}\sqrt{c} + 1) \delta^{**}. \quad (30')$$

Товщину втрати імпульсу при користуванні інтегральним рівнянням імпульсів можна визначити через довжину примежового шару. Так при незмінній швидкості потенціального потоку вздовж пластини і турбулентному стані руху в примежовому шарі з самого початку його формування зв'язок між товщиною втрати імпульсу і відстанню від переднього ребра пластини X має вигляд

$$\delta^{**} = \frac{c}{2} X. \quad (31)$$

Із (30) і (31) знайдемо

$$\frac{\delta}{X} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{\left(\sqrt{c} + \frac{2}{\pi}\right)}{\sqrt{c}} (\sqrt{2\pi}\sqrt{c} + 1) \frac{c}{2}, \quad (32)$$

де α — кут розширення примежового шару.

Рівнянню (32) з урахуванням (24) можна надати такий вигляд:

$$\frac{\delta}{X} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{n+1}{n} (2n+1) \left(\frac{n}{\pi}\right)^2. \quad (32')$$

Варто уваги, що при $n = \frac{1}{7}$ залежність (32')

$$\frac{\delta}{X} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{49} = n^2.$$

При $n < \frac{1}{7}$ значення $\operatorname{tg} \alpha$ дещо більше ніж n^2 . Проте слід пам'ятати, що залежність (32) отримана на основі інтегрального рівняння імпульсів, яке рекомендується для застосування при наближених розрахунках примежового шару. При цьому його застосування при розрахунках турбулентних примежових шарів менше обґрунтовано ніж при розрахунках ламінарних примежових шарів.

З урахуванням вищенаведених міркувань залежності (32') надамо простий вигляд

$$\frac{\delta}{X} = \operatorname{tg} \alpha = n^2 = \left(\frac{V_*}{V_{\text{гп}}} \right)^2 = \frac{\tau_0}{\rho V_{\text{гп}}^2}. \quad (33)$$

Із рівняння (33) випливає, що тангенс кута розширення примежового шару дорівнює відношенню дотичного напруження на межі розподілу турбулентного ядра і пристінного підшару до кількості руху на цій межі в поздовжньому напрямку.

Рівняння (33) з врахуванням (24) дозволяє товщину примежового шару подати в такому вигляді:

$$\delta = n^2 X = \frac{\pi^2}{2} c X = 4,93 c X. \quad (34)$$

Якщо в рівнянні (28) товщину примежового шару прийняти у відповідності з (34), то отримаємо

$$\frac{1}{\sqrt{c}} = 3,76 \lg 4,93 \operatorname{Re}_x c = 3,83 \lg \operatorname{Re}_x c + 2,5. \quad (35)$$

Значення c , отримані за формулою (35), практично співпадають з відомою формулою Кармана

$$\frac{1}{\sqrt{c}} = 4,15 \lg \operatorname{Re}_x c + 1,7. \quad (36)$$

В (35) і (36) $\operatorname{Re}_x = \frac{V_m X}{\nu}$, число Рейнольдса визначене за швидкістю потенціального потоку і довжиною примежового шару.

Просте фізичне тлумачення залежності (33) і співпадання отриманого на її основі рішення з експериментальними даними дає підставу для її використання в інженерних розрахунках.

Завершуючи розгляд усередненого руху в турбулентному ядрі примежового шару біля плоскої пластини зробимо деякі узагальнення.

Запропонована нами розрахункова модель дала змогу аналітичним шляхом встановити закономірності усередненого руху, розрахунки за якими практично співпадають з експериментальними даними. Посилки, що покладені в основу цієї моделі, мають більш реалістичне фізичне обґрунтування, ніж посилки відомих напівемпіричних рішень усередненого турбулентного руху в примежових шарах. Ми усвідомлюємо, що приведені тлумачення деяких із прийнятих нами посилок можливо подати в більш досконалому вигляді. Проте для цього необхідні додаткові

теоретичні і експериментальні дослідження усередненого турбулентного руху при складніших граничних умовах.

Отримані закономірності усередненого руху в турбулентному примежовому шарі на пластині можна застосовувати при аналізі турбулентного руху в прямих ділянках трубопроводів, а також частково в плоских і вісесиметричних струминних примежових шарах.

Як це можливо здійснити стосовно турбулентних течій в трубопроводах, покажемо на прикладі круглого трубопроводу.

Оскільки товщина примежового шару в круглій трубі після досягнення нею величини радіуса труби r_0 залишається незмінною, то в залежності (18) необхідно δ замінити на r_0 . Таким чином розподіл усередненої швидкості в круглій трубі підпорядковується закономірності

$$V = V_m \left(\frac{y}{r_0} \right)^n. \quad (37)$$

Залежність (19) лишається незмінною.

При гідравлічних розрахунках трубопроводів прийнято користуватися не максимальною швидкістю V_m , яка спостерігається в центрі труби, а середньою V_c , яка дорівнює відношенню об'ємної витрати L до площі поперечного перерізу труби $A = \pi r_0^2$, тобто

$$V_c = \frac{L}{\pi r_0^2} = \frac{2}{r_0^2} \int_0^{r_0} V(r_0 - y) dy = 2 \int_0^1 V \left(1 - \frac{y}{r_0} \right) d \frac{y}{r_0}. \quad (38)$$

Якщо підставити у залежності (38) значення V за формулою (37) отримаємо

$$\frac{V_c}{V_m} = \frac{2}{(n+1)(n+2)} \quad (39)$$

і відповідно

$$V_m = V_c \frac{(n+1)(n+2)}{2}. \quad (39')$$

При визначенні втрат тиску на прямих ділянках труб прийнято користуватися коефіцієнтом опору тертя λ , відповідно якому дотичне напруження на внутрішні поверхні труби τ_0 визначаються по такій залежності:

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{4} \frac{\rho V_c^2}{2}. \quad (40)$$

Дотичне напруження на поверхні пластини, яке прийнято подавати через коефіцієнт опору тертя c визначається залежністю

$$\tau_0 = c \frac{\rho V_m^2}{2}. \quad (41)$$

При зіставленні (40) і (41) отримаємо

$$c = \frac{\lambda}{4} \left(\frac{V_c}{V_m} \right)^2 \quad (42)$$

та

$$\lambda = 4c \left(\frac{V_m}{V_c} \right)^2. \quad (43)$$

Якщо підставити в (24) значення c за (42) отримаємо

$$n = \frac{\pi}{\sqrt{8}} \frac{V_c}{V_m} \sqrt{\lambda} = 1,11 \frac{V_c}{V_m} \sqrt{\lambda} = a \sqrt{\lambda}. \quad (44)$$

Значення відношення $\frac{V_c}{V_m}$ і параметра a при різних показниках степені n наведено в таблиці.

Таблиця

Значення $\frac{V_c}{V_m}$ і параметра a

n	1/7	1/8	1/9	1/10	1/11	1/12
$\frac{V_c}{V_m}$	0,816	0,836	0,853	0,866	0,877	0,886
a	0,909	0,928	0,950	0,960	0,973	0,984

Як видно з таблиці, відношення $\frac{V_c}{V_m}$ припустимо в межах n від 1/7 до 1/12 прийняти сталим і рівним 0,85. Таке спрощення може призвести до 4,1% похибки визначення показника степеня n , яка менша за похибку при його експериментальному визначенні. Якщо врахувати припустимість цього припущення, формула (44) набуде простого вигляду:

$$n = 0,944\sqrt{\lambda}, \quad (44')$$

що практично співпадає з аналогічними експериментальними залежностями, в яких значення a приймається в межах 0,9—1,0 [2, 3].

Рівняння (21) стосовно круглої труби потребує зміни V_* на V_c у правій частині у відповідності з відомою залежністю $V_* = V_c \sqrt{\frac{\lambda}{8}}$ та δ на r_0 .

Після таких змін залежність (21) набуде вигляду:

$$\left(\frac{1}{\pi} \frac{v}{V_c r_0} \sqrt{\frac{8}{\lambda}} \right)^{0,944\sqrt{\lambda}} = \frac{1}{3}.$$

Після логарифмування отримуємо таку залежність:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,98 \lg \text{Re}_d \sqrt{\lambda} - 0,51, \quad (45)$$

де Re_d — число Рейнольдса, визначене за середньою швидкістю потоку V_c і діаметром труби d .

Використана література

1. Ламб Г. Гидродинамика. — М.—Л.: Гостехиздат, 1947.
2. Альтишув А. Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика. — М.: Стройиздат, 1975.
3. Хиенце И. О. Турбулентность. — М.: Физматгиз, 1963.

АНАЛІЗ ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ МІСЦЕВИХ СМОКІВ

Достовірне визначення кінематичних характеристик і зони дії повітряних потоків місцевих смоків є важливою і складною задачею. Відомі теоретично отримані математичні залежності [1—3] не завжди дають можливість для адекватної оцінки всмокувальних повітряних потоків. У зв'язку з цим проведені дослідження вільних і напівобмежених місцевих смоків (рис. 2), у т.ч. із вставкою у всмокувальному отворі, за ізотермічних умов.

Схема експериментального стенду зображена на рис. 1. Об'єкт досліджень (місцевий смок) жорстко поєднувався зі стінкою 2 камери тиску 3. Середня за витратою швидкість у живому перерізі впливного отвору об'єкта досліджень визначалась за витратою повітряного потоку, яка замірялась за допомогою тарованого витратовимірювального колектора 7 і диференційного мікроманометра 9. Спонування руху повітряного потоку відбувалось за допомогою радіального вентилятора постійного струму 8, а витрата повітряного потоку змінювалась внаслідок зміни числа обертів робочого колеса вентилятора. Швидкість у відповідних точках прилеглої зони і в центрі всмокувального отвору смока замірялась за допомогою термоелектроанемометра, місце положення п'єзоелемента якого фіксувалось у просторі за допомогою координатника.

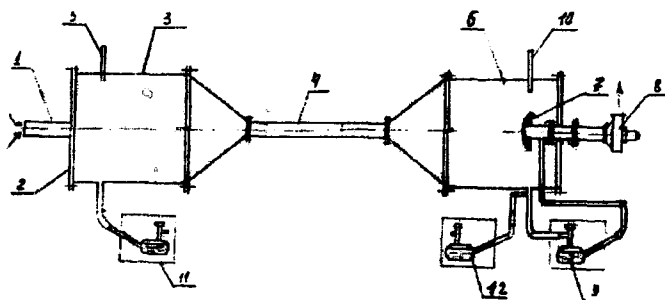
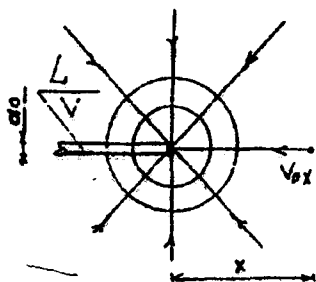
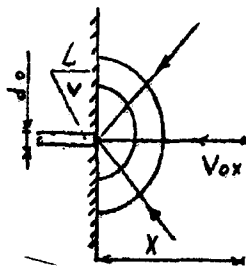


Рис. 1. Схема експериментального стенду:

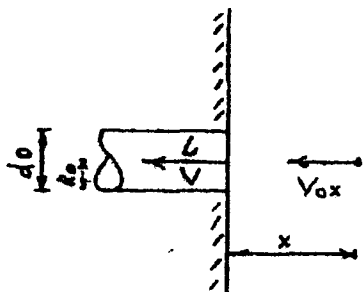
1 — об'єкт досліджень; 2 — знімна стінка; 3, 6 — камери статичного тиску; 4 — повітропровід; 5, 10 — термометри; 7 — витратомірний колектор; 8 — радіальний вентилятор постійного струму; 9, 11, 12 — диференційні мікроманометри.



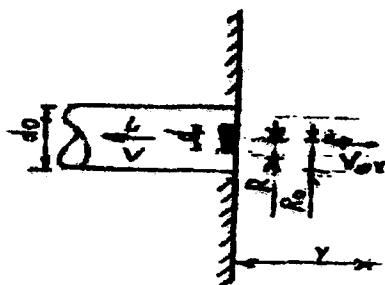
a)



б)



в)



г)

Рис. 2. Схеми місцевих смоків:

a) вільний точковий (тонка трубка $d_0 = 0,03$ м); б) напівобмежений точковий (тонка трубка $d_0 = 0,03$ м); в) напівобмежений циліндричний смок круглого перерізу діаметром всмокувального патрубка $d_0 = 0,115$ м; г) напівобмежений кільцевий смок з діаметром всмокувального патрубка $d_0 = 0,115$ м та тонкої плоскої вставки $d = 0,085$ м

Залежності зміни відносних осьових швидкостей (V_{ox}/V) всмокувальних повітряних потоків за сталої витрати при ізотермічних умовах

№ п/п	Тип смока	Вид смока	Формули за даними літературних джерел в обробці авторів	Поліноміальні формули отримані авторами при обробці даних експериментальних досліджень	Розбіжність між значеннями наведених формул при $x > 0,5d_0$, %
1	2	3	4	5	6
1	Вільний точковий (тонка трубка $d_0 = 0,03$ м)	Рис.2, а	$\frac{V_{ox}}{V} = \frac{1}{16 \left(\frac{x}{d_0} \right)^2} \quad [2]$	$\frac{V_{ox}}{V} = 0,8 - 1,37 (x/d_0) + 0,63 (x/d_0)^2$	≤ 8
2	Напівобмежений точковий (тонка трубка $d_0 = 0,03$ м)	Рис.2, б	$\frac{V_{ox}}{V} = \frac{1}{8 \left(\frac{x}{d_0} \right)^2} \quad [2]$	$\frac{V_{ox}}{V} = 1,41 - 2,27 (x/d_0) + 0,98 (x/d_0)^2$	≤ 9
3	Напівобмежений циліндричний діаметром $d_0 = 0,115$ м	Рис.2, в	$\frac{V_{ox}}{V} = 1 - \frac{\frac{x}{d_0}}{\sqrt{\left(\frac{x}{d_0} \right)^2 + 0,25}} \quad [1-3]$	$\frac{V_{ox}}{V} = 1,23 - 2,6 (x/d_0) + 1,49 (x/d_0)^2$	≤ 8
4	Напівобмежений кільцевий з діаметром всмокувального патрубку $d_0 = 0,115$ м та плоскої вставки $d = 0,085$ м	Рис.2, г	$\frac{V_{ox}}{V} = \frac{\frac{x}{d}}{\sqrt{\left(\frac{x}{d} \right)^2 + 0,25}} - \frac{\frac{x}{d_0}}{\sqrt{\left(\frac{x}{d_0} \right)^2 + 0,25}} \quad [2]$	$\frac{V_{ox}}{V} = 0,048 + 0,508 (x/d_0) - 0,815 (x/d_0)^2$	≤ 11

Примітки:

1. x — біжуча осьова координата, м; V_{ox} — осьова швидкість на відстані x від всмокувального отвору, м/с; V — середня за витратою швидкість у всмокувальному отворі, м/с; L — витрата повітря, м³/с; d_0 — діаметр всмокувального отвору, м;

d — діаметр вставки у всмокувальному патрубку, м; R_0 — радіус всмокувального патрубка, м; R — радіус вставки у всмокувальному патрубку, м.

2. Поліноміальні залежності дійсні при $x \leq 1,1 d_0$.

Таблиця 2

Залежності зміни відносних осьових швидкостей (V_{ox}/V) повітряних потоків точкових місцевих смоків (рис. 2, а, б) за сталої витрати при ізотермічних умовах

Тип смока	Вид смо- ка	Формула	Значення відносних осових швидкостей (V_{ox}/V) при x/d_o :						
			0,17	0,33	0,5	0,67	0,83	1,0	
Вільний точковий (трубка $d_o=0,03\text{м}$)	Рис. 2,а	теоре- тична [2]	$\frac{V_{ox}}{V} = \frac{1}{16\left(\frac{x}{d_o}\right)^2}$	2,16	0,57	0,25	0,14	0,09	0,06
		експери- менталь- на	$\frac{V_{ox}}{V} = 0,8 - 1,37(x/d_o) + 0,63(x/d_o)^2$	0,56	0,47	0,27	0,14	0,09	0,07
Напів- обмеже- ний точковий (трубка $d_o=0,03\text{м}$)	Рис. 2,б	теоре- тична [2]	$\frac{V_{ox}}{V} = \frac{1}{8\left(\frac{x}{d_o}\right)^2}$	4,32	1,4	0,5	0,28	0,18	0,13
		експери- менталь- на	$\frac{V_{ox}}{V} = 1,41 - 2,27(x/d_o) + 0,98(x/d_o)^2$	1,0	0,85	0,52	0,28	0,17	0,14

Примітки: x — біжуча осьова координата, м; V_{ox} — осьова швидкість на відстані x від всмокувального отвору, м/с; V — середня за витратою швидкість, м/с; d_0 — діаметр всмокувального отвору, м.

Досліджуємо на стенді (див. рис. 1) повітряні потоки смоків різної форми (див. рис. 2) по характеру зміни їх осьової швидкості. Результати експериментальних досліджень оброблені за методом найменших квадратів [5, 6] і зведені в табл. 1, 2.

Звернемо увагу на те, що в роботі [2] під точковим смоком розуміється трубка, внутрішній діаметр якої 0,03 м. Однак в цій роботі експериментально не доведено, що трубка з внутрішнім діаметром 0,03 м може служити фізичною моделлю точкового смока.

Аналіз повітряних потоків точкових місцевих смоків (див. рис. 2, а, б, табл. 1, 2) показав, що теорія точкового стікання [2] є придатною для оцінювання швидкостей повітряних потоків на відстані не меншій половині діаметру всмокувального отвору; трубка з внутрішнім діаметром 0,03 м може служити фізичною моделлю точкового смока; при умонтуванні вільного точкового смока (див. рис. 2, а) у плоску стінку (напівобмежене стікання, див. рис. 2, б) його зона дії збільшується у 1,3—1,5 раза, а не у 2 рази як наведено в літературі [2].

Аналіз всмокувальних повітряних потоків, досліджених місцевих смоків (див. рис. 2), показав, що теоретично [1—3] і емпірично отримані нами (див. табл. 1, 2) математичні залежності дають практично однаковий результат оцінки осьових швидкостей на відстані не меншій половини діаметра всмокувального отвору.

Отже, можна рекомендувати для оцінки кінематичних характеристик повітряних потоків на відстані меншій половини діаметра всмокувального отвору використовувати емпіричні залежності (див. табл. 1, 2), а на відстані більшій половини всмокувального отвору використовувати як емпіричні, так і теоретичні залежності (див. табл. 1, 2).

Використана література

1. *Талиев В. Н.* Аэродинамика вентиляции. — М.: Стройиздат, 1979. — 295 с.
2. *Шепелев И. А.* Аэродинамика воздушных потоков в помещении. — М.: Стройиздат, 1978.
3. *Богословский В. Н.* и др. Отопление и вентиляция. Ч 11: /Под. ред. В. Н. Богословского. — М.: Стройиздат, 1976. — 439 с.
4. *Czernous A., Żukowski S.* Wykorzystanie wywiewników miejscowych dla ochrony powietrza w pomieszczeniu. Politechnika Warszawska. XXI Sympozjum — AQUA 2000. Płock, 2000. — s. 324—329.
5. *Лебянов С. П.* Определение параметров нелинейной регрессии методом наименьших квадратов. Заводская лаборатория, 1967, № 1. — 14—17 с.
6. *Львовский Е. Н.* Статистические методы построения эмпирических формул. — Высшая школа, 1988. — 238 с.

ОСУШЕННЯ ГАЗІВ АСПІРАЦІЙНИХ ВИКИДІВ АСФАЛЬТОБЕТОННОГО ЗАВОДУ

З метою запобігання утворення конденсаційного аерозолю в аспіраційних викидах асфальтобетонного заводу була досліджена можливість осушки газів за рахунок їх охолодження в скрубєрі Вентурі, який застосовується для обеспилення як друга ступінь санітарної очистки. Зазначена мета досягається за рахунок подачі в скрубєр охолодженої води.

Початкові дані: витрати газів в аспіраційній системі — 25000 м³/год; витрати води — 12 м³/год; початкова температура води — 11 °С; температура газів до охолодження 51 °С; вологовміст газів — 82 г/кг;

Розглянуто теплообмін між краплиною рідини та газовим потоком. Охолоджуюча спроможність скрубєра визначається за формулою

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta T, \text{ Вт}, \quad (1)$$

де α — коефіцієнт теплообміну між краплиною води та газами, Вт/м² °С; F — активна поверхня теплообміну (приблизно дорівнює половині поверхні краплин води в активній зоні скрубєра), м²; ΔT — різниця середніх значень температур води і газів, °С.

Коефіцієнт теплообміну α в умовах аспіраційних газів ускладнюється конденсацією парів води та певним впливом часток пилу, концентрація яких сягає 0,3...0,7 г/м³. Відповідні теоретичні залежності для його визначення при вказаних умовах відсутні. Аналіз факторів, що впливають на теплообмін в активній зоні скрубєра показує, що головним чинником є відносна швидкість краплини води та газів U , м/с

$$\alpha = \varphi(U), \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (2)$$

Відносну швидкість U знайдено за формулою (1)

$$U = \sqrt{(W_r - W_x)^2 + W_y^2}, \text{ м/с}, \quad (3)$$

де W_r — швидкість газів в горловині скрубєра, м/с; W_x — швидкість краплини поперек потоку, м/с.

$$W_r = W_r (1 - e^{-t/\tau}) \quad (4)$$

W_y — швидкість краплини вздовж потоку, м/с;

$$W_y = W_0 / (1 + 0,5 k t \sqrt{W_0})^2, \quad (5)$$

де W_0 — швидкість краплини на виході з форсунки, м/с; t — час контакту між краплиною та газами, с; τ — час релаксації краплини, с;

$$\tau = D_k^2 \rho_k / 18 \mu, \quad (6)$$

де D_k — діаметр краплини, м; ρ_k — густина краплини, кг/м³; μ — динамічна в'язкість газів, кг/м с.

На рисунку 1 схематично показано траєкторію краплин в активній зоні скрубера Вентурі.

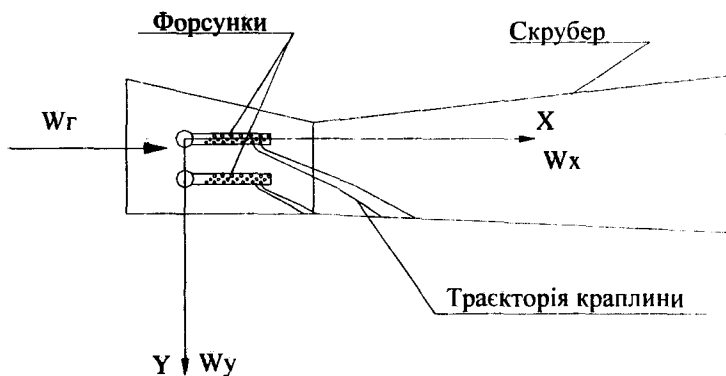


Рис.1. Траєкторія руху краплин в скрубєрі Вентурі

За результатами експерименту було визначено оптимальне значення відносної швидкості $U = 19—25$ м/с та отримано відповідну імперичну залежність при оптимальному розташуванні форсунки в активній зоні скрубєра

$$\alpha = 0,028 U^{4,5}, \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (7)$$

На рисунку 2 показаний процес осушення аспіраційних викидів у скрубєрі Вентурі:

— точки п та к характеризують початкові та кінцеві параметри пилегазової суміші.

