

- б) теплообмінник розміщений після радіатора системи охолодження;
- в) теплообмінник зі схеми вилучений.

У результаті випробувань було зроблено висновок, що для підвищення теплопродуктивності системи опалення автобуса продуктивність рідинного насоса системи охолодження двигуна необхідно збільшити.

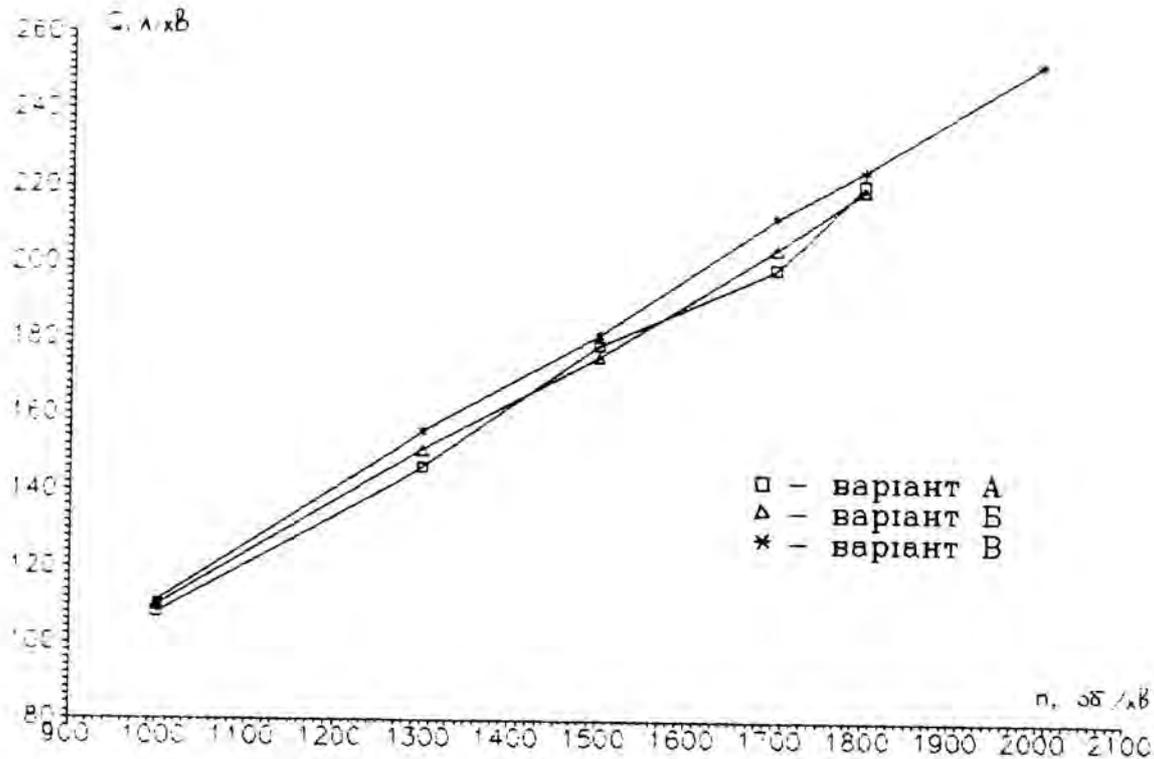


Рис.4. Визначення витрати теплоносія в системі опалення міського автобуса ЛАЗ-52525

Результати випробувань наведені на рис.4.

1. Бирюков Б.В. и др. Точные измерения расхода жидкостей. – М., 1977. 2. Ротаметры / А.А.Балдин и др. – Л., 1983.

УДК 697.9:621; 697:621

Возняк О.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ОПТИМІЗАЦІЯ СХЕМ ПОВІТРОРозПОДІЛУ

© Возняк О., 2000

In this article there are presented calculating equations that give a possibility to design air distribution system at maximum efficiency. Dependence of air flat limited spread jet's axial velocity from running coordinate has been investigated.

У сучасних умовах надзвичайно важливим є питання зниження матеріалоемності, зокрема в опалювально-вентиляційній техніці, а також підвищення соціального ефекту.

Метою цієї роботи є знаходження ресурсів в аспекті зменшення розмірів повітровипускних пристроїв і, відповідно, системи повітропроводів при вентиляції, кондиціонуванні повітря та повітряному опаленні при забезпеченні розрахункового повітрообміну приміщення.

Розглядається основна ділянка припливної турбулентної осесиметричної слабконезотермічної вільної струмини. Як відомо [1,2], залежність витрати повітря в струмині L_x від відстані x має нелінійний характер. У зв'язку з тим становить інтерес питання дослідження функції на існування критичних точок, тобто виявлення області з максимальною кількістю припливного повітря при певних заданих умовах.