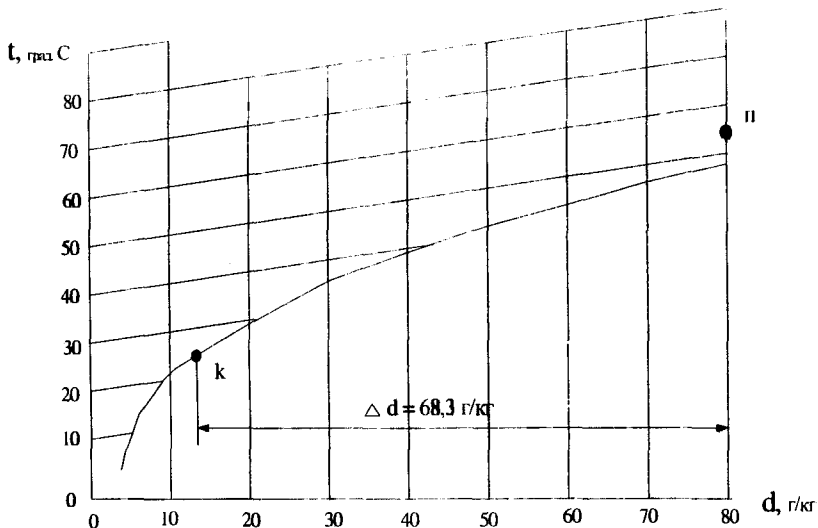


Рис.2. Процес осушення пилегазової суміші в скрубєрі Вентурі

Резюме. Охолоджуюча потужність скрубєра Вентурі склала 109,4 кВт, завдяки чому в скрубєрі можливо осушити гази більш ніж на 80%, що в значній мірі зменшить утворення конденсаційного аерозолію і забруднення ним прилеглої території.

Використана література

1. *Задоянний А.В.* Мокрый пылеуловитель с дисковым распылителем для очистки аспирационных выбросов асфальтобетонных заводов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук.

ФОРМУВАННЯ ТЕПЛОВИХ УМОВ ТА ПОВІТРЯНОГО РЕЖИМУ В ТЕПЛОНАПРУЖЕНИХ ВІДДІЛЕННЯХ ТЕС ТА АЕС

Головні корпуси теплових електростанцій (ТЕС) — це три-чоти-рохпрогонні промислові споруди, що складаються з турбінного 1, деаераторного (бункерно-деаераторного) 2 та котельного 3 відділень (рис. 1 а, б). В залежності від потужності енергоблоків висота машинного відділення знаходиться в межах 26,0...32,0 м, котельного — 43,0...120,0 м. Котлоагрегати та відповідно трубо- та паропроводи займають практично весь об'єм по висоті котельного відділення з мінімально допустимим за технічними умовами вільним об'ємом. Теплонапруженість досягає 140 Вт/м^3 .

В турбінному відділенні основна частина обладнання з вертикальними плоскими та циліндричними з великим радіусом кривизни тепло-віддавальними поверхнями, зосереджені в нижній зоні (до 88%). Теплові джерела, що досягають висоти 12...15 м (сепаратори, сітьові підігрівачі та ін.), мають ряд робочих майданчиків по висоті та розміщені на мінімальній відстані одне від одного.

Енергоблоки атомних електростанцій (АЕС) з ВВЕР-1000 розміщені в окремих, за умов безпеки, корпусах та включають реакторне, турбінне, деаераторне відділення та прибудову електротехнічних пристроїв. В реакторному відділенні, що розділено на герметичну зону та забудову з фундаментною частиною, розміщені ядерний реактор, парогенератори, циркуляційні насоси, трубопроводи та допоміжне обладнання.

Характерною для теплотехнічного обладнання є компоновка об'ємних та лінійних джерел тепла з нерівномірним розподілом по всьому замкненому об'єму приміщень різноманітної форми. Це має місце, наприклад, в приміщенні з електронним обладнанням, в якому паралельно розміщені шафні панелі, що виділяють тепло та займають до 70% висоти (рис. 1 в). Обладнання приміщення зони "суворого" режиму (бокси парогенераторів, компенсаторів об'єму, теплообмінників продувки та ін.) встановлено по висоті всього об'єму.

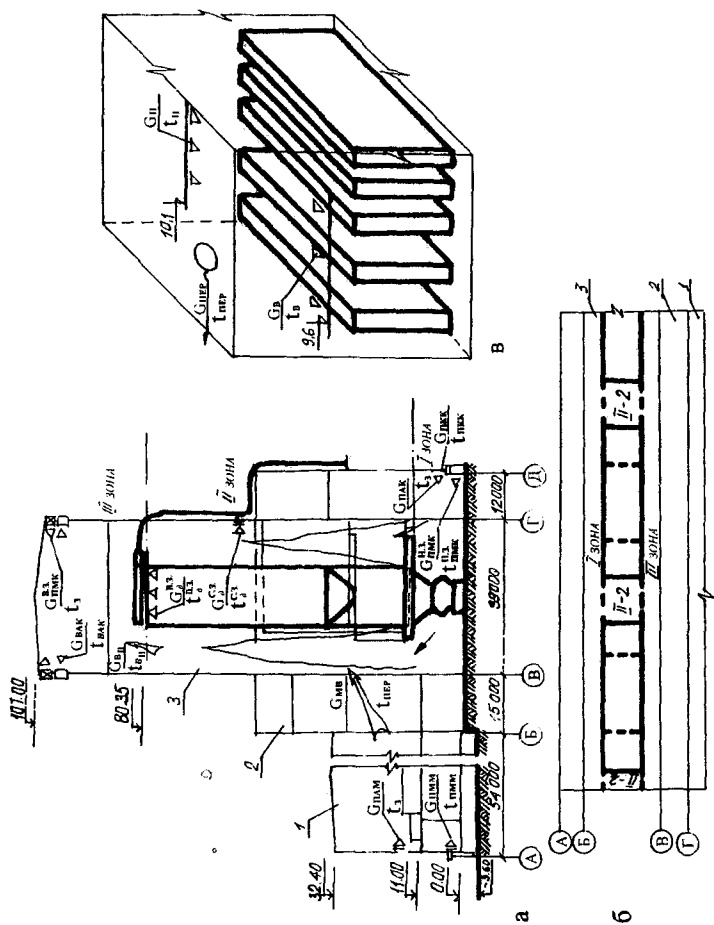


Рис. 1. Розрахункові схеми розміщення і рух вентиляційних течій:

Висока ступінь концентрації технологічного обладнання, що є джерелом інтенсивного виділення теплоти, пари, пилу та газів, створює збільшену теплонапруженість та стисненість умов для розвитку вентиляційних потоків. Тому при прогнозуванні повітряно-теплових режимів в головних корпусах ТЕС та АЕС необхідний комплексний розв'язок складної теплофізичної і гідродинамічної задачі [1, 2].

Натурні дослідження та аналіз компоновочних рішень обладнання, що виділяє теплоту, показав, що теплові умови на різних рівнях котельного, нижніх зон машинного відділень, основних приміщень реакторного відділення, а також циркуляційні течії, залежать від особливостей формування конвективних потоків, які утворюються біля нагрітих вертикальних поверхонь обладнання, що розміщено в об'ємі приміщення. Витрати і температура повітря, що видаляється, та відповідно і оптимальний повітрообмін, визначається за відповідними параметрами конвективних потоків, що розвиваються як вільні, так і в умовах взаємного впливу або стиснення. Питання зниження теплових втрат обладнанням та вибір ефективних та економічно виправданих методів теплоутилізації також залежать від особливостей розвитку природно-конвективних течій.

Розглянемо турбулентну течію, що викликана природною конвекцією, у плоскому каналі, створеному вертикальними паралельними тепловіддавальними поверхнями з заданими температурами ($T_{n1} \geq T_{n2}$).

Схему розвитку конвективних потоків показано на рис. 2а. Для такої течії слід виділити три характерні ділянки: I — вільна течія; II — формування сумарного потоку, де вище рівня початку взаємодії $x_{вз}$ відбувається трансформація профілей швидкостей та температур внаслідок турбулентного змішування потоків, що взаємодіють; III — стабілізованої течії, де вище рівня $x_{ст}$ профілі швидкостей і температур стають сталими та незалежними від висоти нагрітих поверхонь.

Система рівнянь нерозривності, руху та енергії, що описує течію конвективних потоків в плоскому каналі, в наближенні теорії граничного шару та теорії Бусинеска, має вигляд [3].

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0; \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g\beta(T - T_0) + \frac{\partial}{\partial y}(-u'v'); \quad (2)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\nu}{Pr} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial}{\partial y}(-T'v'). \quad (3)$$

Для I ділянки параметри конвективного потоку в області турбулентного режиму визначаються напівемпіричним методом [4] на основі рівнянь (2) та (3), що записані з урахуванням певних припущень [5] в інтегральному вигляді:

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta} u^2 dy = -\frac{\delta}{\rho} \frac{dp}{dx} + g\beta \int_0^{\delta} (T - T_0) dy - \frac{\tau_w}{\rho}; \quad (4)$$

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta} (u \Delta T) dy = \frac{q_w}{\rho C_p}. \quad (5)$$

Дотикова напруга на поверхні знаходиться за виразом, що аналогічний закону тертя Блазіуса

$$\tau_w = D_{1-1} \rho u_1^2 \left(\frac{v}{u_1 \delta} \right)^k. \quad (6)$$

Питомий тепловий потік на тепловіддавальній поверхні запишемо, користуючись аналогією Рейнольдса з поправкою у вигляді множника $Pr^{-2/3}$, що враховує відхилення аналогії при числах Прандтля $Pr \neq 1$ [4,6].

$$q_w = D_{1-1} \rho C_p u_1 \Delta T_w \left(\frac{v}{u_1 \delta} \right)^k Pr^{-2/3}. \quad (7)$$

Розподіл температур і швидкостей в граничному шарі наближено описується за допомогою залежностей Еккерта і Джексона [6] з уточненням значень ступенів у результаті теоретичного аналізу [7].

$$\Delta T = \Delta T_w \left[1 - \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \right]; \quad (8)$$

$$u = \varphi u_1 \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2. \quad (9)$$

У результаті інтегрування рівнянь (4), (5), з врахуванням виразів (8), (9) запишемо систему рівнянь у диференціальному вигляді:

$$\begin{aligned} 0,1098 \varphi^2 \frac{d}{dx} (u_1^2 \delta) = & -K D_{1-1} \delta v^k \frac{d}{dx} [x u_1^{2-k} \delta^{-k-1}] + \\ & + 0,125 g \beta \delta \Delta T_w - D_{1-1} u_1^2 \left(\frac{v}{u_1 \delta} \right)^k; \end{aligned} \quad (10)$$

$$0,0527 \varphi \frac{d}{dx} (u_1 \delta) = D_{1-1} u_1 \left(\frac{v}{u_1 \delta} \right)^k \text{Pr}^{-2/3}. \quad (11)$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь знаходимо у вигляді

$$u_1 = C_{1-1} x^p; \quad (12)$$

$$\delta = C_{1-2} x^d. \quad (13)$$

Розв'язуючи сумісно системи рівнянь (10)—(13) та диференціюючи, отримаємо:

$$\begin{aligned} & 0,1098 \varphi^2 C_{1-1}^2 C_{1-2} (2p+d) x^{2p+d-1} = \\ & = -K D_{1-1} C_{1-1}^{2-k} C_{1-2}^{-k} v^k [p(2-k) - d(k+1) + 1] x^{p(2-k) - d(k+1) + d} + \\ & + 0,125 g \beta \Delta T_w C_{1-2} x^d - D_{1-1} v^k C_{1-1}^{1-k} C_{1-2}^{-k} x^{2p-k(p+d)}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$0,0527 \varphi C_{1-1} C_{1-2} (p+d) x^{p+d-1} = D_{1-1} v^k C_{1-1}^{1-k} C_{1-2}^{-k} x^{p-k(p+d)} \text{Pr}^{-2/3}. \quad (15)$$

Враховуючи, що система рівнянь (14), (15) задовольняється за будь-яких значень x тільки за умови рівності показників степенів при змінній x , а також розглядаючи сталий тепловий потік по висоті поверхні, знаходимо

$$d = p = k = \frac{1}{2}. \quad (16)$$

Тоді, розв'язуючи систему (14), (15) щодо параметричних сталих C_{1-1} , C_{1-2} з урахуванням виразів (12), (13) знаходимо товщину граничного шару δ і величину характерної швидкості u_1 .

$$\delta = 6,104 \varphi^{-1/2} D_{1-1}^{2/3} \left(\frac{g \beta \Delta T_w}{\nu^2} \right)^{-1/6} \text{Pr}^{-1/3} \left(\frac{3,125 p + (K+1) \text{Pr}^{2/3}}{\text{Pr}^{2/3}} \right)^{1/6} x^{1/2}; \quad (17)$$

$$u_1 = 1,5401 \varphi^{-1/2} v \left(\frac{g \beta \Delta T_w}{\nu^2} \right)^{1/2} \text{Pr}^{-1/3} \left(\frac{3,125 p + (K+1) \text{Pr}^{2/3}}{\text{Pr}^{2/3}} \right)^{-1/2} x^{1/2}. \quad (18)$$

Локальне число Нусельта дорівнює:

$$Nu_x = \frac{q_x}{\Delta T_w \lambda}. \quad (19)$$

Розв'язуючи сумісно рівняння (7), (17), (18), отримаємо:

$$Nu_x = 0,5 D_{1-1}^{2/3} \left(\frac{Pr^{2/3}}{3,125p + (K+1)Pr^{2/3}} \right)^{1/3} Ra_x^{1/3} = D_{1-2} Ra_x^{1/3}. \quad (20)$$

За експериментальними дослідженнями [4,8,9] $D_{1-2} = 0,1 \dots 0,148$. З урахуванням уточнених даних [10] приймаємо $D_{1-2} = 0,13$. Тоді, розглядаючи значення D_{1-1} з виразу (20) знаходимо:

$$D_{1-1} = 0,1326 (3,89 \phi + K + 1)^{1/2}. \quad (21)$$

На рис. 2 б наведені теоретичні [4, 6, 11] та експериментальні [8, 9] дані по розподілу температур та швидкостей для природної турбулентної конвекції біля нагрітих вертикальних поверхонь, що оброблені у вигляді

$$\Delta T / \Delta T_w = f\left(\frac{y}{x} Gr^{0,1}\right); \quad u / u^* = f\left(\frac{y}{x} Gr^{0,1}\right),$$

де $u^* = (g\beta\Delta T x)^{0,5}$ — характеристична швидкість, м/с. Слід зазначити, що теоретичні залежності [4, 6, 11] досить наближено описуючи профіль безрозмірної швидкості, дають більш точні значення середніх швидкостей і температур.

У відповідності з експериментальними даними [8,9] та нашими теоретичними залежностями (8), (9), (17), (18), (21) розв'язуємо оптимізаційну задачу знаходження числових значень коефіцієнтів D_{1-1} та ϕ . Розглядаючи сумісно рівняння (8), (17), (21) та приймаючи фізичні параметри при $T_0 = 20^\circ\text{C}$, що в діапазоні можливих температур достатньо припустимо, отримуємо:

$$\frac{\Delta T}{\Delta T_w} = 1 - \left(\frac{y}{x} Gr^{0,1} B_c \right)^{1/7}, \quad (22)$$

де

$$B_c = 0,502 (0,803/\phi + 3,12)^{-1/2} Gr^{1/15}. \quad (23)$$

Симплекс B_c знаходимо за експериментальними даними Чізрайта, Гриффитса та Девиса (рис. 2 б)

$$B_c = \frac{\left(1 - \frac{\Delta T}{\Delta T_w} \right)^7}{\frac{y}{x} Gr^{0,1}}. \quad (24)$$

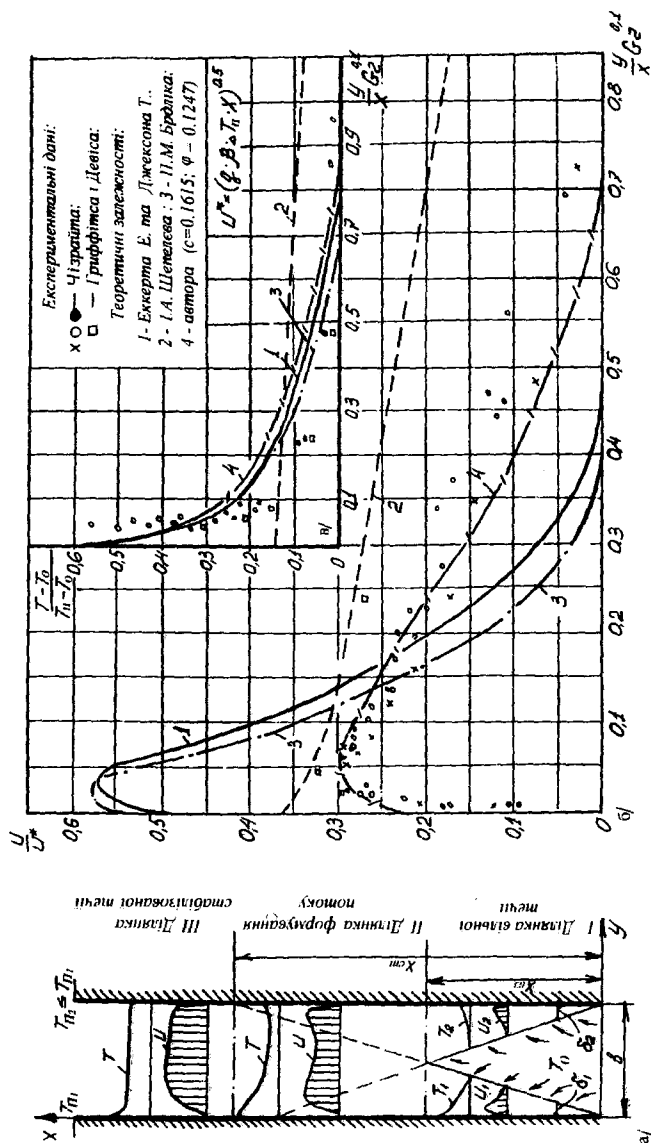


Рис. 2. Природна турбулентна конвекція біля вертикальних теплоіспадальних поверхонь:

а — схема розвитку конвективних потоків; б, в — теоретичні та експериментальні дані розподілу швидкостей (б) і температур (в) конвективного потоку на ділянці вільної течії

Переходячи на безрозмірний комплекс u/u^* для зіставлення запропонованих теоретичних даних з експериментальними [8,9], розв'язуємо сумісно рівняння (9) та (18) у наведеному вище вигляді для u/u^* та знаходимо:

$$\frac{u}{u^*} = 1,54 \left(\frac{0,803}{\Phi} + 3,12 \right)^{-1/2} \left(\frac{y}{x} \text{Gr}^{0,1} B_c \right)^{1/7} \left(1 - \frac{y}{x} \text{Gr}^{0,1} B_c \right)^2. \quad (25)$$

Тоді коефіцієнт Φ дорівнює:

$$\Phi = \frac{0,803}{\left[\frac{u/u^*}{1,54 \left(\frac{y}{x} \cdot \text{Gr}^{0,1} B_c \right)^{1/7} \left(1 - \frac{y}{x} \cdot \text{Gr}^{0,1} B_c \right)^2} \right]^2 - 3,12}. \quad (26)$$

На підставі набору експериментальних даних (рис. 2 б) для u/u^* та $\Delta T/\Delta T_w$ в залежності від $y/x \cdot \text{Gr}^{0,1}$, та враховуючи, що наша незалежна змінна відрізняється на величину симплекса B_c , застосуємо наступний алгоритм розрахунку, що наведено нище:

1. Знаходять середньоарифметичне значення симплекса $\bar{B}_c$ за формулою (24), маючи набір експериментальних даних

$$\Delta T/\Delta T_w = f \left(\frac{y}{x} \text{Gr}^{0,1} \right).$$

2. Визначають коефіцієнт Φ з рівняння (26) для кожного значення незалежної змінної, набору експериментальних даних для безрозмірної швидкості u/u^* та $\bar{B}_c$.

3. Розраховують середньоарифметичне значення $\bar{\Phi}$. При цьому враховується те, що впливає з рівняння (25), навколо точки 1 — $y/x \cdot \text{Gr}^{0,1} B_c = 0$ значення знаменника нескінченно зростає. Незалежна змінна в цьому випадку наближається до значення $y/x \cdot \text{Gr}^{0,1} \approx 1/B_c$.

4. За формулою (21) величиною $\bar{\Phi}$ визначають величину сталої D_{1-1} .

5. Орієнтуючись на величини $\bar{B}_c$ та $\bar{\Phi}$ за формулою (23) знаходять значення числа Грасгофа, за яким виконувався розрахунок.

6. За залежностями (22) та (25), приймаючи розрахункові значення $\overline{B}_c$, $\overline{\varphi}$, D_{1-1} та задаючись значеннями $y/x \cdot Gr^{0.1}$ визначають $\Delta T/\Delta T_w$ та u/u^* , що відповідають теоретичним даним.

При визначенні B_c моделювалася ситуація, за якої враховувалося більше експериментальних значень $\Delta T/\Delta T_w$ в пристінній області граничного шару.

Для оперативного розрахунку даної оптимізаційної задачі було створено відповідну ПЕОМ програму.

Прорахунок численних масивів даних для різних вибраних значень коефіцієнтів показав, що адекватно описує експериментальні дані крива $u/u^* = f(y/x \cdot Gr^{0.1})$, якій відповідають наступні значення $\overline{\varphi} = 0,125$; $D_{1-1} = 0,162$; $Gr = 8,28 \cdot 10^{11}$; $\overline{B}_c = 1,313$ (рис. 2 б). При цьому значні варіації величин B_c та Gr ($B_c = 1 \dots 1,65$; $Gr = 7 \cdot 10^9 \dots 2 \cdot 10^{13}$) практично не впливають на константи D_{1-1} та $\overline{\varphi}$, що підтверджує прийнятність отриманих рішень.

Для практичного застосування параметри вільного турбулентного конвективного потоку біля нагрітої вертикальної поверхні наведені у таблиці.

Теплообмін на підставі формули (20) характеризується залежністю

$$Nu_x = 0,13 Ra_x^{1/3},$$

що цілком збігається з даними експериментальних досліджень М. А. Міхеєва [12] для $Pr > 0,7$.

Для розв'язування задачі турбулентної течії та теплообміну у вертикальному плоскому каналі для ділянок II та III (рис. 2 а) використаємо наступні безрозмірні комплекси, деякі з яких використовувалися в роботі [3]:

$$u' = \frac{u b^2}{H \nu Gr}; \quad v' = \frac{\nu b^2}{H \nu}; \quad x' = \frac{x}{H Gr}; \quad y' = \frac{y}{b}; \quad \delta' = \frac{\delta}{b}; \quad \Theta = \frac{T - T_0}{T_{w1} - T_0}; \quad r = \frac{T_{w2} - T_0}{T_{w1} - T_0};$$

$$p' = \frac{(p - p_0) b^2}{\rho \nu^2 Gr^2}; \quad Gr = \frac{g \beta (T_{w1} - T_0) b^4}{H \nu^2}; \quad q' = \frac{q b}{\rho C_p \nu (T_{w1} - T_0)}; \quad \tau' = \frac{\tau b^3}{H \nu^2 \rho Gr^2};$$

$$\epsilon_l = 1 + \frac{\epsilon}{\nu} \frac{Pr}{Pr_l}; \quad \epsilon_u = 1 + \frac{\epsilon}{\nu}.$$

Тоді для ділянки I вільної течії (рис. 2 а) після певних перетворень система рівнянь (4), (5) запишеться у вигляді

$$\frac{d}{dx'} \int_0^{\delta'} (u')^2 dy' = \int_0^{\delta'} \Theta dy' - \tau'; \quad (27)$$

$$\frac{d}{dx'} \int_0^{\delta'} u' \Theta dy' = q'. \quad (28)$$

Враховуючи отримані раніше залежності (таблиця) та використовуючи безрозмірні комплекси, після математичної обробки можна записати так:

$$\Theta = 1 - (y' / \delta')^{1/7};$$

$$u' = 0,125 u'_1 (y' / \delta')^{1/7} (1 - y' / \delta')^2;$$

$$\delta' = 5,178 \cdot \text{Pr}^{-1/3} \left[\frac{0,389 + \text{Pr}^{2/3}}{\text{Pr}^{2/3}} \right]^{1/6} (b')^{-1/3} (x')^{1/2};$$

$$u'_1 = 4,335 \cdot \text{Pr}^{-5/6} \left[\frac{\text{Pr}^{2/3}}{0,389 + \text{Pr}^{2/3}} \right]^{1/2} (x')^{1/2},$$

де $b' = \frac{b}{H \cdot \text{Gr}}$ — відносна безрозмірна ширина плоского каналу.

Таблиця

**Параметри вільного конвективного потоку
біля нагрітих вертикальних поверхонь**

Параметри	Розрахункові залежності	
	у загальному вигляді	для "стандартних" умов $t_0 = 20^\circ \text{C}$
1	2	3
Надлишкова температура, $^\circ \text{C}$	$\Delta T = \Delta T_w \left[1 - \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \right]$	$\Delta T = \Delta T_w \left[1 - \Delta T_w^{0,02} \left(\frac{y}{\sqrt{x}} \right)^{0,14} \right]$

1	2	3
Швидкість в довільній точці потоку, м/с	$u = 0,125u_1 \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2$	$u = 0,014 \Delta T_w^{0.52} x^{0.5} \left(\frac{y}{\sqrt{x}} \right)^{0.14} \times \left(1 - 3,662 \Delta T_w^{0.17} \frac{y}{\sqrt{x}} \right)^2$
Товщина граничного шару (конвективного потоку), м	$\delta = B \Delta T_w^{-1/6} x^{1/2};$ $B = 5,178 \left[\frac{(0,389 + \text{Pr}^{2/3}) \nu^2}{g \beta \text{Pr}^{2/3}} \right]^{1/6} \times \text{Pr}^{-1/3}$	$\delta = 0,218 \Delta T_w^{-0.17} x^{0.5}$
Характерна швидкість, м/с	$u_1 = A \Delta T_w^{1/2} x^{1/2};$ $A = 4,355 \left[\frac{g \beta \text{Pr}^{2/3}}{0,389 + \text{Pr}^{2/3}} \right]^{1/2} \text{Pr}^{-5/6}$	$u_1 = 0,86 \Delta T_w^{0.5} x^{0.5}$
Середня швидкість потоку, м/с	$\bar{u} = 0,032 u_1$	$\bar{u} = 0,028 \Delta T_w^{0.5} x^{0.5}$
Максимальна швидкість потоку, м/с	$u_{\max} = 0,0738 u_1$	$u_{\max} = 0,064 \Delta T_w^{0.5} x^{0.5}$
Масою витрата повітря, кг/с	$G_k = 0,0324 \rho u_1 \delta \cdot l$	$G_k = 7,29 \cdot 10^{-3} \Delta T_w^{0.33} x \cdot l$
Середня температура у шарі, °C	$\Delta \bar{T} = 0,125 \Delta T_w$	$\Delta \bar{T} = 0,125 \Delta T_w$
Кількість теплоти, що переноситься потоком, Вт	$Q_k = 0,04 \rho C_p u_1 \delta \cdot l \cdot \Delta T_w$	$Q_k = 9,04 \Delta T_w^{1.33} \cdot x \cdot l$

На ділянці формування відбувається трансформація профілей швидкості і температури сумарного потоку від рівня взаємодії ($x_{вз}$) до рівня стабілізації ($x_{ст}$). Тому наведемо у загальному вигляді основні рівняння розподілу швидкостей і температур з повністю розвиненим профілем (III ділянка) при асиметричному нагріванні вертикальних пластин, що розв'язуються чисельно методом Рунге-Кутта за розробленою програмою.

За основу прийняті рівняння руху (2) і енергії (3), які після перетворень з урахуванням безрозмірних комплексів мають вигляд:

$$u' \frac{\partial u'}{\partial x'} + v' \frac{\partial u'}{\partial y'} = -\frac{dp}{dx'} + \frac{\partial}{\partial y'} \left(\epsilon_u \frac{\partial u'}{\partial y'} \right) + \Theta; \quad (29)$$

$$u' \frac{\partial \Theta}{\partial x'} + v' \frac{\partial \Theta}{\partial y'} = \frac{\partial}{\partial y'} \left(\epsilon_t \frac{\partial \Theta}{\partial y'} \right) \frac{1}{Pr}. \quad (30)$$

Розподіл температур та швидкостей знаходимо при сумісному розв'язуванні системи вихідних диференціальних рівнянь:

$$\tau' = \epsilon_u \frac{du'}{dy'}; \quad (31)$$

$$\Theta = -\frac{p'_{cm}}{x'_{cm}} - \frac{d\tau'}{dy'}; \quad (32)$$

$$\frac{d}{dy'} \left(\epsilon_t \frac{d^2 \tau'}{d(y')^2} \right) = 0 \quad (33)$$

диференціального рівняння для дотикової напруги

$$\frac{d^2 \tau'}{d(y')^2} = \frac{C_{3-3}}{0,5 + \sqrt{0,25 + \tau' \cdot Gr \cdot B_1^2}} \quad (34)$$

з граничними умовами

$$\left. \frac{d\tau'}{dy'} \right|_{y'=0} = -1; \quad \left. \frac{d\tau'}{dy'} \right|_{y'=1} = -r$$

та інтегрального рівняння

$$u' = \int_0^{y'} \frac{\tau' dy'}{0,5 + \sqrt{0,25 + \tau' \cdot Gr \cdot B_1^2}}, \quad (35)$$

де

$$B_1 = 0,25 \left[0,14 - 0,08(1 - 2y')^2 - 0,06(1 - 2y')^4 \right]^2 \cdot [1 - \exp(-y'/A')]^2; \quad (36)$$

$$A' = \frac{26\nu}{u_\tau \cdot b}; \quad (37)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2}; \quad (38)$$

$$C_3 = \varepsilon_t \frac{d^2 \tau'}{d(y')^2}. \quad (39)$$

Середнє по перерізу значення температури і швидкості приймаємо як середньоінтегральне з рівнянь (32), (35).

Через те що ділянка формування потоку є перехідною від першої до третьої ділянки (рис. 2 а), розв'язок задачі розподілу швидкості та температури для ділянки ІІ шукаємо за припущенням, що швидкісні і температурні профілі відомі на границях. Тоді припускаємо, що залежності, якими описується рух потоку в зоні формування, будуть такими:

$$u' = u'_{вз}(y')[1 - f(x')] + u'_{ст}(y')f(x'); \quad (40)$$

$$\Theta = \Theta_{вз}(y')[1 - f(x')] + \Theta_{ст}(y')f(x'), \quad (41)$$

де u', Θ — профілі швидкості і температури на ділянках формування, як функції від x', y' ;

$u'_{вз}, \Theta_{вз}$ — профілі швидкості і температури на початку ділянки формування (початок взаємодії потоків), як функції від y' ;

$u'_{ст}, \Theta_{ст}$ — профілі швидкості і температури у кінці ділянки формування (початок ділянки стабілізації потоку), як функції від y' ;

$f(x')$ — функція деформації профілей швидкості і температури.

Граничні умови будуть такими:

$$\text{при } x' = x'_{вз} = \frac{x_{вз}}{h \cdot Gr} : u' = u'_{вз}(y'); \quad f(x') = 0; \quad (42)$$

$$\text{при } x' = x'_{\text{ст}} = \frac{x_{\text{ст}}}{h \cdot \text{Gr}} : u' = u'_{\text{ст}}(y'); f(x') = 1. \quad (43)$$

Маючи на увазі функціональні залежності величин, використовують вирази:

$$\begin{aligned} f &= f(x'); & u' &= u'(x', y'); & \Theta &= \Theta(x', y'); \\ u'_{\text{вз}} &= u'_{\text{вз}}(y'); & u'_{\text{ст}} &= u'_{\text{ст}}(y'); \\ \Theta_{\text{вз}} &= \Theta_{\text{вз}}(y'); & \Theta_{\text{ст}} &= \Theta_{\text{ст}}(y'). \end{aligned}$$

Рівняння енергії (3) з урахуванням рівняння нерозривності (1) після ряду перетворень можна записати:

$$\frac{\partial}{\partial x} [u(T - T_o)] + \frac{\partial}{\partial y} [v(T - T_o)] = a \frac{\partial^2}{\partial y^2} (T - T_o) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\varepsilon}{\text{Pr}_t} \frac{\partial}{\partial y} (T - T_o) \right]; \quad (44)$$

Після інтегрування по змінній y , приймаючи, що в стабілізованому режимі руху поперечна складова швидкості дорівнює нулю, отримаємо:

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^b [u(T - T_o)] dy = a \frac{\partial}{\partial y} (T - T_o) \Big|_0^b + \frac{\varepsilon}{\text{Pr}_t} \frac{\partial}{\partial y} (T - T_o) \Big|_0^b. \quad (45)$$

З урахуванням безрозмірних комплексів і використовуючи формулу Ньютона-Лейбниці, рівняння (45) набуває вигляду:

$$\frac{\partial}{\partial x'} \int_0^1 u' \Theta dy' = \frac{1}{\text{Pr}} \left[\frac{\partial \Theta}{\partial y} \Big|_{y'=1} - \frac{\partial \Theta}{\partial y} \Big|_{y'=0} \right]. \quad (46)$$

Подальше розв'язування полягає у наступному:

- інтегрується ліва частина рівняння (46) з урахуванням (40) та (41);
- диференціюється рівняння температури в довільній точці турбулентного потоку зони формування (41) за змінною y' ;
- визначається залежність, що встановлює функціональний зв'язок між незалежною змінною x' та функцією деформації профілей f

$$x' = x'_{\text{вз}} + \frac{C_{2-5} f}{C_{2-7}} - \frac{C_{2-5} \cdot C_{2-6} - C_{2-4} \cdot C_{2-7}}{C_{2-7}^2} \cdot \ln \left| 1 + \frac{C_{2-7}}{C_{2-6}} f \right|, \quad (47)$$

де

$$C_{2-5} = 2(C_{2-1} - C_{2-2} + C_{2-3}); \quad C_{2-6} = \frac{1}{Pr} [\Theta_{в3}(1) - \Theta_{в3}(0)];$$

$$C_{2-7} = \frac{1}{Pr} [\Theta_{в3}(0) - \Theta_{в3}(1) + \Theta_{ст}(1) - \Theta_{в3}(0)];$$

$$C_{2-1} = \int_0^1 u'_{в3} \Theta_{в3} dy'; \quad C_{2-2} = \int_0^1 (u'_{в3} \Theta_{ст} + u'_{ст} \Theta_{в3}) dy';$$

$$C_{2-3} = \int_0^1 u'_{ст} \Theta_{ст} dy'; \quad C_{2-4} = C_{2-2} - 2C_{2-1};$$

(43) Довжину ділянки зони формування визначаємо з граничних умов

$$x'_{ст} = \frac{C_{2-5}}{C_{2-7}} - \frac{C_{2-5} \cdot C_{2-6} - C_{2-4} \cdot C_{2-7}}{C_{2-7}^2} \cdot \ln \left| 1 + \frac{C_{2-7}}{C_{2-6}} \right|. \quad (48)$$

Наведені системи рівнянь розв'язуються методом Рунге-Кутта, та для практичного використання виконані у вигляді графічних залежностей.

Отримані результати дають змогу з інших теоретичних позицій підходити до визначення величин потрібного повітрообміну та теплових умов у промислових спорудах з переважно вертикальними тепловіддавальними поверхнями, на відміну від приміщень з тепловими джерелами, що розташовані в нижній зоні.

Так, зокрема, за схемою організації повітрообміну в головних корпусах ТЕС “знизу—угору”, що звичайно застосовується до останнього часу, неминуче значне температурне розшарування повітря по висоті котельного відділення (температурний перепад досягає 25 °С та більше). Це призводить до перегріву верхньої зони в теплий період та переохолодженню нижньої зони в холодний період року, а також до безконтрольних втрат теплоти, що міститься у високотемпературних конвективних потоках.

Тому запропоновано та реалізовано на ряді ТЕС зональну систему вентиляції з подачею та видаленням повітря на різних рівнях [13]. Припливне повітря поступає в котельне відділення (рис. 1а) перетоком з машинного відділення, в верхню зону протягом всього року з параметрами зовнішнього повітря (механічним шляхом), в нижню зону нижче позначки робочої ділянки після відповідної обробки в тепломасообмін-

них блоках в залежності від пори року (природним та механічним шляхом).

Для зниження теплових втрат та зменшення запиленості котельного відділення передбачено забір повітря на дуття в котли за допомогою кільцевих повітропроводів рівномірного всмоктування біля котла.

Зважаючи на умови розвитку конвективних потоків та специфіку об'ємно-планувальних рішень, надлишок повітря найраціональніше видаляти природним шляхом через незадуваючі витяжні світлоаераційні панелі з V-подібними вертикальними стулками, що розташовані у зовнішніх огорожах котельного відділення, які виконуються з безліхтарним покриттям [14, 15].

Розрахунок повітрообміну у головному корпусі виконується на підставі розміщення обладнання та розподілу теплонаходжень, площі і температури еквівалентних нагрітих поверхонь з урахуванням диференційованих теплових навантажень в окремих зонах ідентичних режимів руху конвективних потоків (рис. 1 б). У границях кожної зони визначають температуру та витрати повітря в конвективних потоках на рівні верхньої кромки котлоагрегатів в залежності від умов їх розвитку (рис. 2 а).

При визначенні площ припливних та витяжних прорізів необхідно враховувати додатковий внутрішній тиск (розрідження), що створюється системами механічної вентиляції та дуттьового повітря при їх дисбалансі.

У котельному відділенні при розрахунку повітрообміну та визначенні температурного режиму по висоті також виділяється три зони (рис. 1а) з характерними для кожної з них балансами мас та збереження теплової енергії.

Температура видаляючого повітря t_v в теплий період визначається з рівняння повітряно-теплого балансу нижньої та середньої зон котельного відділення (до верхнього рівня котлоагрегатів)

$$t_{\text{вII}} = [3,6(Q_{\text{ДО}} + Q_{\text{КО}}) + C_p G_{\text{ПЕР}} t_{\text{ПЕР}} + C_p G_{\text{ПАК}} t_3 + C_p G_{\text{ПМК}}^{\text{H}3} t_3 - C_p G_{\text{ПМК}}^{\text{C}3} t_{\text{Д}}^{\text{C}3}] / C_p G_{\text{вII}}, \quad (49)$$

тоді температура повітря, що видаляється через витяжні аераційні панелі, дорівнює:

$$t_{\text{ВАК}} = [G_{\text{вII}} t_{\text{вII}} + G_{\text{ПМК}}^{\text{B}3} t_3 - G_{\text{Д}}^{\text{B}3} t_{\text{Д}}^{\text{B}3}] / G_{\text{ВАК}}, \quad (50)$$

У холодний період року, приймаючи, що витрата повітря в конвективних потоках ΣG_k дорівнює витраті повітря, що поступає з зони I в зону II, а витрата рециркуляційного повітря G_p , що поступає в нижню зону, відповідає витратам повітря в конвективних потоках біля охолоджених поверхонь огорож (таблиця), визначають середню температуру повітря, що видаляється із зони II $t_{вII}$, середню температуру верхньої $t_{вI}$ та нижньої $t_{нI}$ зон котельного відділення, а також

$$t_{BAK} = \left[G_{вII} t_{вII} + G_{ПМК}^{B3} t_3 - G_D^{B3} t_D^{B3} - (0,25 G_p t_{вII} + \Delta \bar{t}_p) - 0,5 G_p t_{нI} \right] / (G_{BAK} + 0,25 G_p), \quad (51)$$

де $\Delta \bar{t}_p$ — середня надлишкова температура в конвективному спадяючому потоці.

Програмою розрахунку на ПЕОМ передбачено прорахунок варіантів за оптимальним поточкорозподіленням, виходячи з умов, що температура верхньої та нижньої зон котельного відділення знаходяться на припустимому мінімумі (в холодний період року) або припустимому максимумі (теплий період) при економічно виправданому мінімальному градієнті температур по висоті.

Наведена математична модель може використовуватися для розрахунку течії, що викликана природною конвекцією в одиночному вертикальному плоскому каналі. Для математичного моделювання повітряного та температурного режимів головного корпусу ТЕС у цілому, де умови для течії повітря та теплопереносу є набагато складнішими, потрібно розглядати аеродинамічну та теплову моделі цього корпусу з використанням числового розв'язку повної системи рівнянь турбулентного переносу імпульсу та енергії для потоку.

Через значну складність внутрішньої будови корпусу, розглянемо його спрощену модель, до якої входять лише головні структурні елементи та джерела теплонадходжень (котел, деаератор, турбогенератор) з умовною геометрією. Спрощуються також умови для руху повітряних потоків. Враховуючи, що блочна компоновка ТЕС передбачає паралельні зв'язки як технологічного обладнання, так і рух вентиляційних течій, задача розглядається як двовірна у вертикальній площині, що проходить через котел, деаератор та турбогенератор.

Розглянемо результати числового моделювання повітряно-теплого режиму головного корпусу ТЕС. Схема повітрообміну в даному випадку передбачає механічний та природний (аераційний) приплив повітря у машинне відділення (по ряду А). У котельне відділення повітря

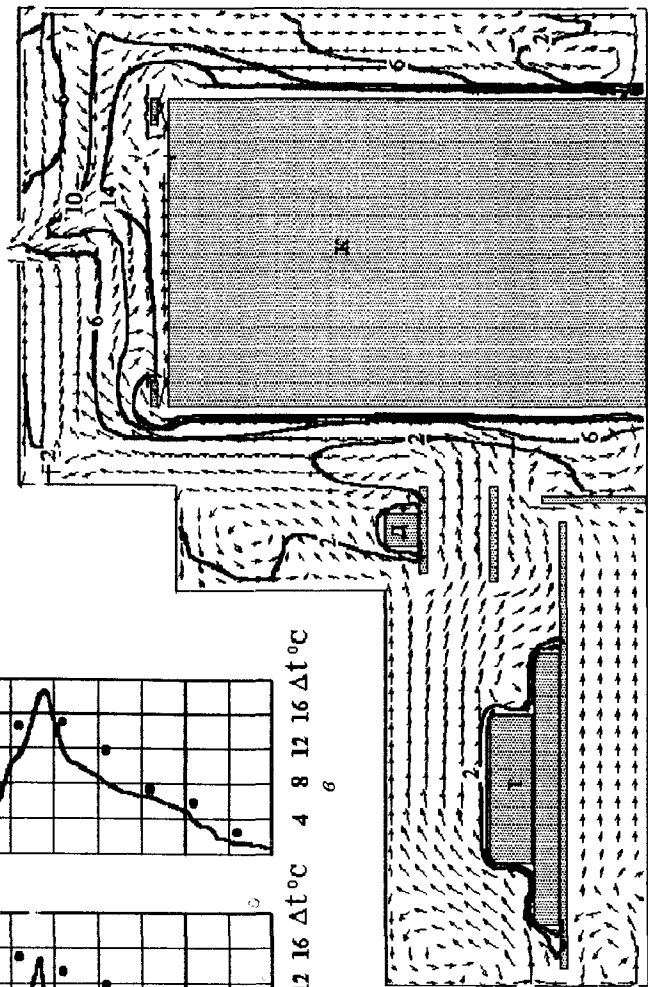
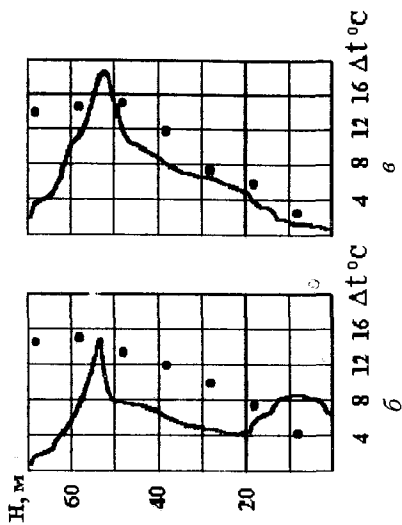
поступає перетоком з машинного відділення, а також зовні (у верхню зону по рядах В і Г та в нижню зону по ряду Г) механічним шляхом. Забір повітря на дуття в котли здійснюється за допомогою повітропроводів рівномірного всмоктування з верхньої кромки котла. Видаляється повітря через аераційний ліхтар, що знаходиться на перекритті котельного відділення.

Для розв'язування задачі задаються значення температур на поверхнях джерел теплонадходження та на зовнішніх поверхнях огорож. Відомими вважаються також витрати повітря через пристрої його механічної подачі та видалення. В аераційних прорізах та на рівні аераційного ліхтаря задаються значення тиску. Відповідні витрати повітря визначаються в результаті розв'язування задачі.

Система диференціальних рівнянь турбулентного переносу доповнюється рівняннями нерозривності та рівняннями прийнятої моделі турбулентності. Система рівнянь розв'язується методом скінченних різниць з використанням матричної прогонки для рішення різницевих рівнянь.

На рис. 3 наведені результати числового моделювання полів швидкостей та температур у приміщенні головного корпусу ТЕС з енергоблоками 200 МВт. Температура поверхні котлоагрегату становить 55 °С, поверхонь турбогенератора та деаератора — 35 °С. Температура зовнішнього середовища — 25 °С (теплий період). Як видно з рис. 3 а, течія повітря має складний характер. У кожному відділенні існують вихорні зони, які в значній мірі впливають на характер розподілу температур у приміщенні головного корпусу. Ізотерми, що відображені на рис., відповідають рівню надлишкової температури $\Delta t = t - t_0$ в наданій точці. Як видно з рис. 3 а, в машинному відділенні, завдяки інтенсивній аерації, надлишкова температура тільки безпосередньо біля турбогенератора перевищує 2 °С. В котельному відділенні надлишкова температура зростає з висотою, і над котлоагрегатом становить 14...16 °С. Розподіл надлишкової температури по висоті котельного відділення перед котлоагрегатом та за ним відображено на рис. 3 б та 3 в відповідно. Точками нанесені дані, одержані методом фізичного моделювання на тепловій моделі.

Температура повітря, що видаляється через аераційний ліхтар, перевищує температуру навколишнього середовища в середньому на 6 °С. Порівняно низький рівень температури видаляючого повітря зумовлено заходами по енергозбереженню, а саме: забором теплого повітря на дуття з верхньої кромки котла та механічною подачею зовнішнього повітря у верхню частину котельного відділення.



а

Рис. 3. Результати числового моделювання полів швидкостей і температур в головному корпусі ТЕС з енергоблоками 200 МВт:
 а — поля швидкостей і температур у поперечному перерізі енергоблока; б, в — графіки розподілу температур по висоті відповідно перед та за котлоагрегатом: — по розрахунку; • — результати фізичного моделювання

Наведені результати числового моделювання у цілому узгоджуються з даними фізичного моделювання, особливо у вертикальній площині за котлоагрегатом до його верхньої кромки. Деяка розбіжність результатів перед котлоагрегатом та над ним зумовлена, головним чином, надто складним характером течії повітря в цих зонах, що не відповідає умовам двомірної постановки задачі. Разом з тим, середнє значення вертикального градієнта температури в котельному відділенні приблизно збігається з даними фізичного моделювання в обох вертикальних площинах.

При прогнозуванні теплового режиму герметичних об'ємів реакторного відділення АЕС в залежності від їх призначення (ті, що обслуговуються, напівобслуговуються, не обслуговуються) розглядаються санітарні або лише технологічні вимоги до повітряного середовища. Враховуючи взаємне розміщення технологічного обладнання та відповідно умови розвитку конвективних потоків, вибирають розрахункову математичну модель (рис. 2 а) для кожної з характерних зон, на які розподіляється приміщення.