Для розв'язання поставленої задачі розглянемо профіль швидкостей, який на основній ділянці струмини описується формулою Шліхтінга [1; 2]

$$V_y = V_x \left[1 - \left(\frac{y}{y_0} \right)^{1,5} \right]^2, \quad (1)$$

а відтак виразимо середню швидкість $V_{\text{сеп}}$ на відстані x :

$$V_{\text{сеп}} = \frac{1}{y_0} \int_0^{y_0} V_y dy. \quad (2)$$

З урахуванням (1) отримаємо:

$$V_{\text{сеп}} = \frac{V_x}{y_0} \int_0^{y_0} \left[1 - \left(\frac{y}{y_0} \right)^{1,5} \right]^2 dy, \quad (3)$$

звідки $V_{\text{сеп}} = 0,45 V_x$.

Перейдемо до витрати повітря в струмині L_x :

$$L_x = 0,45 \cdot V_x \cdot \pi y^2, \quad (4)$$

а з урахуванням [1,2]:

$$V_x = V_0 m \cdot \frac{\sqrt{F_0}}{x} \quad (5)$$

та

$$y_0 = x \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{D}{2} \quad (6)$$

отримаємо:

$$L_x = 0,225 \pi^{1,5} V_0 m D \left(x \operatorname{tg} \alpha + \frac{D}{2} \right)^2 \cdot \frac{1}{x}. \quad (7)$$

Остаточно, після виконання заміни $c = 0,225 \pi^{1,5} V_0 m D$:

$$L = c \left(\operatorname{tg}^2 \alpha x + \operatorname{tg} \alpha D + \frac{D^2}{4x} \right). \quad (8)$$

Аналіз формули (8) показує, що існує критична відстань $x_{\text{кр}}$, а функція $L_x = f(x)$ має точку мінімуму. Величина $x_{\text{кр}}$, що забезпечує цей мінімум:

$$x_{\text{кр}} = \frac{D}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (9)$$

На підставі цього констатуємо:

- критична відстань залежить від виду струмини (кругла, плоска, віяльна) і від розмірів повітровипускного пристрою;
- повітровипускні пристрої в системах повітряного опалення, вентиляції та кондиціонування повітря слід розташовувати на значно більших відстанях, ніж $x_{кр}$, врахувавши при цьому далекобійність струмини;
- область робочої (обслуговуваної) зони, охоплювана прямим потоком повітряної струмини при цих умовах, буде максимальною. Це дасть змогу збільшити значення показника ефективності повітророзподілу ADPI [2] і, відповідно, досягнути підвищення соціального ефекту.

1. Ташев В.Н. *Аэродинамика вентиляции*. – М., 1978. 2. Гримитлин М.И. *Распределение воздуха в помещении*. – М., 1982.

УДК 697; 620.9.004.183

Юркевич Ю., Возняк О., Желих В.

ДУ “Львівська політехніка”, кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ НАСАДКОВОЇ КАМЕРИ КТАНів

© Юркевич Ю., Возняк О., Желих В., 2000

In this article there is presented effective method of average enthalpy difference (1) calculation in contact heat exchanger. Dependence of 1 from temperature and enthalpy of gasses and water (table 1) has been investigated.

Для підвищення ефективності енергетичних установок необхідне глибоке охолодження продуктів горіння, що досягається в контактнo-поверхневих теплообмінних апаратах з активною насадкою (КТАН), в яких охолоджуються продукти горіння нижче температури їх точки роси (30-40 °С).

Існує ряд методів визначення середньої різниці ентальпій $\Delta I_{сер}$ при розрахунку контактних теплообмінників. Однак значна різноманітність існуючих методів ускладнює вибір найбільш раціонального, який забезпечував би достатню точність визначення $\Delta I_{сер}$ і не вимагав значних затрат часу. Тому в цій статті розглянуто створення такого методу розрахунку величини $\Delta I_{сер}$, який був би оптимальним як за громіздкістю, так і за забезпеченням максимальної точності результатів.

Як відомо, найточніше величину $\Delta I_{сер}$ можна отримати, користуючись методом числового інтегрування, прийнявши проміжки температур $\delta t = t_n - t_{n-1}$ достатньо малими, тобто такими, що прямують до нуля, як ідеальний випадок.

Для виявлення такої аналітичної залежності і створення достатньо точного методу розрахунку величини $\Delta I_{сер}$, що дозволяв би використання ЕОМ і зручного в інженерних розрахунках, була складена програма визначення величини $\Delta I_{сер}$ методом числового інтег-