Повітророзподіл в таких приміщеннях повинен забезпечувати мінімальний перепад температур по висоті та максимально припустиму середню температуру. Припливні струмені, що розвиваються у стиснутих об'ємах, розраховуються таким чином, щоб не інтенсифікувалися теплообмінні процеси між нагрітими поверхнями обладнання та навколишнім середовищем, тобто температура і швидкість в струминних і конвективних течіях при їх взаємодії повинні бути порівнянні. Тому для АЕС з ВВЕР-1000, в турбінних відділеннях яких було застосовано принципово новий зональний розподіл всього об'єму по висоті, та в приміщеннях "суворого" режиму передбачена подача повітря через нові конструкції транзитних повітророзподільників на різних рівнях швидкостях струменями.

ВИСНОВКИ

1. Розв'язано оптимізаційну задачу за кореляцією теоретичних залежностей експериментальних даних розподілу температур та швидкостей в природному турбулентному вільному конвективному потоці, що розвивається у вільних умовах.

2. Розглянуто фізико-математичну модель турбулентних течій та теплообміну у вертикальних плоских каналах для природної конвекції при асиметричному нагріванні поверхонь. Числове рішення виконано методом скінченних різниць. Виділено по висоті три ділянки розвитку потоку з характерними для кожного з них умовами формування темпера-

турних та швидкісних полів. Отримане рішення знаходить практичне застосування для розрахунку теплових умов та повітряного режиму приміщень з розміщенням тепловиділяючого обладнання по висоті, а також при теплообміні у вузьких щілинах, багатошарних екранах, при повітряному охолодженні обладнання та ін.

3. Запропоновано зональну схему організації повітрообміну в головних корпусах ТЕС та метод її розрахунку, який засновано на розв'язку вперше отриманої математичної моделі переносу теплової енергії та розвитку конвективних потоків у вільних та стиснених умовах біля нагрітих вертикальних поверхонь. При розрахунку на ПЕОМ оптимізується потокорозподіл для досягнення припустимого співвідношення температур у верхній та нижній зонах та мінімального перепаду температур по висоті. В результаті знижується температурне розшарування повітря по висоті котельного відділення, локалізуються забруднені нагріті повітряні потоки в місцях їх утворення, знижуються витрати теплової енергії на обігрів дуттьового та припливного повітря, поліпшуються стан повітряного середовища на робочих майданчиках та умови експлуатації огорожуючих конструкцій у верхній зоні.

4. Результати розрахунку повітряно-теплового режиму головного корпусу ТЕС та їх порівняння з результатами експериментальних досліджень показали придатність числового моделювання для використання в інженерній практиці замість висококоштовного фізичного моделювання, а іноді і натурального експерименту.

5. Враховуючи специфіку об'ємно-планувальних рішень і характер формування конвективних течій головні корпуси ТЕС та машинні відділення АЕС з 1985 р. будуються з безліхтарним покриттям та природним видаленням повітря через незадуваючі витяжні світло-аераційні панелі з V-подібними вертикальними стулками, які розміщуються у зовнішніх огорожах під перекриттям.

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

U і v	—	поздовжня та поперечна складові швидкості, м/с;
x, y	—	координати, м;
T і t	—	температури за Кельвіном (К) та Цельсієм (С);
$\Delta T = T - T_0$	—	надлишкові температури;
$\Delta T_w = T_w - T_0$	—	надлишкові температури;
g	—	прискорення вільного падіння, м/с ² ;
β	—	коефіцієнт об'ємного розширення, К ⁻¹ ;
ρ	—	густина середовища, кг/м ³ ;

C_p	— питома масова теплоємність при сталому тиску, Дж/(кг·К);
ν, ϵ	— коефіцієнти кінематичної та турбулентної в'язкості, м ² /с;
α	— коефіцієнт температуропровідності, м ² /с;
l, H	— ширина і висота тепловіддавальної поверхні, м;
b	— відстань між тепловіддавальними поверхнями, м;
A'	— стала "довжина демпфірування", м;
K	— коефіцієнт, який враховує питому долю місцевих опорів;
u_t	— динамічна швидкість, м/с
τ	— дотичне напруження на стінці, Па
τ_w	— напруження поверхневого тертя, Па;
p	— аеростатичний тиск, Па;
ϕ, D_{1-1}, D_{1-2}	— емпіричні коефіцієнти, отримані при кореляції теоретичного розв'язку з експериментальними даними для ділянки вільної течії;
$C_{1-i}, C_{2-i}, C_{3-i}$	— сталі інтегрування;
$\bar{u}'\bar{v}', \bar{T}'\bar{v}'$	— усереднені за часом пульсаційні складові швидкості u', v' і температури T' ;
Pr	— число Прандтля;
Pr_t	— турбулентне число Прандтля;
Gr	— число Грасгофа;
$Ra = Gr \cdot Pr$	— число Релея;
Q	— тепловий потік, Вт;
G	— масова витрата повітря, кг/год.

ІНДЕКСИ

к — конвективний; w — поверхня; p_1, p_2 — більше та менше нагріта поверхня; $\max \frac{\tau}{\rho}$ — максимальна; о — оточуюче середовище; вз — взаємодія; ст — стабілізоване; п.м.м, п.м.к — приплив механічний в машинне або котельне відділення; пам, пак — приплив аераційний в машинне або котельне відділення; пер — перетікаючий; п.к.к — приплив природний через калорифери в котельне відділення; вак — аераційне повітря, що видаляється в котельному відділенні; д — дуттьовий; р — рециркуляційний; з — зовнішній; н.з — нижня зона; с.з — середня зона; в.з — верхня зона; в — видаляючий; к.о, д.о — котельне та деаераторне відділення.

1. *Корбут В.П., Довгалик В.Б. Стаковиченко С.Е.* Системы управления параметрами воздушной среды главных корпусов АЭС с реакторами ВВЭР-1000 // Энергетика и электрификация. Сер. "Атомные электростанции". Обзорная информация. Вып.3 — М.: Информэнерго. — 1989. — 75 с.
2. *Корбут В.П.* Формирование теплоповоздушного режима главных корпусов тепловых электростанций // Энергетика и электрификация. Сер. "Тепловые электростанции, теплофикация и тепловые сети". Обзорная информация. Вып.1 — М.: Информэнерго. — 1991. — 78 с.
3. *Себиси Т., Бредшоу П.* Конвективный теплообмен. — М.: Мир, 1987. — 592 с.
4. *Брдлик П.М.* К вопросу о турбулентной естественной конвекции у вертикальной непроницаемой плоской поверхности // Инж.-физ. журнал. — 1967. — т. 13. — №2. — С. 162—167.
5. *Корбут В. П.* Конвективные потоки от нагретых вертикальных поверхностей и их взаимодействие // Изв. вузов. Сер. Строительство и архитектура. — 1975. — №3. — С. 128—134.
6. *Eckert E.R.G., Jackson T.W.* Analysis of Turbulent Free-Convection Boundary Layer and Flat Plate. — NACA. — TN 2207. — 1950. — also. — TR 1015. — 1951.
7. *Fujii T.* An Analysis of Turbulent Free Convection Heat Transfer from a Vertical Surface // Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers. 1959. — v.2(8). — P. 559—263.
8. *Чизрайт Р.* Естественная турбулентная конвекция от вертикальной плоской поверхности // Тр. Америк. общества инженеров-механиков. Серия С. Теплопередача. — 1968. — №1. — С. 1—9.
9. *Влит, Лайю.* Экспериментальное исследование турбулентных пограничных слоев в условиях естественной конвекции // Труды Американского общества инженеров-механиков, сер. С. Теплопередача. — 1969. — №4. — С. 73—95.
10. *Джалурия Й.* Естественная конвекция. Тепло- и массообмен. — М.: Мир, 1983. — 400 с.
11. *Шепелев И.А.* Аэродинамика воздушных потоков в помещении. — М.: Стройиздат, 1978. — 145 с.
12. *Мухеев М.А., Мухеева И.М.* Основы теплопередачи. — М.: Энергия. — 1977. — 343 с.
13. *Корбут В.П.* Формирование микроклимата в главных корпусах ТЭС при применении зональных схем организации воздухообмена и теплоиспользования // Электр. станции. — 1988. — №4. — С.30—35.
14. А.с. 531966 (СССР) — М. кл. F 24 F, 13/08 Вентиляционное устройство для вертикальных вытяжных проемов/ Корбут В.П. Оpubл. в Б.И. 1976, №8.
15. *Корбут В.П.* Применение незадуваемых вытяжных светоаэрационных панелей в главных корпусах ТЭС и АЭС с бесфонарным покрытием // Электрические станции. — 1989, № 11. — С. 72—76.

ТЕМПЕРАТУРНО-ВОЛОГІСНІ УМОВИ ЗБЕРІГАННЯ ПАМ'ЯТОК ІСТОРІЇ ТА КУЛЬТУРИ У ПРИМІЩЕННЯХ ПРИ ПОНИЖЕНОМУ ТИСКУ ПОВІТРЯ

Проблема збереження найрізноманітніших цінностей посідає особливе значення у сучасному житті суспільства.

Необхідні температура та вологість повітря, світло склад атмосферного повітря, біологічний режим — основні фактори, які у відповідному співвідношенні складають умови, які потрібні для нормального існування експонатів у музейних приміщеннях.

У літературі [1, 2] наведений метод зберігання пам'яток історії та культури в умовах вакууму чи пониженому тиску повітря. Цим досягається добрий захист експонатів від руйнівного впливу кисню та забрудненого повітря. Разом з тим відзначається неможливість контролю відносної вологості повітря, що перешкоджає зберіганню експонатів, відзначається відсутність належної техніки для створення умов зберігання музейних цінностей при пониженому тиску повітря. Схеми установок та обладнання для створення у приміщенні пониженого тиску повітря наведені у праці [3]. Тому актуальним є визначення вихідних даних для розробки основ технологічного кондиціонування повітря при його пониженому тиску стосовно проблеми зберігання музейних експонатів.

На рис.1 наведена діаграма вологого повітря для тиску $0,001 \div 0,0975 \text{ МПа}$ [4] — інструменту, що дає можливість аналізувати стан середовища у сховищах, шафах, вітринах, контейнерах тощо (далі сховищах) з пониженим тиском повітря.

При розрахунках та будівні Id-діаграми вологого повітря при пониженому тиску використані відомі правила та положення [5]: розташування ізотерм та ліній постійного вологовмісту не залежить від тиску; при зміні тиску змінюється тільки розташування ліній постійної вологості повітря; при зміні тиску відношення ϕ/P залишається постійним (на Id-діаграмі лінії $\phi = \text{const}$ замінені лініями $\phi/P = \text{const}$).

Id-діаграма побудована для тиску $0,0975 \text{ МПа}$. Параметри ліній ϕ/P наведені у таблиці.

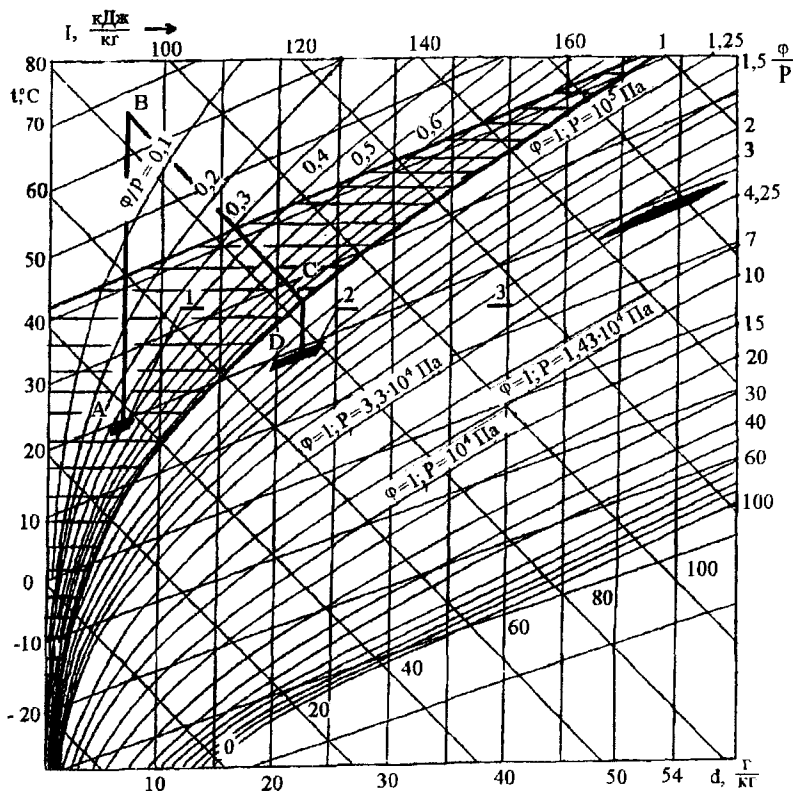


Рис. 1. Области характерних температурно-вологісних параметрів при атмосферному та пониженому тиску при зберіганні пам'яток історії та культури

Таблиця

Параметри ліній ϕ/P

ϕ/P	$\phi=1; P=\text{var}$		$P=1 \text{ атм (0,1 МПа)}; \phi = \text{var}$	
	ϕ	P	ϕ	P
0,1	1	10	0,1	1
0,2	1	5	0,2	1
0,5	1	2	0,5	1
1	1	1	1	1
1,5	1	0,667		
2	1	0,5		
3	1	0,333		

4,25	1	0,235		
7	1	0,143		
10	1	0,1		
15	1	0,0666		
20	1	0,05		
30	1	0,0333		
40	1	0,025		
60	1	0,0167		
100	1	0,01		

Відзначені області на Id-діаграмі дають уявлення про температурно-вологісні параметри зовнішнього середовища протягом року (заштрихована область) та повітря в умовах пониженого тиску. Так, область 1 це область параметрів, що рекомендовані для зберігання експонатів при атмосферному тиску ($t = (18 \pm 1)^\circ\text{C}$ та $\phi = 0,5 + 0,05 [1]$). Області 2 та 3 — тіж самі області параметрів, що рекомендовані при атмосферному тиску, відповідно при абсолютному тиску $3,3 \cdot 10^4 \text{ Па}$ та $1,43 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

З діаграми випливає:

1. Чим нижче тиск повітря, тим ширше межі вологовмісту повітря d , що відповідає $t = (18 \pm 1)^\circ\text{C}$ та $\phi = 0,5 + 0,05$. Так, при $p = 9,75 \cdot 10^4 \text{ Па}$ значення d змінюється на кілька одиниць, а при $p = 1,43 \cdot 10^4 \text{ Па}$ вже на десяток одиниць, г/кг.

2. У зимовий період у сховищі при тиску менше атмосферного потребується нагрів та зволоження повітря. У теплий період можливе проведення як зволоження вентиляційного повітря при малих абсолютних тисках, так зволоження чи осушку при абсолютних тисках близьких до атмосферного.

3. При зниженні тиску повітря його стан первісно характеризується параметрами, що знаходяться у заштрихованій області. Їх кількісне визначення буде проводитися відносно лінії $\phi = 1$ при даному абсолютному тиску. З початком зберігання буде відбуватися процес насичення повітря вологою за рахунок води експонатів. Цьому сприяє побічно низька відносна вологість повітря. Так, згідно з Id-діаграмою вологого повітря, якщо при атмосферному тиску стан повітря описується параметрами $t = 18^\circ\text{C}$ і $\phi = 0,5$, то при, наприклад, $P = 10^4 \text{ Па}$ — $\phi = 0,05$. Тобто при зниженні абсолютного тиску при постійній темпера-

турі зменшується парціальний тиск водяної пари, а тиск насичення залишається без зміни.

4. При нещільному закритті сховища має місце надходження зовнішнього повітря, що призводить до зміни абсолютного тиску та відносної вологості повітря у сховищі, та можливості випадання крапельної вологи.

У літературі відсутні дані з оптимальних значень відносної вологості повітря ϕ в залежності від тиску, загалом не розроблена технологічна передусім у частині термодинаміки повітря та теплотехнічних процесах база організації зберігання музейних експонатів при пониженому тиску повітря. Для широкої технічної реалізації способу зберігання експонатів в умовах вакууму насамперед треба мати уявлення про проведення зволоження та усушки повітря при тиску менш атмосферного. Так, підвищення вологовмісту повітря можна виконати двома шляхами. Перший – подачею води, вивіреної кількості води, безпосередньо у сховище. Витрати води визначаються з урахуванням початкового та кінцевого вологовмісту повітря згідно з Id -діаграмою в умовах зміни тиску. При цьому найважливішим є герметичність сховища. Способи подачі води можуть бути різні: у ємкості, вимушеним зволоженням повітря, з допомогою зволжених капілярно-пористих тіл тощо. Другий — подачею кондиціонованого повітря з витратами достатніми для підтримки необхідного режиму зберігання, що порушується за рахунок натікання повітря скрізь нещільності сховища.

Визначену цікавість уявляє реалізація процесів зберігання експонатів окремо у малих та великих сховищах з пониженим тиском повітря.

У малих сховищах встановлення нормативної температури у більшості випадків відбувається за рахунок нормативної температури у приміщенні, де розташоване сховище. При періодичних змінах температури у приміщенні внаслідок зменшеної теплопередачі в умовах вакуума температура експонатів буде змінюватися з меншою амплітудою, що є позитивним. При стійкій низькій температурі у приміщенні можливо проведення нагріву середовища у сховищі; при цьому із-за зменшеної теплопередачі в умовах вакууму будуть менші тепловтрати у приміщення. Тобто процес зберігання музейних цінностей у вакуумі у малих сховищах у деякій мірі є енергозбережливим. Ці сховища потребують високої герметизації.

Для великих сховищ із-за труднощів з герметизацією бажана їх вентиляція кондиціонованим повітрям. В умовах малих витрат венти-

ляційного повітря можлива реалізація простих технологічних кондиціонерів. Наприклад, при проведенні відомого процесу ABCD (рис.1) можливий нагрів повітря у електричному калорифері (AB), зволоження у мокрій камері з капілярно-пористою насадкою (BC) та охолодження у поверхневому теплообміннику (CD).

Уявляє деяку цікавість розрахунок режиму наповнення сховища атмосферним повітрям, що характерно при зніманні експонатів із збереження чи демонстрування, а також при натіканні повітря крізь нещільності.

Приклад. Сховище має об'єм $V = 1 \text{ м}^3$. Тиск зберігання $P_x = 1,43 \cdot 10^4 \text{ Па}$; температура $t_x = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ та відносна вологість повітря $\phi_x = 0,5$. Треба визначити різницю значень вологовмісту у повітрі сховища в умовах зберігання та після натікання атмосферного повітря із встановленням атмосферного тиску.

Згідно з Id-діаграмою вологовмісту повітря в умовах пониженого тиску — $d_x \approx 53,5 \text{ г/кг}$. З урахування питомої ваги та об'єму вміст води складає $m_x = 9,3 \text{ г}$.

При атмосферному тиску вологовміст $d_a = 7 \text{ г/кг}$.

При стисненні повітря у сховище, що там знаходилося перед втіканням атмосферного повітря, до атмосферного тиску, воно займе об'єм $V_{a,x} \approx 0,14 \text{ м}^3$. Інша частина сховища заповнена атмосферним повітрям $V_a = V - V_{a,x} = 0,86 \text{ м}^3$. Кількість води, що утримує атмосферне повітря, складає $m_a = V_a d_a \rho_a = 0,86 \text{ м}^3 \cdot 7 \text{ г/кг} \cdot 1,205 \text{ кг/м}^3 = 7,25 \text{ г}$.

Загальна кількість води у сховищі дорівнює $m = m_x + m_a = 9,3 \text{ г} + 7,25 \text{ г} = 16,55 \text{ г}$.

У атмосферних умовах в стані насичення повітря згідно з Id-діаграмою вологовмісту повітря складає $d_n \approx 13 \text{ г/кг}$ і загальна кількість води у повітрі $m_n = V \cdot d_n \rho \approx 15,6 \text{ г}$. Тобто з повітря випаде вода у кількості $m_{ax} = m - m_n = 16,55 \text{ г} - 15,6 \text{ г} = 0,95 \text{ г}$.

Зрозуміло, що коли ϕ_x буде більше 0,5, значення m_{ax} буде також значно більше.

З цього прикладу випливають висновки:

1. При натіканні атмосферного повітря у сховище з пониженим тиском повітря навіть в умовах параметрів повітря, що характеризується як нормативні, можливе випадіння води.

2. Із зниженням тиску, а отже, підвищенням вологовмісту d_x , значення m_{ax} підвищується.

3. З втіканням повітря відбувається два негативні процеси: перший — підвищення відносної вологості повітря; другий — випадіння вологи. В обох випадках створюються умови для вологого пошкодження експонатів та умови для розвитку біологічних шкідників.

Таким чином, реалізація зберігання музейних експонатів в умовах пониженого тиску повітря є складним технологічним завданням і потребує вивчення термодинамічних особливостей зміни стану повітря при зміні тиску, розробки теплотехнічних основ реалізації заданих режимів зберігання та розробки спеціального обладнання.

Використана література

1. *Панченко О. К., Кондратюк Т. О.* Вплив фізичних факторів на гриби-деструктори музейних об'єктів і на матеріали різних груп музейного зберігання: огляд літератури // Проблеми біопошкодження пам'яток історії та культури. — К.: ННДРЦУ. — 1998. — С.72—104.

2. Музейное хранение художественных ценностей. Практическое пособие. — М.: ГНИИРеставр. — 1995. — 204 с.

3. *Писарев В. Е.* Схемы и конструкции оборудования для реализации гипобарического способа хранения. Обзор. // Ред. журн. "Известия вузов. Энергетика". — Минск. — 1988. — 38 с.: Библиограф.: 13 назв. — Деп в ВАСХНИЛ, № 707 ВС — 88 Деп.

4. *Писарев В. Е., Бойко В. С.* Іd-діаграма в'язкого повітря для тиску 0,001 — 0,0975 МПа // Ред. журн. Известия вузов. Энергетика. — Минск. — 1988. — 13 с.: ил. — Библиограф.: 5 назв. — Деп в ВИНТИ 12.04.88 г. — № 2780. — В 88.

5. *Нестеренко А. Ф.* Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа. — 1971. — 400 с.

**РОЗРАХУНОК НИЖНЬОГО МІСЦЕВОГО ВІДСМОКТУВАЧА
ВИБИВНИХ РЕШІТОК ЛИВАРНИХ ЦЕХІВ**

Одним із перспективних напрямів по створенню нових конструкцій місцевих відсмоктувачів (МВ) вентиляції вибивних решіток в ливарних цехах є відсмоктувачі по принципу “видалення вниз”. Їх перевага в тому, що забруднений конвективний факел при вибиванні опок під дією розрідження в підрешітковому бункері зупиняється на деякій висоті, повертається в протилежному напрямку і видаляється під решітку, не надходячи в робочу зону — зону дихання оператора-вибивника. Даний тип відсмоктувачів зменшує вірогідність забруднення атмосфери цеху, що, в свою чергу, призводить до зниження повітрообмінів і економії тепло- і електроенергії.

Взявши до уваги переваги нижніх відсмоктувачів розроблена вентиляційна камера для видалення шкідливостей [1], яка становить відсмоктувач напівзакритого типу, відображаючий складну систему взаємодії моделюючого конвективного факела і відсмоктувача (рис. 1)

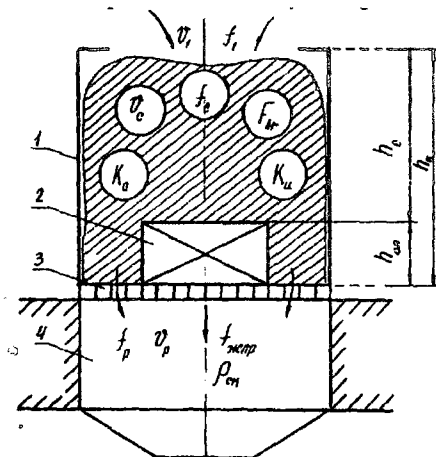


Рис.1. Схема вентиляції вибивної решітки ливарного цеху:

1 — вентиляційна камера напівзакритого типу; 2 — опока, яка вибивається; 3 — вибивна решітка; 4 — приймальний бункер горілої землі

Основною задачею розрахунку місцевих відсмоктувачів є визначенням їх продуктивності по повітрю з урахуванням можливих вхідних факторів.

На підставі експериментальних і аналітичних досліджень процесів взаємодії конвективних факелів при вибиванні опок на механічних вибивних решітках з місцевими відсмоктувачами у вигляді вентиляційних камер напівзакритого типу, розроблена інженерна методика розрахунку вентиляції вибивних решіток ливарних цехів. Ця методика може використовуватись для нового будівництва, реконструкції і перевіірочних розрахунків при інженерному обстеженні відсмоктувачів. Методика дає змогу розраховувати продуктивність МВ для відкриторозташованої і закритої у вентиляційну камеру напіввідкритого типу вибивної решітки з опокою. Вона дозволяє враховувати вплив на роботу МВ таких факторів: геометричних розмірів відливки, опоки, вибивної решітки, венткамери; об'єму формувальної землі в опоці; температури відливки і внутрішнього повітря у вибивному відділенні; часу вибивання опоки; швидкості розповсюдження і перевертання конвективного факела; висоти перевертання факела; рухомості горизонтальних повітряних потоків цеху.

Виділяються дві задачі розрахунку місцевої вентиляції вибивних решіток:

- визначення продуктивності по повітрю нижнього МВ, коли опока розташована відкрито на вибивній решітці;
- визначення продуктивності по повітрю МВ у вигляді вентиляційної камери напіввідкритого типу.

Перша задача має місце при проектуванні, коли технологічний процес передбачає вибивання відливок невеликих розмірів із співвідношенням площі опоки в плані з решіткою 1:3 і при неможливості влаштування поверхневих конструкцій МВ.

В основу розрахунку прийнята залежність швидкості перевертання конвективного факела, яка достатня для зупинки, перевертання і видалення його в підрешіточний бункер

$$V_1 = 1,41 \sqrt{\frac{f_{оп}}{f_1} \left\{ \frac{\Delta p}{\rho_b} \cdot g \cdot h_c + \frac{\rho_c}{\rho_b} \left[\left(\frac{V_{ГЗ}}{\tau_b \cdot f_{ЖПР}} \right)^2 + V_c^2 \right] \right\}}, \quad (1)$$

де $f_{оп}$ – площа опоки в плані, м²; f_1 – площа входу повітря в вентиляційну камеру в площині всмоктування, м², (для відкритих МВ $f_1 = f_p$,

де f_p — площа решітки в плані, м^2 ; $\Delta\rho = \rho_v - \rho_c$, кг/м^3 , ρ_v — густина повітря в робочій зоні вибивного відділення; ρ_c — густина повітря в конвективному факелі, яка визначається по середній температурі в перехідному перерізі t_c ; h_c — висота перевертання конвективного факела, м ; $V_{ГЗ}$ — об'єм горілої землі, м^3 ; τ_v — час вибивання опоки, с ; $f_{жвп}$ — площа живого перерізу решітки, м^2 ; V_c — середня по кількості руху швидкість в конвективному факелі, м/с .

Залежність (1) зв'язує швидкість перевертання конвективного забрудненого факела з факторами МВ і факела.

Початкові дані для рішення першої задачі такі: розміри відливки ($d_{\text{від}}$; $h_{\text{від}}$); вибиваючої опоки ($d_{\text{оп}}$; $h_{\text{оп}}$); вибиваючої решітки (f_p ; f_{pp}); теплова потужність джерела ($Q_{\text{від}}$); час вибивання опоки (t_v); рухомість внутрішнього цехового повітря ($V_{\text{зн}}$); коефіцієнт живого перерізу решітки ($k_{\text{жвп}}$).

На першому етапі розраховується теплова потужність джерела — опоки з відливкою в такій послідовності:

1. Визначаються коефіцієнти тепловіддачі горизонтальної і бокової відкритих поверхонь відливки за такими формулами:

$$\alpha_{K_r} = \frac{Nu_r \cdot \lambda_0}{l_r}, \quad (2)$$

$$\alpha_{K_b} = \frac{Nu_b \cdot \lambda_0}{l_b}, \quad (3)$$

де $\lambda_0 = 2,54 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°К)}$.

2. Для режиму розвинутої турбулентності в конвективному факелі (при $Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$) значення критеріїв Нуссельта відповідно для горизонтальної і вертикальної поверхонь відливки визначаються за такими формулами:

$$Nu_r = 0,176 (Gr \cdot Pr)^{1/3}; \quad (4)$$

$$Nu_b = 0,135 (Gr \cdot Pr)^{1/3}, \quad (5)$$

де Pr — критерій Прандтля, приймається для повітря (двохатомних газів) $Pr = 0,72$.

3. Розраховується критерій Грасгофа за формулою

$$Gr = \frac{g \cdot l^3 \cdot \Delta T}{\nu^2 \cdot T_0}, \quad (6)$$

де l — характерний розмір, м; приймається для горизонтальної поверхні відливки $l = d_{\text{від}}$, $d_{\text{від}}$ — діаметр відливки, м; для вертикальної поверхні $l = h_{\text{від}}$, $h_{\text{від}}$ — висота відливки, м; $T_{\text{від}}$ — температура відливки, °К; приймається $T_{\text{від}} = t_{\text{від}} + 273$, °К; $\Delta T = T_{\text{від}} - T_{\text{ext}}$, °К, де $T_{\text{ext}} = t_{\text{ext}} + 273$ — температура робочої зони, °К; ν — кінематична в'язкість, м²/с, $\nu = 16 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

4. Визначається теплова потужність джерела відливки для горизонтальної і вертикальної поверхонь за формулами:

$$Q_{\Gamma} = \alpha_{K_{\Gamma}} \cdot F_{\Gamma} (t_{\text{від}} - t_{\text{ext}}), \quad (7)$$

$$Q_{\text{в}} = \alpha_{K_{\text{в}}} \cdot F_{\text{в}} (t_{\text{від}} - t_{\text{ext}}), \quad (8)$$

де F_{Γ} , $F_{\text{в}}$ — відповідно горизонтальна і вертикальна бокова поверхня джерела, м².

5. Сумарна теплова потужність джерела визначається за формулою

$$Q_{\text{від}} = Q_{\Gamma} + Q_{\text{в}}. \quad (9)$$

Значення потужності джерела використовується на другому етапі розрахунку.

6. Розраховується висота перевертання конвективного факела за формулою [2]

$$h_{\text{с}} = (0,124 + 0,0096 \cdot \bar{t}) \cdot d_{\text{еоп}}, \quad (10)$$

де $\bar{t} = t_{\text{від}}/t_{\text{ext}}$ — відносна температура джерела.

7. Середня швидкість в конвективному факелі на рівні перевертання визначається за формулою:

$$V_{\text{ср}} = 0,346 \left(\frac{Q_{\text{від}}}{(S - S_0)} \right)^{1/3}, \quad (11)$$

де $S_0 = -2r_{\text{оп}}$ — полюсна відстань, $r_{\text{оп}}$ — радіус опоки, м, $S = 2r_{\text{оп}} + h_{\text{с}}$.

8. Вісьова швидкість в конвективному факелі на рівні перевертання визначається з урахуванням коефіцієнта поля швидкості за формулою

$$V_{\text{ос}} = \frac{V_{\text{ср}}}{K}, \quad (12)$$

де $K = 0,65 \dots 0,75$ — коефіцієнт поля швидкості, визначений експериментальним шляхом у виробничих (натуральних) умовах.

9. Надлишкові середня і вісьова температури в конвективному факелі визначаються за формулами:

$$\Delta t_{\text{ср}} = 15,8 \cdot Q_{\text{від}}^{2/3} \cdot (S - S_0)^{-5/3}, \quad (13)$$

$$\Delta t_{\text{ос}} = 22,5 \cdot Q_{\text{від}}^{2/3} \cdot (S - S_0)^{-5/3}. \quad (14)$$

10. Вісьова температура конвективного факела на рівні перевертання визначається за формулою:

$$t_{\text{ос}} = \Delta t_{\text{ос}} + t_{\text{ext}}. \quad (15)$$

11. Швидкість перевертання, необхідна і достатня для зупинення, перевертання і видалення факела шкідливостей вниз від вибивну решітку, визначається за формулою:

$$V_1 = 1,41 \sqrt{\frac{f_{\text{оп}}}{f_1} \left\{ \frac{\Delta \rho}{\rho_{\text{в}}} \cdot g \cdot h_{\text{с}} + \frac{\rho_{\text{с}}}{\rho_{\text{в}}} \left[\left(\frac{V_{\text{ГЗ}}}{\tau_{\text{в}} \cdot f_{\text{ЖПР}}} \right)^2 + V_{\text{с}}^2 \right] \right\}}, \quad (16)$$

де $f_1 = f_{\text{р}}$.

Середня швидкість всмоктування забрудненої нагрітої повітряної маси в горловині вибивної решітки розраховується за формулою:

$$V'_{\text{ср}} = \frac{V_1}{\bar{V}}, \quad (17)$$

де $\bar{V}$ — відносна швидкість, яка визначається за графіком (рис.2), функціонально залежна від відносної висоти $\bar{H}$, яка, в свою чергу, розраховується за формулою:

$$\bar{H} = \frac{h}{R_{\text{г}}}, \quad (18)$$

де $h = h_{\text{оп}} + h_{\text{с}}$; $R_{\text{г}} = f_{\text{ЖПР}} / \Pi_{\text{р}}$ — гідралічний радіус вибивної решітки; $\Pi_{\text{р}}$ — периметр вибивної решітки.

Коефіцієнт запасу продуктивності нижнього МВ на вплив бокових горизонтальних повітряних мас розраховується за формулою:

$$K_3 = 1 + 0,236 \cdot V_{3\text{Н}}^2. \quad (19)$$

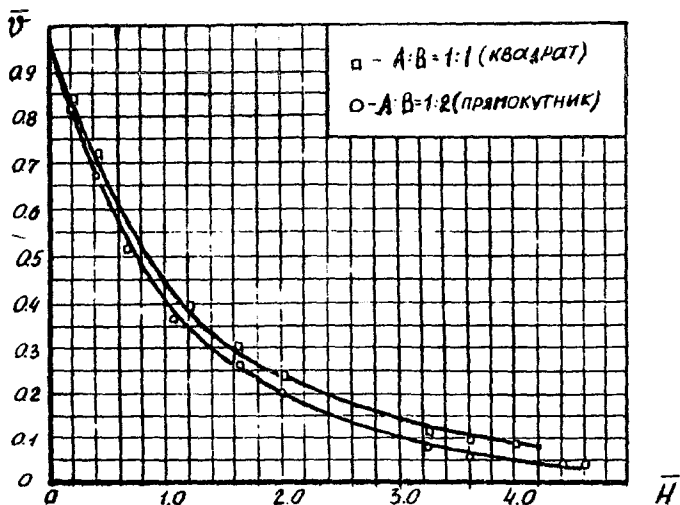


Рис. 2. Графік для визначення відносної швидкості всмоктування в перерізі вибивної решітки

14. Розрахункова продуктивність нижнього МВ визначається за формулою

$$L_p = 3600 \cdot V'_{cp} \cdot K_3 \cdot f'_{жпр}, \quad (20)$$

де $f'_{жпр} = f_{рр} \cdot K_{жпр}$; $f_{рр} = f'_p - f_{оп}$ — робоча площа вибивної решітки; $K_{жпр}$ — коефіцієнт живого перерізу вибивної решітки (приймається в залежності від конструкції решітки в межах 0,4÷0,6).

15. Відносна продуктивність по повітрю МВ на квадратний метр робочої частини вибивної решітки розраховується за формулою

$$\bar{L} = \frac{L_p}{(f'_p - f_{оп})}. \quad (21)$$

16. Відносна продуктивність по повітрю МВ на квадратний метр вибивної решітки розраховується за формулою

$$\bar{L} = \frac{L_p}{f'_p}. \quad (22)$$

Для рішення другої задачі, яка заключається у визначенні продуктивності по повітрю МВ у вигляді вентиляційної камери напівзакритого

типу, розрахунок теплової потужності джерела ведеться аналогічно попередньому за пп. 1—5. Початкові дані аналогічні попереднім, крім додаткової площі вихідного перерізу в вентиляційну камеру f_1 .

17. Швидкість перевертання конвективного факела, закритого у вентиляційну камеру, визначається за такою формулою:

$$V_1 = \sqrt{\left(1,707 \cdot f_p + 1,25 f_1 - 1,471 \cdot \frac{f_p^2}{f_1}\right)^{-1} \cdot f_{\text{оп}} \cdot \left\{ \frac{\Delta \rho}{\rho_v} \cdot g \cdot h_c + \frac{\rho_c}{\rho_v} \left[\left(\frac{V_{гз}}{\tau_v \cdot f_{жпр}} \right)^2 + V_c^2 \right] \right\}}, \quad (23)$$

де f_p — приймається як площа всмоктування решітки.

18. Середня швидкість всмоктування у вихідному перерізі вентиляційної камери напівзакритого типу визначається за формулою

$$V_{cp} = 0,945 \cdot V_1, \quad (24)$$

де 0,945 — коефіцієнт поля швидкостей у вхідному перерізі з гострими краями.

19. Розрахункова графічна продуктивність МВ у вигляді вентиляційної камери визначається за формулою

$$L_p = 3600 \cdot V_{cp} \cdot f_1, \quad (25)$$

а відносні продуктивності на одиницю робочої і загальної площ вибивної решітки — за формулами

$$\bar{L}_{pp} = \frac{L_p}{(f_p' - f_{\text{оп}})}, \quad (26)$$

$$\bar{L} = \frac{L_p}{f_p'}. \quad (27)$$

Результати розрахунків приймаються за основу визначення повітрообмінів вибивних відділень ливарних цехів.

Використана література

1. Вентиляционная камера для удаления вредностей. А.с. СССР, №1254255/ СССР/. Опубл. в Б.М., 1986, №32.

2. Трофимович В. В., Зиньч П. Л. Экспериментальное определение целесообразности высоты опрокидывания загрязненного конвективного факела при выбивке опок. Сб. Исследования в области обеспыливания воздуха. Пермский политех. ин-т, 1986 — С. 63—66.

НЕЙРОННАЯ МОДЕЛЬ ВОЗДУХООБМЕНА В ЖИЛЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

1. Введение

Общую концепцию применения нейронных сетей для задач воздухообмена представлено впервые в статье [1]. Оценены таким образом численные значения кратности воздухообмена дают возможность решения некоторых микроклиматических и энергетических задач, имеющих место в здании [2], особенно в области технической диагностики и предвидения. Одновременно, однако, появилась проблема определения некоторой сетевое-информативной стандартизации, использованной при решении поставленной задачи. Это связано не только с возможностью доступа к разному, типовому для нейронных сетей программному обеспечению [3], но также с выполнением существенных анализов и сравнительных и верификационных исследований при использовании искусственных нейронных сетей в моделировании процесса воздухообмена. Слишком индивидуальные решения в области сетевой логики [1] не имеют возможности быстрого распространения и внедрения. Существенным является создание универсальной сети с архитектурой учитывающей зависимости и сопряжения проходящее во время протекания воздуха, с возможностью эвентуальной пристройки новых связей и подбора к ним стандартного программного обеспечения.

В статье принята попытка выбора типовых необходимых параметров для учета в архитектуре сети, оптимально отражающей ход процесса воздухообмена. Анализ касался протекания воздуха в области помещения. На этой основе разработана модель, простая для выполнения и распространения с помощью доступного программного обеспечения.

2. Представление вводных данных

Исследования и измерения процесса воздухообмена в помещении характеризуют случайные и контролируемые параметры [2]. На основе анализа опытных данных, их влияния на окончательную величину

воздухообмена, взаимосопряжения и взаимовоздействия, определены следующие вводные данные для структуры сети:

- n1: K_n — угол потока ветра относительно стены комнаты, $^\circ$,
- n2: T — разница наружной и внутренней температур, К,
- n3: W — скорость ветра, м/с,
- n4: P — разница давлений внутри и снаружи помещения, Па,
- n5: K — номер этажа на котором проведено измерение (безразмерное),
- n6: I — частное суммы длины щелей в наружных столярных изделиях к объему помещения, м/м³,
- n7: V — объем помещения, м³,
- n8: W — коэффициент воздухопроницаемости наружных столярных изделий согласно пределам, м³/(мчПа^{0.7}): 0.5: 0.5 ÷ 0.8, 1.0: 0.9 ÷ 1.2, 2.0: 1.8 ÷ 2.4, 3.0: 2.7 ÷ 3.2.

В качестве переменной состояния процесса принята кратность воздухообмена в помещении N в ч⁻¹. Группу случайных (климатических) условий представляют переменные n1 ÷ n4, контролируемых (проектных) параметров, переменные n5 ÷ n8. Установлены 3 варианта моделирования: для высоких зданий 8 ÷ 11 — этажных, средних 5 — этажных и низких объектов (односемейных) 1—2 этажных.

Проанализированы три следующие способы представления обучающих данных на вводах сети:

- данные представленные последовательно, записанные в базе данных в очередности класс,
- данные представленные последовательно, записанные в базе данных в случайной очередности,
- данные представленные в вероятностной очередности.

На основе практических опытов кажется, что последний из перечисленных способов представления данных является наиболее оптимальным, так как в наибольшей степени дает возможность избежания “блокирования” сети в невыгодном местном минимуме. При этом способе сложным однако является пользование очевидным в случае последовательного обучения критерием завершения расчетов, каким является падение суммарной квадратной погрешности на выходах сети ниже заданной величины. Ход кривой погрешности становится неравномерным и зависит от того, какие картины были поданы на входы сети в данном цикле обучения. Второй метод дает равномерные кривые обучения, но, однако, риск несовпадения процесса обучения является большим. В случае первого метода может оказаться, что картины записанные в первой очередности в базе данных преобладают над остальными, эффектом

чего является неспособность сети к выработке правильных ответов для дальнейших классов. В крайних случаях это ведет к патологическому состоянию, когда очередность записи данных в обучающей базе определяет решаемость проблемы.

В исследуемой нейронной модели кратности обмена воздуха испробованы три метода и не обнаружена существенная разница из-за применяемого метода. В связи с этим принят третий метод как наиболее распространенный и гарантирующий избежание решений типа местного минимума.

3. Архитектура сети

Чаще всего в задачах нейронного моделирования употребляются рекуррентные сети Хопфилда или более простые сети типа перцептронного со встречным распространением погрешности [4]. Эта последняя является типичной статической сетью, но путем условного расширения входного и выходного вектора моделируемого объекта о значении в прежних моментах, получается эффект динамического сохранения. Окончательно для моделирования инфильтрации и расчетов кратности воздухообмена в помещении принята перцептронная сеть с алгоритмом обучения путем встречного распространения погрешности.

Общий вид алгоритма обучения, позволяющий на итерационную модификацию весовых множителей для отдельных слоев на основе вычисленных в предыдущей величине погрешностей, определяет выражение:

$$\delta_i^{(L)} = -\frac{\partial E}{\partial o_i^{(L)}} = (t_i - o_i^{*(L)}) \cdot (f(F(o_i^{(L)})))' \quad (1)$$

(для выходного слоя L),

$$\delta_i^{(l)} = \sum_k \delta_k^{(l-1)} \cdot w_{ki}^{(l+1)} \cdot (f(F(o_i^{(l)})))' \quad (2)$$

(для любого скрытого слоя l),

где E — является значением текущей погрешности обучения, t_i — является целевым значением обучения для выхода i , o_i — обозначает соединенную путем взвешенного суммирования входную информацию элемента обработки (PE_i), o_i^* — выходной сигнал (PE_j), w_{ki} — связь весовых множителей, $(f(F()))'$ — обозначает производную функции перехода (PE), которая является эффектом сложения функции выхода $f()$ и активации $F()$.

Окончательно, изменение веса Δw_{ij} для любого слоя не являющегося выходным слоем, может быть записанным как:

$$\Delta w_{ij}^{(l)} = \eta \cdot \delta_i^{(l)} \cdot o_j^{*(l-1)}, \quad (3)$$

где η является коэффициентом обучения. В одном процессе алгоритма, веса изменяются по зависимости:

$$w_{ij}^{(t+1)} = w_{ij}^{(t)} + \Delta w_{ij}, \quad (4)$$

где t обозначает время.

Рост величины η позволяет на ускорение обучения, но увеличивает осцилляцию весовых множителей и может привести к дестабилизации этого процесса. Для противодействия в появлении чрезмерных осцилляций весовых множителей при слишком больших значениях коэффициента обучения η введен выравнивающий коэффициент α :

$$w_{ij}^{(t+1)} = w_{ij}^{(t)} + \Delta w_{ij}^{(t)} + \alpha \cdot \Delta w_{ij}^{(t-1)}. \quad (5)$$

Анализ сетевых структур, на основе протекания явления воздухообмена, позволил выбрать двухслойную модель, с одним скрытым слоем состоящим из 4 нейронов. Увеличивание как количества слоев, так и количества нейронов в скрытом слое не влияет на точность полученных результатов, но значительно увеличивает время преобразования и обучения сети, а также увеличивает требования к оборудованию для проведения расчетов. Структуру связей сети представляет рис. 1.

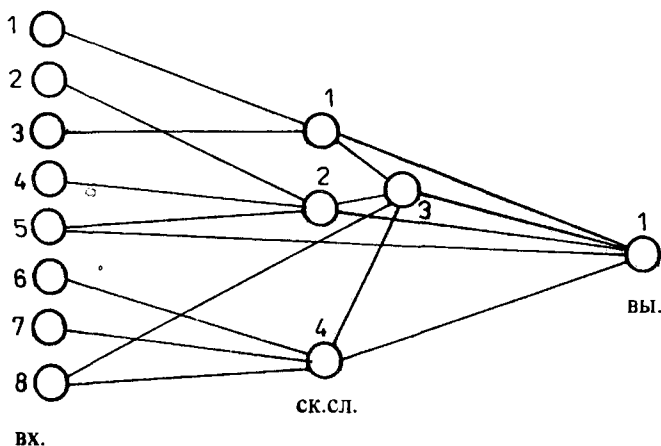


Рис. 1. Структура сети

В скрытом слое помещены следующие нейроны:

n_1 — давление ветра; n_2 — количество статического давления; n_3 — взвешенная сумма значений давлений; n_4 — нейрон учитывающий “производительность” щелей в столярке помещения. В выходном слое нейрон n_1 определяет кратность воздухообмена в помещении.

4. Верификация модели

Исследования показали, что сеть после 100 тыс. обучающих циклов достигала момента, в котором не осуществлялось улучшение получаемых величин. Дальнейшие исследования влияния количества циклов заключающиеся в увеличении количества обучающих циклов доказали, что сеть во время обучения проходит циклически между значениями двух минимумов очень взаимно приближенных. При расчетах точности и соответствия полученных результатов число 100 тыс. циклов оказалось оптимальным и дальнейшие исследования проводились на основе того же числа повторений обучающего цикла.

Проверку проведено на основе рассчитанных среднеквадратических отклонений величин, получаемых в модельных исследованиях по отношению к измеряемым величинам. Полученные результаты представлены в графиках на рис. 2 а, б, в, соответственно для малых, средних и высоких объектов.

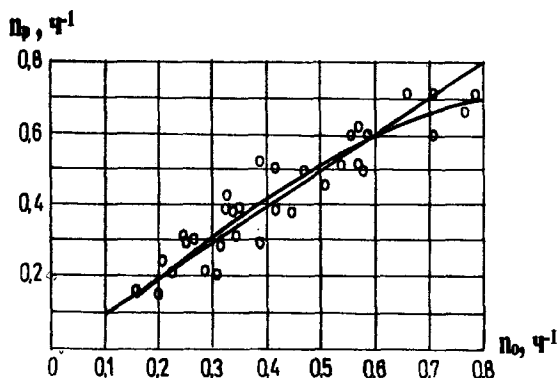


Рис. 2а. Полученные результаты измерения (n_0) и расчета (n_p) для малых зданий

Диагональ графика представляет 100% соответствие между величинами полученными на основе нейронной модели, и полученными в измерениях. Заметным является высокое соответствие полученных результатов. При больших величинах кратности обменов имеет место

постоянная погрешность между моделью, и измеряемыми величинами. Из представленной на графиках величины линии направления вытекает, что погрешность эту легко исключить путем введения поправочного коэффициента определенного из разницы линии направления и значения $y = x$.

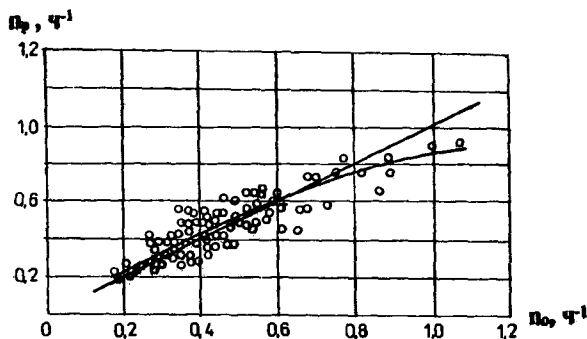


Рис. 2б. Полученные результаты измерения (n_o) и расчета (n_p) для средних зданий

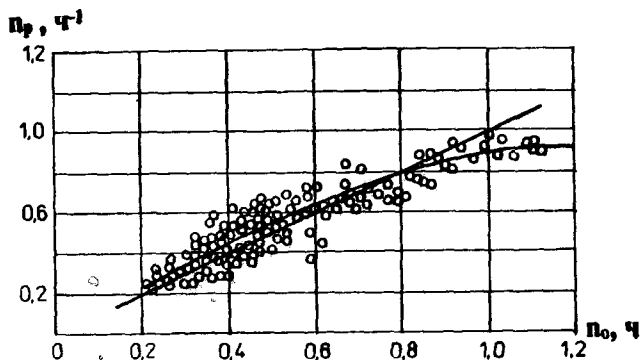


Рис. 2в. Полученные результаты измерения (n_o) и расчета (n_p) для высоких зданий

Значения полученных среднеквадратических отклонений для отдельных зданий представляет таблица. Среднеквадратичные погрешности ниже 15% в представляемых моделях являются результатами очень хорошими, выполняющими требование решающей модели, описывающей характер явления обобщенным способом.

Значения среднеквадратических отклонений

№ пп.	Тип здания	Среднее количество этажей	Среднеквадратическое отклонение
1	Малое	2	11,9 %
2	Среднее	5	13,3 %
3	Высокое	11	14,1 %

5. Выводы

- Представленная архитектура сети является структурально простой и возможной для реализации стандартными программами для нейронных расчетов.
- Полученное среднеквадратическое отклонение на уровне 14% положительно верификует нейронную модель для применения в исследованиях воздухообмена.
- Возможным является расширение разработанной сети для задач протекания воздуха в пространстве всего здания.

Использованная литература

1. *Piotrowski J.*, Neural Network Application for Air Exchange. The 6-th International Conference on Air Distribution in Rooms, Stockholm, 1998, Vol. 1, p. 311—316.
2. *Piotrowski J.*, Air Exchange through Elements of Building Partition. The 7-th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Nagoya, 1996, Vol.3, p.827—832.
3. *Zurada J.*, Introduction to Artificial Neural System. West Publishing Company, 1992.
4. *Iiguni Y., Sakai H., Tokumaru H.*: A nonlinear regulator design in the presence of system uncertainties using multilayered neural networks. IEEE Transactions on Neural Networks, Vol. 2, No. 4, 1991.

ВИЗНАЧЕННЯ ЗМІНИ ОСЬОВОЇ ШВИДКОСТІ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ПРИ ЗАСМОКУВАННІ У НАПІВОБМЕЖЕНИЙ КОНІЧНИЙ СМОК

Існує аналогія між магнітними полями постійних струмів і рухом повітряних потоків [1]. Ідея наведена В. Н. Талієвим у роботі [1] полягає в тому, щоб замість повітряного смока розглядати соленоїд з аналогічними геометричними параметрами.

В. Н. Талієв пропонує аналогом магнітної індукції вважати швидкість. Він розглядає вільний і напівобмежений повітряні смоки тільки у вигляді циліндричної труби діаметром d_0 . У зв'язку з цим, виникає потреба аналізу повітряного потоку при втіканні його у напівобмежений конічний смок (рис. 1.). Для цього скористаємось формулою, наведеною в літературі [2]:

$$B = \frac{\mu n i}{2} (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1), \quad (1)$$

де

B — магнітна індукція, Тл; n — кількість витків одиниці висоти соленоїда; i — сила струму, А; μ — магнітна стала, Гн/м; α_1, α_2 — кути, під якими з точки A видно кінці соленоїда ($\alpha_1 > \alpha_2$), град, (див. рис. 1).

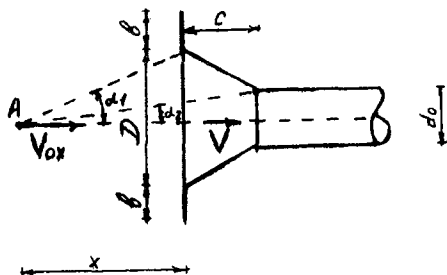


Рис. 1. До визначення зміни осьової швидкості повітряного потоку при засмокуванні його у напівобмежений конічний смок:

x — осьова біжуча координата, м; V_{ox} — осьова швидкість на відстані x від всмокувального отвору, м/с; V — середня за витратою швидкість у всмокувальному отворі, м/с; c — довжина конічного звуження смока, м; d_0 — діаметр всмокувального патрубку, м; D — діаметр всмокувального отвору, м; b — висота повітробмежника, м; α_1, α_2 — кути, під якими з точки A видно кінці смока, град

Використовуючи методику В. Н. Талієва [1] аналогом магнітної індукції B , (формула (1)) будемо вважати осьову швидкість V_{ox} , а аналогом магнітного поля у середині соленоїда $\mu I/2$, будемо вважати середньою за витратою швидкість V . У зв'язку з цим, представимо формулу (1) у вигляді:

$$V_{ox} = V(\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1). \quad (2)$$

Звідки зміну відносної осьової швидкості визначимо за формулою (3):

$$\frac{V_{ox}}{V} = (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1). \quad (3)$$

З рис. 1 видно, що

$$\cos \alpha_2 = \frac{c+x}{\sqrt{\left(\frac{d_0}{2}\right)^2 + (c+x)^2}}, \quad (4)$$

а

$$\cos \alpha_1 = \frac{x}{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + x^2}}. \quad (5)$$

Підставивши рівняння (4), (5) в рівняння (3) одержимо рівняння зміни осьової швидкості повітряного потоку при засмокуванні його в конічний смок з повітрообмежником нескінченної довжини:

$$\frac{V_{ox}}{V} = \frac{c+x}{\sqrt{\left(\frac{d_0}{2}\right)^2 + (c+x)^2}} - \frac{x}{\sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + x^2}}. \quad (6)$$

Приклад: Розрахувати за формулою (6) зміну відносної осьової швидкості повітряного потоку, який засмокується у напівобмежений конічний смок з геометричними параметрами: $c = 130$ мм, $d_0 = 115$ мм, $D = 260$ мм, $b = 130$ мм (рис. 1).

Для смока з такими ж геометричними параметрами, в результаті проведення експериментальних досліджень повітряного потоку, була одержана залежність зміни відносної осьової швидкості у вигляді:

$$\frac{V_{ox}}{V} = 0,98 - 1,15 (x/d_0) + 0,42 (x/d_0)^2. \quad (7)$$

Результати розрахунків зміни осьової швидкості за формулою (7) наведені у таблиці.

Таблиця

Відносні осьові швидкості повітряного потоку

Розрахункова формула	$\frac{V_{ox}}{V}$ при x/d_0 рівному:				
	0,0	0,6	1,0	1,2	1,4
(6)	0,92	0,49	0,31	0,25	0,20
(7)	0,98	0,44	0,26	0,21	0,19

Порівняльний аналіз даних розрахунків за формулами (6) та (7) засвідчує, що розбіжність між величинами відносних осьових швидкостей не більша 19%. Виходячи з цього робимо висновок про можливість використання залежності (6) для розрахунків зміни відносної осьової

швидкості повітряного потоку, який засмокується у напівобмежений кінцевий смок з повітрообмежником реальних розмірів.

Висновок

Залежність (6), яка визначена за аналогією між магнітними полями постійних струмів та рухом повітряних потоків [1,2] і стосується кінцевого напівобмеженого смока з повітрообмежником нескінченної довжини, можна використовувати для розрахунку повітряних потоків, що засмокуються смоками подібної форми з повітрообмежником реальних розмірів.

Використана література

1. *Талиев В. Н.* Аеродинамика вентиляции. — М: Стройиздат, 1980.
2. Отопление и вентиляция / Под ред. В. Н. Богословского. — М.: Стройиздат, 1976.
3. Справочник по физике. *Б. М. Яворский, А. А. Детлаф.* — М.: Наука, 1976. — 940 с.

УДК 697.4

**О. Ю. Михайловська, асп.,
В. А. Ткаченко, доцент**
Київський національний
університет будівництва
і архітектури

ОЦІНКА ГІДРАВЛІЧНОЇ СТАЛОСТІ ПРИЛАДНИХ ВУЗЛІВ ОДНОТРУБНИХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

Незважаючи на високий рівень розвитку опалювальної техніки та впровадження нових технологій і рішень із закордону, енергетична криза в Україні вимагає розробки засобів автоматичного регулювання теплопродуктивності водяних систем опалення, зокрема однотрубних, якими обладнана значна кількість багатоповерхових будинків. За оцінками спеціалістів впровадження засобів автоматичного регулювання може дати значну (до 20%) економію теплової енергії.

Аналіз спеціалізованих видань з цього питання показав, що для систем водяного опалення: двотрубних, однотрубних з кранами подвійного регулювання (КДР) та для систем з одномісцевим приєднанням опалювальних приладів вже існують певні рекомендації та розробки, що передбачають установку регулюючих пристроїв з термостатичними головками.

Для однотрубних систем опалення з триходовими регулюючими кранами (КРТ), якими за останніми підрахунками обладнано понад 1/3 житлового фонду, таких розробок ще не існує. Пропоновані термостатичні клапани закордонних фірм не можуть бути застосовані для вітчизняних систем опалення внаслідок значного гідравлічного опору та відмінностей характеристик і принципових схем систем опалення.

Ці відмінності можуть викликати гідравлічне розрегулювання системи, якщо не вжити відповідних заходів. По-перше, регулюючий орган повинен забезпечувати гідравлічну сталість як приладних вузлів, так і стояків; по-друге, реконструкція вузлів приєднання опалювальних приладів діючих однотрубних систем водяного опалення з КРТ повинна виконуватись без суттєвої зміни конструкції самих вузлів.

Відомо, що на відміну від двотрубних, однотрубні системи водяного опалення відрізняються малою гідравлічною сталістю, що при відповідних умовах може призвести до гідравлічного і теплового розрегулювання. Тому з метою виявлення характеристик систем опалення і можливих принципів регулювання, нами було проведено аналіз існуючих приладових вузлів однотрубних систем водяного опалення з триходовими кранами. На рис. 1 показана принципова схема вузла приєднання опалювального приладу з триходовим регулюючим клапаном.

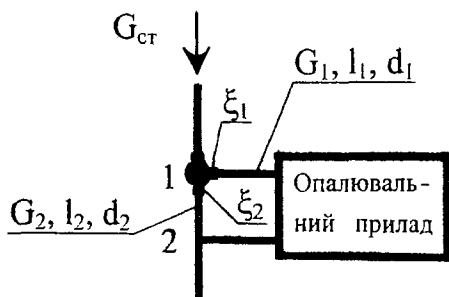


Рис. 1. Принципова схема вузла приєднання опалювального приладу з триходовим регулюючим клапаном:

$G_{ст}$, G_1 , G_2 — витрати води у стояку, у відгалуженнях до опалювального приладу та у замикаючій ділянці; ξ_1 , ξ_2 — місцевий опір клапана на поворот та на прямий прохід

Аналіз проводився за умови дотримання сталості загального опору вузла:

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = \text{const}, \quad (1)$$

де $\Delta P_1 = S_1 a^2 G_{ст}^2$; ΔP_1 — втрати тиску при проході води через опалювальний прилад; $\Delta P_2 = S_2 (1-a)^2 G_{ст}^2$; ΔP_2 — втрати тиску у замикаючій ділянці.

Після математичних перетворень отримано систему рівнянь у вигляді:

$$\begin{cases} \Delta P_1 = a^2 A_1 \left(2 \frac{\lambda_1}{d_1} l_1 + \xi_{тр.відг.1} + \xi_{прил} + \xi_{тр.відг.2} + \xi_1 \right) G_{ст}^2; \\ \Delta P_2 = (1-a)^2 A_2 \left(\frac{\lambda_2}{d_2} l_2 + 2 \xi_{тр.прох} + \xi_2 \right) G_{ст}^2, \end{cases} \quad (2)$$

яка дає змогу обчислити значення коефіцієнтів гідравлічних опорів окремих елементів приладного вузла. Невідомими величинами у цій системі рівнянь є ξ_1 та ξ_2 . З системи рівнянь (2) видно, що ξ_1 та ξ_2 залежать від α — коефіцієнта затікання води у опалювальний прилад. Значення ξ_1 та ξ_2 для триходових кранів наведено в [1] для $\alpha = 1$ або $\alpha = 0$. Для випадків, коли $0 < \alpha < 1$, значення величин ξ_1 та ξ_2 відсутні. Для виявлення залежності гідравлічних опорів елементів вузла від режиму течії води та геометричних характеристик клапана нами обчислені можливі значення ξ_1 та ξ_2 за умови (1) з використання системи рівнянь (2). При цьому використані також залежності (3), (4) та (5), які були взяті з [1], де ξ_ϕ та ε_0^{-Re} — допоміжні коефіцієнти, які можна знайти за даними [1].

$Re < 10^5$, тоді

$$\xi \equiv \left[\xi_\phi + \varepsilon_0^{-Re} \left(1 + 0,707 \sqrt{1 - \frac{F_0}{F_1} - \frac{F_0}{F_1}} \right)^2 \right] \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2, \quad (3)$$

$$\text{де } \xi_\phi = \int_1 \left(Re, \frac{F_0}{F_1} \right); \quad (4) \quad \varepsilon_0^{-Re} = \int_2 (Re) \quad (5)$$

Графічне зображення отриманих залежностей наведено на рис. 2 для різних конструкцій приладових вузлів, де $\xi_{KPT} = f(\alpha)$. З графіків можна зробити висновок, що найбільш гідравлічно невірноваженим є вузол а), а гідравлічно врівноваженим — вузол в). Цей висновок зумовлено крутизною кривих ξ_1 і ξ_2 та схожістю їх конфігурацій. Якщо б при накладанні кривих ξ_1 і ξ_2 одна на одну вони б співпали, то можна було б говорити про гідравлічну врівноваженість вузла при будь-якому значенні величини α . Крім того, розрахунки за наведеними вище формулами (2) за умови (1) показали, що гідравлічне розрегулювання для вузла конструкції а) (різниця між ξ_1 і ξ_2) становить 70%, а для вузла конструкції в) — 15%.

На підставі цього аналізу кафедраю теплогазопостачання і вентиляції КНУБА запропонована конструкція універсального КРТ з автоматичним регулюванням, який, на відміну від закордонних аналогів, має менший гідравлічний опір (рис. 3). Конструкцію клапана запатентовано [2]. Цей клапан у 3 рази дешевший за аналогічні зарубіжні зразки; має малий гідравлічний опір; забезпечує плавне регулювання подачі води у опалювальний прилад в діапазоні $0 \leq \alpha \leq 1$, з можливістю повного відключення опалювального приладу або подачі всієї води у опалювальний прилад. Конструкція клапана дає змогу залежно від конкретних умов забезпечувати відповідне регулювання без заміни елементів приладного вузла.

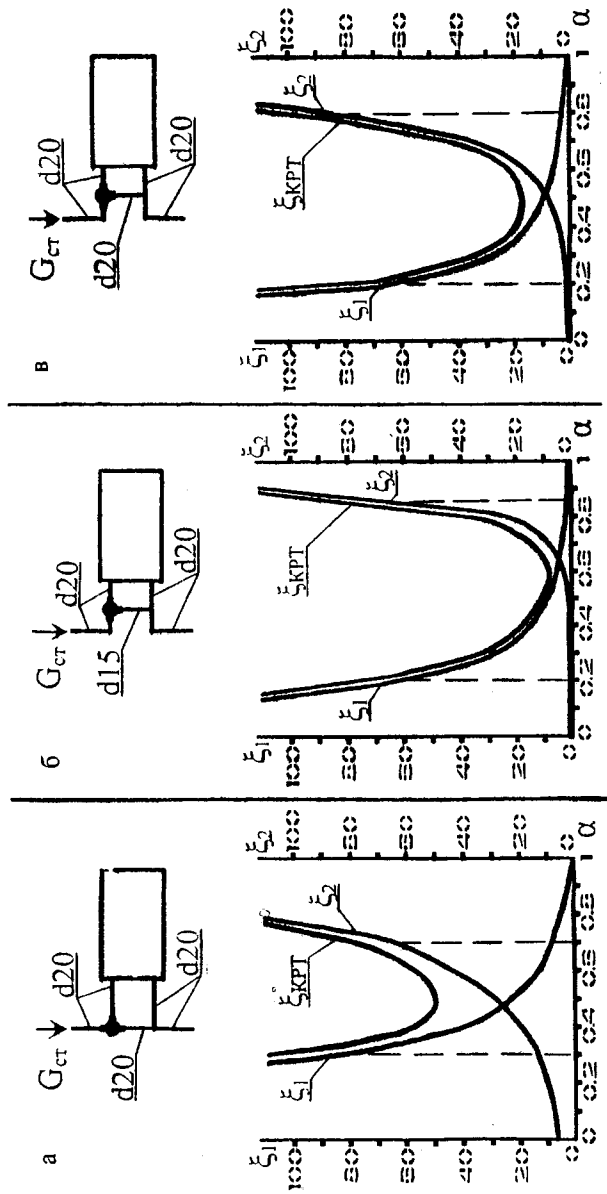


Рис. 2. Графіки залежності коефіцієнтів місцевих опорів триходового регулюючого клапана від коефіцієнта затікання води у опалювальний прилад.
 $\xi_{крт}$ — загальний місцевий опір триходового регулюючого клапана

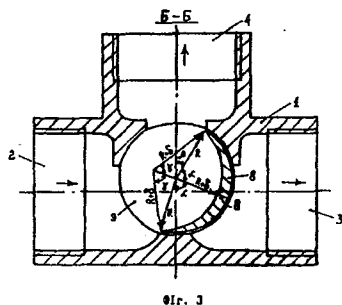
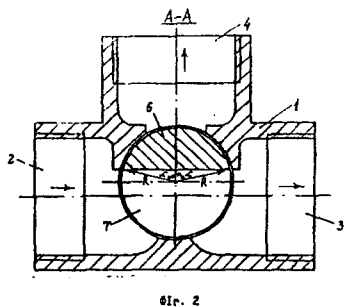
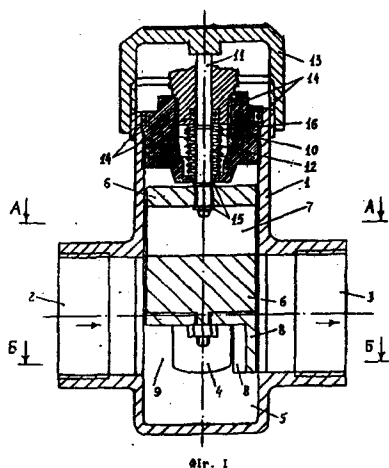


Рис. 3. Триходовий регулюючий клапан:

1 — корпус клапана; 2 — вхідний патрубок; 3, 4 — вихідні патрубки; 5 — приплив; 6 — циліндричний пробковий запорно-регулюючий орган; 7 — прохідний канал; 8 — з'ємний насадок; 9 — виріз; 10 — виконавчий механізм; 11 — шток; 12 — пружина; 13 — головка для автоматичного та ручного регулювання; 14 — утілення; 15 — фіксатор; 16 — упор

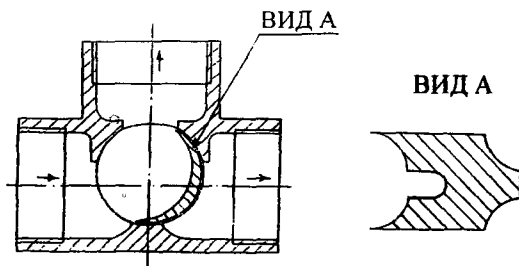


Рис. 4. Схема триходового регулюючого клапана та його робочий орган (вид А)

Головним недоліком наведеної конструкції є те, що даний клапан не завжди забезпечує умову сталості втрат тиску в елементах приладного вузла. З метою усунення цього недоліку кафедрою теплогазопостачання і вентиляції КНУБА було розроблено конструкцію триходового клапана з автоматичним регулюванням, яка забезпечує цю умову. Схема цієї конструкції показана на рис. 4.

Таким чином, проведений аналіз і наведені конструкції регулюючих клапанів дають змогу незначними матеріальними затратами здійснити реконструкцію існуючих однотрубних систем водяного опалення.

Використана література

1. *Идельчик И. Е.* “Справочник по гидравлическим сопротивлениям” — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1975 г. — 465 с.
2. А.с. № 99031213 (Україна). Триходовий регулюючий клапан. Потапов В. О., Михайловська О. Ю. — К., 1999.

ОБГРУНТУВАННЯ НЕОБХІДНОСТІ ПЕРЕХОДУ НА ВИЗНАЧЕННЯ МАСОВИХ ВИТРАТ ГАЗУ НАСЕЛЕННЯМ І ДРІБНИМИ СПОЖИВАЧАМИ

У зв'язку зі значними змінами в структурі використання природного газу в Україні, що сталися останнім часом, населення і комунально-побутовий сектор економіки держави стали досить суттєвими його споживачами. Із загального об'єму природного газу у 1999 р. у 75—76 млрд. м³ їх частка перевищила 30% [1]. Традиційним постачальником газу бюджетному сектору в державі виступає НАК “Нафтогаз України”. А якщо врахувати, що лише 18 млрд. м³ природного газу Україна видобуває з власних родовищ і решту доводиться експортувати (за ціною від 40 до 80 \$/1000 м³), то проблема його обліку стоїть досить гостро. В загальному випадку використання лічильників природного газу дозволяє упорядкувати його облік, а без цього неможлива економія енергетичних ресурсів.

В Україні у 1995 р. була розроблена Багатогалузева програма виробництва приладів обліку споживання газу і поетапного оснащення ними житлового фонду [2]. Населення в нашій державі мешкає у 18,2 млн. квартир, у т. ч. 16,7 млн. — газифікованих, з яких 9,5 млн. квартир забезпечуються мережним природним газом. 2,8 млн. квартир мають поквартирне газове опалення і споживають за рік до 75% від об'єму газу, фактично використаного населенням (відповідно 16 з 21,4 млрд. м³) [2].

Існуюча система обліку природного газу в квартирах, яка полягає в розрахунку його споживання за нормами, що встановлені для одного мешканця (приготування їжі та гарячої води), на один квадратний метр опалювальної площі житла (потреби опалення), на одну голову худоби у присадибному господарстві не відображає фактичних витрат газу конкретним споживачем, які можуть бути значно меншими або значно більшими, ніж розрахункові по нормах [3]. Споживання газу однією квартирою залежно від її інженерного обладнання, опалювальної площі тощо коливається від 50 до 8000 м³/рік. Низькі теплозахисні якості зовнішніх огорожень будинків, масове введення в експлуатацію житла з поквартирним газовим опаленням, збільшення середньої площі цих квартир, ненадійна робота систем централізованого тепlopостачання,

багаторазове підвищення норм оплати за опалення призвели до того, що, незважаючи на погіршення рівня життя більшості населення, середня фактична питома витрата газу за рік однією квартирою збільшилась з 807 м³/рік у 1985 р. до 2253 м³/рік сьогодні, а в квартирах з автономним теплопостачанням сягає 5500 м³/рік [2].

Стосовно до вимог Багатогалузевої програми лічильниками газу (а це понад 10 млн. штук) необхідно було до 2000 р. обладнати житлові будинки як в сільській місцевості, так і в міських населених пунктах, а в першу чергу — усі новобудови, квартири з поквартирним теплопостачанням і гарячим водопостачанням. Проте сьогодні можна констатувати, що фактично встановлено лише близько 20% вимірювальних приладів від загальної потреби, причому внаслідок залучених інвестицій, створення ряду спільних з відомими світовими виробниками засобів обліку газу підприємств потреби ринку України могли бути задоволені повністю, тобто Програма могла бути виконана вчасно.

Пропоновані засоби обліку природного газу населенням — це, як правило, лічильники об'ємного типу, тобто вони призначені для виміру об'ємних витрат газу. Основні вимоги до цих приладів викладені в Державному стандарті України (ДСТУ 3336-96) “Лічильники газу побутові. Загальні технічні вимоги” [4]. Показники, що характеризують основні метрологічні параметри вимірювальних приладів: похибку обчислення, втрату тиску, діапазон витрат газу тощо встановлені цим стандартом при використанні в якості робочого тіла повітря з температурою 20 °С і барометричним тиском 10,325 кПа (це так звані “нормальні умови”).

Насамперед нас цікавить похибка обчислення кількості спожитого газу. У вимірювальній техніці розрізняють основну похибку засобу вимірювання, що визначається при нормальних умовах, і додаткові, що пов'язані зі зміною умов виконання вимірів. Додаткова похибка виміру може виникати внаслідок різних значень температур навколишнього середовища, що відповідають різним періодам року (зима чи літо) наприклад, при встановленні лічильника ззовні приміщення. Ця похибка носить назву “температурної похибки”.

Вимогами ДСТУ 3336-98 [4] регламентуються значення тільки основної похибки виміру. Границі допустимої основної відносної похибки лічильників під час випуску з виробництва і після ремонту не повинні перевищувати:

а) в діапазоні витрат $Q_{\min} \leq Q < 0,1Q_{\max}$ — $\pm 3,0 \%$;

б) в діапазоні витрат $0,1Q_{\max} \leq Q \leq Q_{\max}$ — $\pm 1,5 \%$.

Для лічильників, що експлуатуються, допустима основна відносна похибка виміру дещо збільшується і сягає 3—6%.

В загальному випадку побутові лічильники повинні функціонувати за температури навколишнього і вимірюваного середовищ (зрідженого або природного газу) та відносної вологості навколишнього середовища, значення яких відрізняються від нормальних. Нормативним документом [4] регламентуються ці значення.

Таблиця

Кліматичні границі використання побутових лічильників газу

Виконання лічильника	Температура навколишнього і вимірюваного середовищ, °C		Верхнє значення відносної вологості навколишнього повітря, %
	нижнє значення	верхнє значення	
1	+5	+50	98 при 25 °C
2	−25	+50	98 при 25 °C
3	−40	+50	98 при 25 °C

Аналізуючи дані, що наведені у таблиці, можна зробити висновок, що на території України можуть знайти застосування лише лічильники перших двох модифікацій (так як в холодний період року мінімальні значення температур зовнішнього повітря не є нижчими за мінус 25 °C). Тобто вимогами нормативних документів [4] встановлено діапазон зміни температур природного газу.

Відомо, що густина будь-якого тіла залежить від його температури. Для газоподібних середовищ ця залежність носить яскраво виражений характер. Для повітря (а це єдине робоче тіло при проведенні метрологічних випробовувань побутових лічильників природного газу) в діапазоні зміни температур: −50...+100 °C вона з достатньою точністю описується рівнянням

$$\rho = \frac{353}{273+t}, \text{ кг/м}^3, \quad (1)$$

де t — температура повітря, °C; ρ — його густина, кг/м³.

Таким чином, при пониженні температури густина газу збільшується і в одиниці об'єму (наприклад, камері об'ємного лічильника газу) міститься більша його маса і навпаки. Тобто в холодний період року, якщо перевести обсяг використаного газу в “нормальні умови”, споживач використовує його більше. На скільки ж? Розрахунки виконуватиме в одиницях маси. Між масовою і об'ємною витратами існує взаємозв'язок

$$M = V \cdot \rho = V \frac{353}{273+t}, \text{ кг}, \quad (2)$$

де M — масова витрата газу, кг; V — теж, об'ємна, м^3 .

Нехай газове устаткування використало 1 м^3 газу, а лічильник встановлено ззовні будинку або в неопалюваному приміщенні, що може мати місце в сільській місцевості (а як вже згадувалось, саме там населенням споживається більша частина від обсягу газу, що використаний у побуті).

Тоді на підставі рівняння (2), в холодний період року (при температурі $t_1 = -20^\circ \text{C}$) маса спожитого газу складає $M_1 = 1,395 \text{ кг}$, а у теплий ($t_2 = +40^\circ \text{C}$) — лише $M_2 = 1,128 \text{ кг}$. В той же час, при нормальних умовах ($t_3 = +20^\circ \text{C}$) маса дорівнює $M_3 = 1,205 \text{ кг}$.

При існуючій схемі розрахунків за спожитий газ абонент у всіх трьох випадках сплатить згідно з показанням лічильника, тобто за 1 м^3 природного газу незалежно від пори року. Але фактично, виконавши перерахунок на нормальні умови, було спожито, відповідно $V_1 = 1,158$; $V_2 = 0,936$ і $V_3 = 1,0 \text{ м}^3$. І саме ці кількості були оплачені газозбутовою організацією при купівлі газу у постачальника.

Відомо, що для обліку великих витрат газу (у т.ч. і на ГРС, ГРП) застосовують автоматизовані системи контролю та обліку енергоносіїв, наприклад на основі спецпроцесорів-контролерів типу “Суперфло-2” з врахуванням реальних значень тиску, температури і густини газу, його коефіцієнта стиснення і показника адіабати. За рахунок цього сумарна приведена похибка вимірювань витрати газу не перевищує $0,1 \dots 0,5 \%$. Для газопостачання житлових будинків вимогами “Правил безпеки систем газопостачання України” [5] дозволено використовувати лише газ низького тиску, де змінами тиску, коефіцієнта стискування, інших параметрів в умовах задачі, що розглядається, можна знехтувати. А головну роль відіграє температура газу, а відповідно на підставі залежності (1), і його густина.

Для природного газу, що є сумішшю вуглеводнів, для кожного з них густина обчислюється за аналогічною формулою

$$\rho = \frac{A}{273+t}, \text{ кг/м}^3, \quad (3)$$

де A — чисельний коефіцієнт, значення якого залежить від виду вуглеводню чи іншого газу: наприклад, для метану — $A = 196$, пропану — $A = 549$, сірководню — $A = 420$, оксиду вуглецю — $A = 341$.

Таким чином, по-перше, пропоновані сьогодні об'ємні побутові лічильники газу не відповідають вимогам, що висуваються для приладів комерційного обліку енергоносіїв — значення відносної похибки виміру кількості спожитого палива в холодний період року сягає

$$\frac{1,158 - 1,0}{1,0} \cdot 100\% = 15,8\%,$$

а у теплий

$$\frac{0,936 - 1,0}{1,0} \cdot 100\% = -9,4\%,$$

тобто значно перевищує рекомендовані нормативними документами [3, 4] значення. Загальновідомо, що додаткова похибка у вимірюванні витрати газу на кордоні Україна—Російська Федерація лише в 0,1% змушує нашу державу робити переплату понад 10 млн.\$ на рік.

І по-друге, при існуючій схемі розрахунків за спожитий природний газ збутовим організаціям в холодний період року економічно не вигідно відпускати паливо населенню. При щорічному об'ємі спожитого абонентами в житлових будинках газу близько 20 млрд. м³ необліковані втрати у холодний період року можуть сягати (у вартісному вираженні) 50...70 млн. \$. І, навпаки, влітку НАК “Нафтогаз України” отримує незадекларовані прибутки.

Можливі два шляхи вирішення цієї проблеми:

а) встановлювати лічильники всередині опалюваних приміщень, за рахунок чого зменшується річна амплітуда коливань температур, а відповідно і необліковані втрати газу;

б) додатково обладнувати побутові лічильники газу температурними коректорами, які враховуватимуть зміни температур навколишнього і вимірюваного середовищ.

В останньому випадку об'ємний лічильник перетворюється в масовий і його шкала може бути відградуйована в одиницях маси.

Закордонний досвід передусім — країн Європейського Економічного Співтовариства і США, свідчить, що сьогодні температурні коректори встановлювати доцільно навіть для об'ємних лічильників типорозміру G1,6 (хоча необхідно відзначити, що лише 10 років тому встановлення подібних коректорів вимагалось тільки у приладах, починаючи з моделі G10). Наприклад, базова модель лічильника газу “Gallus 2000” (типорозміри: G1,6; G2,5; G4), що випускаються в Україні СП “Шлюмберже Укргаз метерс компанії” (ліцензія, технологія і комплектація фірми “Schlumberger Industries” (Франція)), має модифікації, що

передбачають встановлення температурного коректора і дистанційну передачу даних про витрату газу на центральний диспетчерський пункт. У цьому випадку лічильники підключають до джерела електроживлення з такими характеристиками: напруга $U_{\text{пих}} = 12 \text{ В}$, сила струму $I_{\text{мах}} = 10 \text{ мА}$.

Враховуючи, що нині в Україні встановлена лише незначна кількість побутових лічильників газу від загальної потреби, економічно доцільним у межах держави є оснащення житлового фонду засобами вимірювання з температурними коректорами. При наявності у абонента приладу для точного обліку газу він сам ретельно стежитиме за його раціональним витрачанням, що безумовно спонукає до загальної значної економії в цілому по країні.

Використана література

1. Кравчук К. Виртуальная цена // Энергетическая политика Украины. — 2000. — №2. — С. 46—50.
2. Багатогалузева програма виробництва приладів обліку споживання газу і поетапного оснащення ними житлового фонду: Затв. Держкомнафтогазом України 23.08.95 р. — К., 1995. — 28 с.
3. СНиП 2.04.08-87. Газоснабжение // Госстрой СССР. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. — 64с.
4. ДСТУ 3336-96. Лічильники газу побутові. Загальні технічні вимоги. — К.: Держстандарт України, 1996. — 11 с.
5. ДНАОП 0.0-1.20-98. Правила безпеки систем газопостачання України. — К.; Основа, 1998. — 179 с.

УПРАВЛЕНИЕ ПЕРЕХОДНЫМИ ПРОЦЕССАМИ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

Работа различных инженерных сетей, в том числе и сетевых систем теплогазоснабжения, а также их техническое оснащение должны позволять в любой момент времени обеспечить их требуемое состояние с тем, чтобы они оптимально (наилучшим по определенным показателям, образом), выполняли свою функцию. В условиях же возникновения неустановившегося течения газа, жидкости (горячей или холодной воды), пара или какого-либо другого целевого продукта (ЦП) возникает необходимость в оперативном управлении потокораспределением (сетевыми системами, подчиняющимися 1-му и 2-му закону Кирхгофа - законам сетевых систем), задача которого заключается в том, чтобы путем изменения структуры и параметров управляемых подсистем компенсировать изменение структуры и параметров потребителей. Для обеспечения оптимального режима работы инженерной сети в условиях функционирования автоматизированной системы управления потокораспределением и переходными процессами с изменяющейся средой задается обычно критерий оптимальности $J(S, \beta_s)$. Таким образом, основным назначением системы оперативного управления процессами перемещения целевого продукта в инженерной сети — выработка таких рекомендаций (вектора U), которые позволили бы судить о том, как изменить параметры и структуру управляемых подсистем, чтобы при известных $\tilde{X}$, $\tilde{Y}$ и $\tilde{Z}$ достичь реализации поставленной цели. Решение этой задачи осуществляется с помощью алгоритма управления — четкого однозначного правила или инструкции о том, что, в какой последовательности и как надо действовать в создавшейся обстановке $\tilde{X}$, $\tilde{Y}$ и $\tilde{Z}$, чтобы оптимизировать процесс, добившись заданной цели, например, минимизировать значение критерия $J(S, \beta_s)$. При этом следует иметь в виду, что информация $I_1 = \tilde{X}, \tilde{Y}$, поступающая от датчиков, расположенных в контролируемых точках объекта управления и среды по каналам связи в диспетчерский пункт управления зачастую является неполной, так как измеряются не все переменные, и недостоверной в следствие ошибок измерений и помех различного рода в каналах связи.

Имея информацию о состоянии среды, объекта и цели, управление можно представить как результат работы алгоритма в виде:

$$U(S^*, \beta_S^*) = \Psi(I_1, J(S, \beta)),$$

где Ψ — оператор, определяющий алгоритм управления, преобразующий информацию о среде $\tilde{X}$, объекте $\tilde{Y}$ и цели управления в вектор управления $J(S, \beta_S)$.

Как уже отмечалось, основой всех алгоритмов управления является модель объекта управления, на которой исследуются всевозможные случаи поведения реального управляемого объекта, что позволяет в итоге выбрать оптимальный метод управления. К моделям предъявляются требования, определяемые целями управления и отражают они те формальные связи, которые существуют между входом и выходом объекта управления.

Модель объекта управления строится методом итерации и включает в себя как показано на рис. 1 четыре следующих этапа:

1. Для достижения поставленной цели на основании взаимодействия теории и практики выбирается “полезный” класс модели объекта управления.
2. Определяются приближенные методы идентификации моделей.
3. Итерация методов оценки параметров модели.
4. Итерация циклов идентификации, оценки и проверки адекватности модели.

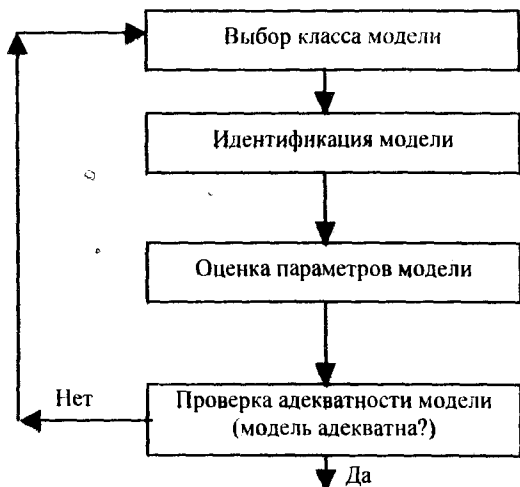


Рис. 1. Этапы построения модели сетевой системы и окружающей среды

Полученная таким образом модель и положена в основу построения алгоритма и построения программы управления процессами в инженерной сети. Для обеспечения полной возможности проведения исследований режимов работы инженерных сетей необходимо еще иметь и модель среды, окружающей объект управления. Инженерные сети являются итерационными системами с большим временем переходных процессов, управление же в сетях U^* выдается в дискретные моменты времени и проявляется только несколько позже. Все это приводит к необходимости так рассчитывать управляющие воздействия, чтобы состояние объекта управления, в которое он перейдет в результате реализации управления, оптимальным образом соответствовало будущему состоянию окружающей среды.

Задача построения моделей среды заключается в получении стохастических моделей случайных процессов подачи и потребления газа, воды и других целевых продуктов по каждому входу и выходу модели объекта управления. Построение модели процессов подачи распределения и потребления.

Уже отмечалось, что инженерные сети с их сооружениями относятся к классу больших систем и, следовательно, им свойственны черты таких систем, характерными из которых являются:

1. Переходные процессы в инженерных сетевых системах описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, нерешенных до настоящего времени в общем виде, т.е. им свойственны телеграфные уравнения, которыми описываются неустановившиеся процессы в системах с распределенными параметрами. Сложность математического описания таких сетей затрудняет получение модели объекта управления, необходимость решения и исследования задач переходных процессов в реальных инженерных сетях вынуждает прибегать к укрупнению с одновременным упрощением математических моделей сетей с тем, чтобы реализовать выбор оптимальных режимов работы сетевых систем и управление процессами в них с помощью микроЭВМ.

2. Наличие второстепенных и случайных процессов в сетевой системе порождает неопределенность ее поведения.

3. Проблему управления процессами, происходящими в инженерной сети, как и самой сетью усложняет неполнота информации и ее недостоверность.

4. Нестационарность объекта управления является результатом роста объемов потребления целевых продуктов, увеличением числа источников и потребителей, также появление в сети и в работе электромеханического и технологического оборудования аварийных ситуаций,

вызванных разными причинами, что приводит к необходимости построения адаптивных АСУ ТП.

5. Нестационарность, а следовательно порождаемая ею невоспроизводимость объекта управления приводит к необходимости синтеза моделей среды и объекта управления в реальном масштабе времени.

Неполнота информации, ее недостоверность, а также нестационарность объекта управления требуют разделения процесса оперативного управления процессами в инженерных сетях на два этапа: планирование режимов работы сетевых систем и их стабилизация.

Решение задач на каждом из этих уровней требует различного объема и характера оперативной информации, математических моделей, описывающих объект управления, критериев и методов решения задач управления.

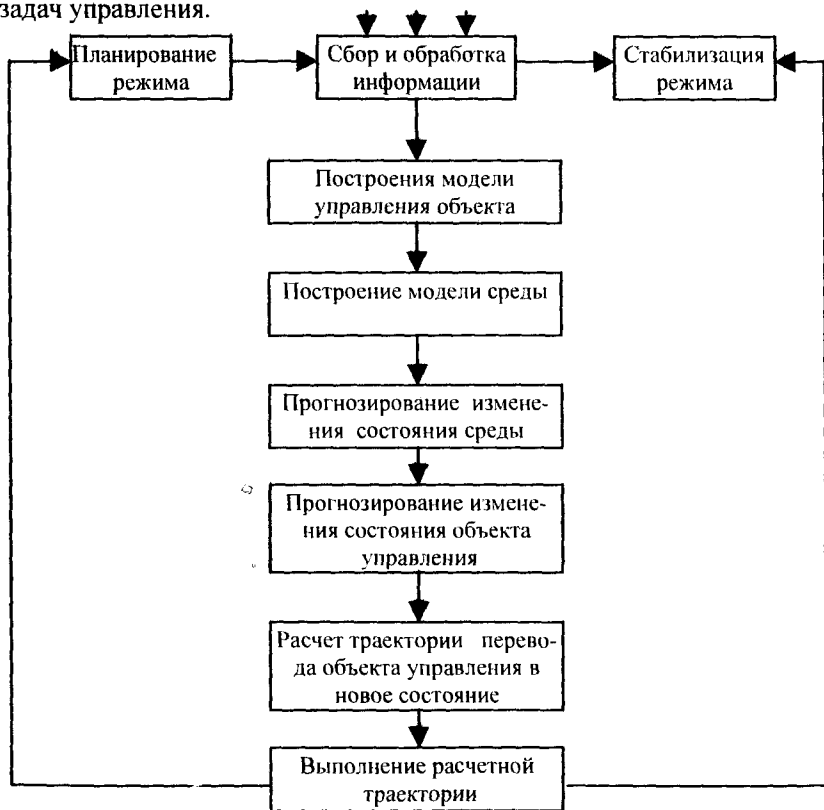


Рис. 2. Структура процесса оперативного управления потокораспределением в инженерной сети теплогазоснабжения

С позиций рассмотрения процесса оперативного управления в виде последовательности принимаемых решений на каждом из уровней, его можно представить в виде последовательности семи уровней или этапов управления, как показано на рис. 2, где на систему управления, помимо критериев управления $J(S, \beta_s)$, поступает технологическая информация о текущем состоянии среды и объекта управления $\tilde{X}$, $\tilde{Y}$ и $\tilde{Z}$. Анализ структуры процесса оперативного управления распределением между потребителями целевого продукта, показывает, что приведенная последовательность решения задач в условиях функционирования АСУ газотеплопередачей и потокораспределением текучего в инженерных сетях соответствует нормальным режимам их работы. Всякие нарушения режимов работы, вызванные отказами в работе отдельных элементов системы и другими причинами, снижают эффективность ее функционирования. Особенно повышается актуальность оперативного управления потокораспределением в функционирующих сетях в условиях дефицита целевого продукта. В этих условиях важнейшими для систем оперативного управления переходными процессами в инженерных сетях являются, помимо оптимального распределения газа, воды и других продуктов, задачи обнаружения локализации и устранения всевозможных аварийных ситуаций в рассматриваемых системах.

Использованная литература

Григоровский Е. П. Исследование динамики сетевых систем современными методами. — К.: Вища школа, 1979, 134 с.

УДК 697.32:621

Є. П. Григоровський, *д.т.н. професор*
В. Я. Хонтій, *аспірант*
Київський національний університет будів-
ництва і архітектури

МЕТОДИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ ПАРОСИЛОВОГО ГОСПОДАРСТВА В УМОВАХ КОМБІНАТІВ БУДІНДУСТРІЇ УКРАЇНИ

Для сучасних промислових виробництв (особливо в будівельній галузі) характерні значні питомі витрати енергії на продукцію, що ними випускається. На величину загальних витрат енергії в технологічних системах будівельних виробництв суттєве значення має удосконалість кожного енергетичного процесу в кожному окремому вузлі. Економія енергії в сучасних системах теплопостачання промислових процесів в більшій мірі досягається раціональним вибором параметрів теплоносіїв, параметрів таких водонагріваючих котлів, характерною особливістю яких є досягнення конденсації парів з газів, для чого необхідно забезпечити температуру поверхні теплообмінних труб нижчою температурою точки роси, яка для продуктів згорання природного газу складає 54—58 °С.

Розглянемо деякі ефективності використання енергетичних ресурсів на прикладі управління технологічними процесами паросилового господарства в умовах Київського комбінату будіндустрії.

Слід відзначити, що Київський комбінат будіндустрії — це велике, енергетично потужне підприємство з випуску будівельних матеріалів. Тут знаходяться виробництва залізобетонних виробів, лінолеуму, м'якої покрівлі, теплоізоляційних дерево-волокнистих плит типу ДВП, ізоляційних мінерало-ватних матів, клею КДП.

Технологічні потреби виробників забезпечуються потужним енергетичним господарством парасилового цеху (ПСС), на озброєнні яких знаходяться дві потужні компресорні станції та котельня. Об'єктом нашої уваги в плані підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів (природного газу) є приміщення з водонагрівальними котлами (котельня).

Теплове навантаження користувачів покривається чотирма котлоагрегатами продуктивністю по 50 т пару за годину з параметрами пару $P_n = 13$ атм, $t_n = 320$ °С.

Модернізація технологічного та енергетичного обладнання, використання сучасних можливостей автоматичного або автоматизованого управління технологічними процесами дає можливість підвищити ККД і зменшити вихід вторинних теплових відходів. Утилізація теплоти відходящих газів є основним резервом зниження тепловикористання на будь-якому підприємстві.

Найбільшим резервом зниження використання палива в котельних установках, є використання тепла вихідних продуктів згорання в теплоутилізаторах (ТУ). Проектування і будівництво котлоагрегатів проводилось із розрахунку на використання в якості палива в основному твердого (вугілля) та рідкого (мазут). Проте останнім часом використовується виключно природний газ. При згоранні цього палива утворювані димові гази мають шкідливі домішки, які при зниженні температури випадають у вигляді корозійно-активних розчинів.

Для експлуатації теплоенергетичного обладнання важливе значення набуває контроль за температурою газів, при якій має місце випадання таких розчинів. Наявність контролю температури (тим більш автоматичного або автоматизованого) дозволяє обслуговуючому персоналу вжити своєчасно заходів з запобігання корозії обладнання. Вимірювання температури точки роси димових газів — це окреме питання, якому автори приділяють в своїх дослідженнях особливу увагу.

При розробці таких приладів і методів контролю треба врахувати особливості димових газів.

Однією з особливостей є те, що в їх складі в залежності від сорту палива є відповідні домішки (кисні сірки, азоту, води тощо), які при зниженні температури можуть кондиціюватись з утворенням розчинів сірчаної та азотної кислоти, потрійних систем $H_2O - SO_3 - NO_2$, а при спаленні деяких палив можлива подва парів HCl з утворенням подвійних або потрійних систем в рідинній фазі. Є і інші особливості, які теж негативно впливають на роботу котлоагрегатів по виробництву па-

ри і які теж треба врахувати при розробці систем автоматичного контролю не тільки температури точки роси димового газу, а і при контролі температури інших параметрів.

Треба відзначити, що при роботі на природному газі можливе глибоке охолодження продуктів згорання, нижче температури точки роси, з утилізацією не тільки явного (фізичного), але і прихованого тепла конденсації наявних в димових газах водяних парів. Для прийняття рішення про доцільність використання ТУ необхідно мати відомості про кількість теплоти, що може бути отримана в даному ТУ за умови охолодження продуктів згорання до заданої температури. Аналогічне завдання виникає при необхідності визначення теплової потужності експлуатованого ТУ, у випадку відсутності витратомірів нагрітого цільового продукту (ЦП).

Визначення параметрів ТУ необхідне для включення його в автоматизовану систему управління технологічним процесом (АСУТП) виробництвом пару, у вигляді додаткової відгалуженої ланки. АСУ котлоагрегатом здійснює управління такими параметрами, як подачею газу, подачею живильної води, нагнітанням повітря, відсосом димових газів та підтриманням розрідження у топочній камері. Кількісні величини цих параметрів, а також їх співвідношення постійно змінюється у залежності від використання пару споживачами.

У відповідності з нормативним методом для визначення розрахункової теплової потужності ТУ по зворотному тепловому балансу, необхідно мати дані про елементарний склад природного газу, що ускладнює використання цього методу в практичних розрахунках. Крім того, метод дає змогу визначити приховану теплоту конденсації водяних парів у продуктах згорання.

Другим резервом економії енергетичних ресурсів ПСЦ виступає раціональне використання ПСЦ електроенергії. Порушення технологічних режимів, неправильна експлуатація і незадовільний стан електричного господарства, несвоєчасна профілактика виступають джерелом другого виду витрат — понад нормативних, або нераціональних витрат електроенергії.

Для реалізації найбільш значних резервів економії електроенергії, основаних на впровадженні принципово нових енергозберігаючих технологій необхідна розробка нових процедур і алгоритмів збору і обробки даних про електровикористання, поставлення і вирішення задач, пов'язаних з використанням сучасних засобів механізації і автоматизації для отримання фактичних даних про електровикористання.

Великі можливості в економії електроенергії виявляються при реалізації нових енергозберігаючих принципів оптимізації структури і параметрів систем регулювання електроустановок. Нові принципи, використовуючі динамічні і статистичні параметри, повинні також використовуватись при компенсації реактивної потужності, симетруванні й боротьбі з вищими гармонійними токів і напруг.

Реалізація перерахованих заходів на підприємстві дозволить економити 15—20% енергетичних ресурсів, що безперечно спонукає до зниження собівартості та зростання конкурентоспроможності продукції.

Використана література

1. *Семенюк Л. Г.* Методика визначення теплової потужності теплоутилізатора. — М.: Промислова енергетика, 1992. — № 4.
2. *Кабалдин Г. С.* Раціоналізація енерговикористання в процесі модернізації технологічного і енергетичного обладнання. — М. Промислова енергетика, 1992. — №10.
3. Тепловий розрахунок котельних агрегатів (нормативний метод). — М: Енергія, 1973.
4. *Мінєєв Р. В.* Комплекс заходів для визначення резервів економії електричної енергії в промисловості. — М.: Промислова енергетика, 1992. — №11.

АДСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДОАККУМУЛИРУЮЩИЕ АГРЕГАТЫ НА НОВЫХ РАБОЧИХ ВЕЩЕСТВАХ

Проблема экономии топливно-энергетических ресурсов и защиты окружающей среды в определенной мере может быть решена расширением масштабов применения возобновляемых источников энергии, в том числе солнечной. Одним из наиболее перспективных способов преобразования солнечной энергии является получение искусственного холода, так как максимальная потребность в охлаждении совпадает с периодом максимального поступления солнечной радиации. Гелиоохладильные установки могут найти применение для хранения пищевых продуктов, медикаментов, охлаждения питьевой воды в степных труднодоступных районах, полевых станах, геологоразведочных партиях, фермерских хозяйствах, на дачных участках и т.п., где другие виды энергии дороги или недоступны.

Перспективными для таких районов являются относительно небольшие охладильные установки индивидуального пользования. К подобным установкам предъявляется ряд специфических требований: полная автономность, простота обслуживания и доступность для широкого потребителя. В наибольшей мере этим требованиям отвечают теплоиспользующие сорбционные охладильные установки с твердым поглотителем, так как они не имеют движущихся механизмов, не требуют квалифицированного обслуживания и для их работы не используются электроэнергия.

Основной задачей в разработке эффективной адсорбционной системы охлаждения является выбор рабочих веществ, в частности адсорбента, отличающегося большой влагоемкостью и способностью к достаточно полной регенерации при нагреве.

Одним из основных недостатков существующих адсорбционных охладильников является значительный вес адсорбционного оборудования, что обусловлено малой поглощательной способностью большинства известных сорбентов.

По типу сил, обуславливающих адсорбцию, рабочие вещества можно разделить на две основные группы: адсорбенты на основе эффекта физической адсорбции — цеолиты, активированные угли, сили-

кагели, и адсорбенты на основе эффекта хемосорбции — соли щелочных и щелочноземельных металлов.

Сорбционная емкость адсорбентов первой группы невелика — 5...10% от веса сорбента. Но благодаря стабильности свойств, долговечности гранул и невысокой температуре регенерации, эти сорбенты получили наибольшее практическое применение.

Более высокую (в 2—3 раза) сорбционную емкость имеют неорганические соли, которые образуют с парами хладагента твердые химические соединения типа кристаллогидратов. Однако практическое применение этих рабочих веществ имеет технические трудности, связанные с проблемой сохранения стабильности гранулированной структуры адсорбента, так как при многократных циклах сорбции — десорбции возможно частичное растворение соли при местном перенасыщении хладагентом.

Ранее нами было показано, что стабильность солевых сорбентов может быть повышена путем введения в гранулу инертного наполнителя. В качестве наполнителя предлагалось использовать карбонат кальция, который за счет пористого каркаса мог бы удерживать жидкий раствор в грануле, сохраняя структуру слоя при перенасыщении. Кроме повышения надежности работы генератора-адсорбера, это позволит увеличить сорбционную емкость солевых сорбентов, так как по термодинамическим соотношениям многие соли способны производить эффект охлаждения и в зоне жидкого раствора.

В результате дальнейших исследований подобран более эффективный носитель на основе вспученного перлита. Вспученный перлит имеет жесткий каркас с открытыми порами и способен удерживать в порах большое количество солевого раствора. При приготовлении сорбента гранулы перлита пропитываются под вакуумом солевым раствором заданной концентрации, после чего высушиваются термовакуумной обработкой. Пропитка гранул может производиться непосредственно в генераторе-адсорбере холодильной установки, что позволяет исключить поглощение сорбентом влаги из атмосферного воздуха при монтаже.

По данной методике на базе сорбционной пары бромистый литий-метанол получен сорбент для гелиоадсорбционного холодильника, позволяющий получать минусовые температуры охлаждения. Для этого сорбента измерены изостеры адсорбции в диапазоне температур и давлений, соответствующих солнечному холодильному циклу и построена диаграмма $LgP-1/T$. Исследования показали хорошую стабильность сорбента и обратимость изостер при многократных циклах сорбции — десорбции. Гранулированная структура сорбента сохраняется даже при значительном перенасыщении соли хладагентом. Гранулы удерживают

жидкий раствор в порах при концентрациях бромистого лития в метаноле до 40—45%, в то время как растворение кристаллического бромистого лития происходит при концентрации 59%.

Таким образом, работа сорбента в зоне жидкого солевого раствора обеспечивает увеличение сорбционной емкости почти в 1,5 раза по сравнению с чистой солью. При этом наблюдается также снижение температуры начала регенерации. Например, при температуре конденсации паров хладагента 40 °С, десорбция начинается при 84 °С и, по мере регенерации сорбента, постепенно повышается до 116 °С. Такое течение процесса хорошо согласуется с переменным характером поступления солнечной энергии.

Схематично конструкция солнечного адсорбционного холодильника показана на рисунке. Холодильник состоит из последовательно соединенных паропроводом генератора-адсорбера 1, уложенного в гелионагреватель 2 типа “горячий ящик”, воздушного оребренного конденсатора 3 и испарителя 4, погруженного в поддон с эвтектическим раствором и размещенного в холодильной камере 5. Генератор-адсорбер представляет собой плоский герметичный короб, заполненный гранулированным сорбентом и имеет в нижней части щелевой канал, служащий для подачи и отвода паров хладагента. На тепловоспринимающую поверхность генератора-адсорбера нанесено селективное покрытие “черный хром”.

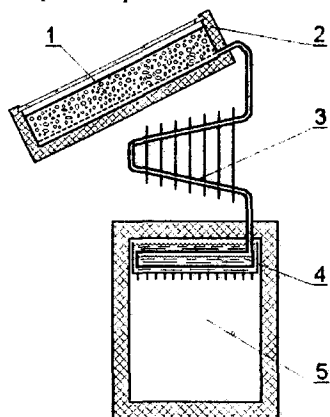


Рисунок. Солнечный адсорбционный холодильник:

1 — генератор-адсорбер; 2 — гелионагреватель; 3 — воздушный конденсатор; 4 — испаритель; 5 — холодильная камера

Гелиoadсорбционный холодильник имеет суточный цикл работы, который осуществляется следующим образом: В дневное время солнечное излучение, поступающее в гелионагреватель, поглощается зачерненной поверхностью генератора-адсорбера и содержащийся в нем сорбент нагревается до температуры 100—110 °С. Время разогрева — около 3 часов. При нагреве из сорбента десорбируются пары хладагента, которые поступают в воздушный конденсатор и конденсируются в нем, а жидкий хладагент накапливается в испарителе. Десорбция хладагента длится 5—6 часов. Дневной цикл заканчивается практически полной регенерацией сорбента и накоплением жидкого хладагента в испарителе.

После захода солнца сорбент в генераторе-адсорбере остывает и давление в системе снижается. При этом хладагент в испарителе начинает кипеть при низком давлении (и соответственно, низкой температуре) с одновременным производством холода. Образующиеся при кипении пары хладагента поступают в генератор-адсорбер, где поглощаются сорбентом, а вырабатываемый холод аккумулируется эвтектическим раствором. Цикл производства холода, который длится 10—12 часов, заканчивается полным испарением хладагента и образованием льда в поддоне испарителя. На следующий день, при повторении цикла десорбции, температура в холодильной камере поддерживается за счет таяния льда, содержащегося в поддоне.

Натурные испытания экспериментального образца солнечного холодильника, проведенные на полигоне "Гелиотерм" в Крыму, подтвердили эффективность солевого сорбента и показали, что, за счет малой тепловой инерционности генератора-адсорбера, установка обеспечивает номинальную холодопроизводительность даже в частично пасмурные дни. Суточная выработка холода при интенсивности солнечного излучения до 800 Вт/м^2 составила 2500 кДж на 1 м^2 площади солнечного генератора. Температура в холодильной камере в течение суток изменялась от $+1$ до $+7^\circ\text{C}$. Величина приведенного теплового коэффициента составила $0,11—0,13$.

Повышенная сорбционная емкость разработанного сорбента, а также способность адсорбционных холодильников вырабатывать холод без одновременного потребления энергии позволяет создать компактные автономные холодильные агрегаты периодического действия для торгового и медицинского оборудования. Периодический характер работы позволяет осуществлять зарядку агрегата от электросети в ночное время (по льготным тарифам на электроэнергию), после чего, при необходимости, он может длительное время храниться в состоянии готовности к выработке холода и при включении на охлаждение работает без потребления энергии. Указанные достоинства, а также простота в изготовлении и эксплуатации делают их вполне конкурентоспособными с компрессионными холодильными агрегатами, несмотря на то, что холодильный коэффициент адсорбционного цикла ниже. Такие агрегаты могут применяться в холодильниках для выездной торговли, транспортировки и хранения медицинских препаратов в полевых условиях, в автомобильных холодильниках.

На базе солевого сорбента с высокотемпературной регенерацией созданы и испытаны экспериментальные образцы адсорбционных холодильных агрегатов для переносного холодильника объемом 10 литров

и автомобильного холодильника-ларя объемом 35 литров. Регенерация сорбента осуществляется от электросети в течение 1,5—2 часов, после чего испаритель с хладагентом отсекается запорным клапаном. В состоянии готовности к выработке холода сумка-холодильник может длительное время храниться, транспортироваться и т.д. Производство холода осуществляется без одновременного потребления энергии и длится около 15—20 часов.

Ткачук А. Я. Розрахункова модель усередненого руху в турбулентній зоні плоских і вісесиметричних пристінних примежових шарів.

Доведено, що при уподібненні квазістаціонарної турбулентної течії у двовимірних примежових шарах аналогічним течіям ідеальної рідини, водночас підпорядковуючи останні граничним умовам до течій в'язкої рідини, можливе створення розрахункових моделей, що дозволяють встановлювати закономірності усередненого руху в турбулентних течіях. Запропонований спосіб відрізняється від відомих тим, що не розглядаються стохастичні зв'язки між усередненим і пульсаційним рухом, що підвищує фізичну прозорість розрахункових моделей.

Жуковський С. С., Черноус О. В. Аналіз повітряних потоків місцевих смоків. Проаналізовані кінематичні характеристики та зони дії повітряних потоків місцевих смоків.

Наведені результати теоретичних та емпіричних досліджень місцевих смоків.

Задоянний О. В., Антоненко А. В. Осушення газів аспіраційних викидів асфальтобетонного заводу.

Охолоджуюча потужність скрубера Вентурі склала 109,4 кВт, завдяки чому можливо осушити гази більш ніж на 80%, що в значній мірі зменшить утворення конденсаційного аерозолі у забруднення ним прилеглої території.

Корбут В. П. Формування теплових умов та повітряного режиму в теплонапружених відділеннях ТЕС та АЕС.

Розглянуто фізико-математичну модель турбулентних течій та теплообміну в вертикальних і плоских каналах.

Писарев В. Є., Довгалюк В. Б. Температурно-вологісні умови зберігання пам'яток історії та культури у приміщеннях при пониженому тиску повітря.

Показано, що зберігання музейних експонатів в умовах пониженого тиску повітря є складним технологічним завданням і потребує вивчення термодинамічних особливостей зміни стану повітря при зміні тиску.

Зінич П. Л. Розрахунок нижнього місцевого відсмоктувача вибивних решіток ливарних цехів.

Наведені результати розрахунків місцевих відсмоктувачів, які можуть бути використані при визначенні повітрообмінів вибивних відділень ливарних цехів.

Ежи Пиотровски. Нейронная модель воздухообмена в жилых помещениях.

В последнее время модным становится использование нейронных сетей для решения разных технических задач. В статье впервые представлена возможность применения нейронных сетей для моделирования протекания процесса воздухообмена. Подвержена верификации сеть с большой точностью оценивает величину воздухообмена, а также диагностирует ход процесса при разных случайных (климатических) и контролируемых (проектных) условиях.

В статті прийнята спроба вибору типових необхідних параметрів для урахування в архітектурі мережі, оптимально відображає ход процесу обміну повітрям. Аналіз стосувався протікання повітря в області приміщення. На цій основі розроблена модель, проста для виконання і поширення з допомогою доступного програмного забезпечення.

Жуковський С. С., Зінч П. Л., Черноус О. В. **Визначення зміни осьової швидкості повітряного потоку при засмоктанні у напівобмежений конічний смок.**

На основі проведеного теоретичного аналізу аналогії між магнітними полями постійних струмів і рухом повітряних потоків формула для визначення зміни осьової швидкості повітряного потоку, який засмоктується в конічний смок.

Михайловська О. Ю., Ткаченко В. А. **Оцінка гідравлічної сталості приладних вузлів однотрубних систем водяного опалення.**

Проведений аналіз гідравлічних та теплових режимів існуючих однотрубних систем водяного опалення показав, що найбільш невідповідними є приладні вузли з осьовими замикаючими ділянками з триходовими регулюючими кранами.

Пропоновані термостатичні клапани закордонних фірм не можуть бути застосовані для вітчизняних систем опалення внаслідок значного гідравлічного опору та відмінностей характеристик і принципових схем систем опалення. Їх застосування може призвести до розрегулювання не тільки систем опалення, а також теплових мереж.

Кафедрою теплогазопостачання та вентиляції КНУБА було запропоновано методику визначення необхідного опору триходового регулюючого клапана, який забезпечує усталеність приладного вузла, а також системи опалення в цілому. Кафедрою також були запропоновані відповідні конструкції триходового регулюючого клапана.

Предун К. М. **Обґрунтування необхідності переходу на визначення масових витрат газу населенням і дрібними споживачами.**

В статті показана необхідність переходу до більш точного обліку витрат газу в системах використання природного газу населенням та комунально-побутовими споживачами.

Григоровський Е. П. **Управління переходними процесами в системах теплогазоснабження і вентиляції.**

В статті розглядаються характерні риси, властиві класу таких великих систем, як системи теплогазоснабження, з позиції розгляду процесу оперативного управління, приводяться етапи побудови її моделей, останнє представлено в формі структури, що складається з семи рівнів управління.

Григоровський Є. П., Хонтій В. Я. **Методи ефективності використання енергетичних ресурсів паросилового господарства в умовах комбінатів будівництва України.**

В роботі розглянуто деякі методи ефективності використання енергетичних ресурсів на прикладі управління технологічними процесами в умовах паросилового

господарства Київського комбінату будіндустрії. Подаються резерви зниження використання палива в котельних установках. Відзначаються деякі особливості, які потрібно враховувати при розробці приладів та систем автоматизованого контролю температури деяких середовищ при виконанні відповідних технологічних процесів паросилового господарства.

Журавленко В. Я., Чалаев Д. М. Адсорбционные холодоаккумулирующие агрегаты на новых рабочих веществах.

Одним из основных недостатков существующих адсорбционных холодильников является значительный вес адсорбционного оборудования, что обусловлено малой поглощательной способностью большинства известных сорбентов.

В результате выполненных исследований подобран более эффективный носитель на основе вспученного перлита. Вспученный перлит имеет жесткий каркас с открытыми порами и способен удерживать в порах большое количество солевого раствора.

На базе сорбционной пары бромистый литий-метанол получен сорбент для гелиoadсорбционного холодильника, позволяющий получать минусовые температуры охлаждения.

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	3
Ткачук А. Я. Розрахункова модель усередненого руху в турбулентній зоні плоских і вісесиметричних пристінних примежових шарів	3
Жуковський С. С., Черноус О. В. Аналіз повітряних потоків місцевих смоків	19
Задоянний О.В., Антоненко А. В. Осушення газів аспіраційних викидів асфальтобетонного заводу.....	24
Корбут В. П. Формування теплових умов та повітряного режиму в теплонапружених відділеннях ТЕС та АЕС.....	27
Писарев В. Є., Довгалик В. Б. Температурно-вологісні умови зберігання пам'яток історії та культури у приміщеннях при пониженому тиску повітря	50
Зінич П. Л. Розрахунок нижнього місцевого відсмоктувача вибивних решіток ливарних цехів	56
Ежи Пиотровски. Нейронная модель воздухообмена в жилых помещениях	63
Жуковський С. С., Зінич П. Л., Черноус О. В. Визначення зміни осьової швидкості повітряного потоку при засмокуванні у напівобмежений конічний смок	70
ТЕПЛОМАСООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ	74
Михайловська О. Ю., Ткаченко В. А. Оцінка гідравлічної сталості приладних вузлів однотрубних систем водяного опалення	74
Предун К. М. Обґрунтування необхідності переходу на визначення масових витрат газу населенням і дрібними споживачами.....	80
Григоровский Е. П. Управление переходными процессами в системах теплогазоснабжения и вентиляции.....	86
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ	91
Григоровський Є. П., Хоптій В. Я. Методи ефективності використання енергетичних ресурсів паросилового господарства в умовах комбінатів будіндустрії України	91
Журавленко В. Я., Чалаев Д. М. Адсорбционные холодоаккумулирующие агрегаты на новых рабочих веществах.....	95

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 2

Підп. до друку 25.07.2001. Формат 60×84 1/16.
Папір друк. № 1. Спосіб друку офсетний. Умовн. друк. арк. 6,04.
Обл.-вид. арк. 7,0. Тираж 150. Зам. 1-2086.

**ЗАТ «ВІПОЛ», ДК № 15
03151, м. Київ, вул. Волинська, 60**

ТЕПЛЫЙ ПОЛ

DEVI®

(Д А Н И Я)

СИСТЕМЫ СНЕГОТАЯНИЯ
на крышах, дорогах, ступенях



- ~ Настенные конвекторы для жилых и офисных помещений
- ~ Полотенцесушители электрические
- ~ Тепловентиляторы 3 + 21 кВт ~ Инфракрасные потолочные обогреватели ~ Подогрев теплиц, газонов футбольных полей

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ДИЛЕРЫ В УКРАИНЕ:

Киев (044) 417-3779	Кировоград (0522) 27-9472	Одесса (0482) 29-3944
Киев (044) 450-8976	Кировоград (0522) 24-2709	Одесса (0482) 34-5211
Киев (044) 295-7776	Кременчуг (05366) 3-1524	Одесса (0482) 37-2718
Киев (044) 268-8122	Кривой Рог (0564) 29-4817	Полтава (05322) 7-3776
Киев (044) 517-6082	Луганск (0642) 42-0844	Севастополь (0692) 37-4514
Винница (0432) 38-4579	Луцк (03322) 78-478	Харьков (0572) 17-6632
Днепропетровск (0567) 78-2330	Львов (0322) 97-0718	Харьков (0572) 40-0543
Донецк (062) 335-2768	Львов (0322) 33-6255	Херсон (0552) 24-8247
Донецк (062) 335-1212	Мариуполь (0629) 34-1000	Хмельницкий (0382) 72-9302
Запорожье (0612) 12-0201	Николаев (0512) 35-2472	Черновцы (0372) 58-5183
Запорожье (0612) 57-1233	Николаев (0512) 36-3303	Черкассы (0472) 47-1194
		Ялта (0654) 32-1820

www.de-vi.com

Представительство ДЕ-ВИ в Украине: Киев - (044) 559 30 54

Сервисный центр: Киев - (044) 417 62 43

DEVI®