



ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНИХ ОДИНИЧНИХ ВИТРАТ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ ДЛЯ КОНДИЦІЮВАННЯ ЗАЛІВ І АУДИТОРІЙ

С. С. Жуковський, О. В. Кінаш

*Національний університет "Львівська політехніка",
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.*

Отримана 12 січня 2006; прийнята 20 серпня 2006.

Анотація. Встановлено, що для забезпечення термічного комфорту зальних приміщень при розосередженому повітророзподіленні мінімальні одиничні витрати зовнішнього повітря змінюються в широких межах у залежності від місця розміщення повітророзподільників, їхнього типу (конструкційних особливостей) і допустимої різниці температур повітря в зоні обслуговування та притікального повітря.

Ключові слова: витрати зовнішнього повітря, кондиціювання, повітророзподілення, термічний комфорт, зовнішні температури.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ЕДИНИЧНЫХ РАСХОДОВ ВНЕШНЕГО ВОЗДУХА ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ЗАЛОВ И АУДИТОРИЙ

С. С. Жуковский, О. В. Кинаш

*Национальный университет "Львовская политехника",
ул. С.Бандеры, 12, г. Львов, 79013, Украина.*

Получена 12 января 2006; принята 20 августа 2006.

Анотация. Установлено, что для обеспечения теплового комфорта зальных помещений при рассредоточенном воздухораспределении минимальные единичные расходы внешнего воздуха изменяются в широких пределах в зависимости от места расположения воздухораспределителей, их типа (конструктивных особенностей) и допустимой разницы температур воздуха в зоне обслуживания и приточного воздуха.

Ключевые слова: расход внешнего воздуха, кондиционирование, воздухораспределение, тепловой комфорт, внешние температуры.

DETERMINATION OF MINIMAL SINGLE CONSUMPTION OF OUTER AIR FOR HALLS AND AUDITORIUMS CONDITIONING

S. S. Zhukovskiy, O. V. Kinash

National University "Lvivska polytechnika",

S.Bandery St, 12, Lviv, 79013, Ukraine.

Received January, 12, 2006; accepted August, 20, 2006.

Abstract. The article deals with the heat comfort for halls and auditoriums. It is determined that consumption of outer air change widely according to the place of air distributors, their types (constructive peculiarities) and temperature difference of air in the zone of service and incoming air.

Key words: outer air consumption, conditioning, heat comfort, outer temperatures, air distribution.

Вступ

Рекомендовані на підставі нормативних документів [1, 26, 27] мінімальні витрати зовнішнього повітря на особу, яка перебуває в приміщенні, становлять: $l_{\text{норм}} = 20 \text{ м}^3/(\text{год. особу})$; в аудиторіях, лекційних і конференційних залах $l_{\text{норм}} = 30 \text{ м}^3/(\text{год. особу})$ [26].

Правдоподібно мінімальні величини запозичені з норми VDI (Союз німецьких інженерів) від 1937 року. Величини вказані у VDI основані на дослідженнях Петтенкофера (1818-1901 р.р.), який оцінював добре і погане самопочуття людини в приміщенні вмістом діоксиду вуглецю (CO_2) у внутрішньому повітрі. Він встановив, що повітря починає набирати "поганий запах", якщо вміст у ньому CO_2 перевищує 0,075-0,1% і цю величину прийняв за міру забруднення повітря через надходження в приміщенні забрудників, які виділяються людськими організмами. Це є умовна величина вмісту CO_2 в повітрі, оскільки гранично допустима концентрація (ГДК) є десятикратно вищою. Проаналізуємо, чи в кожному випадку вентилявання великозальних приміщень вказані мінімальні нормативні витрати зовнішнього повітря є достатніми.

Мінімальні витрати зовнішнього повітря, які подані в табл. 1, показують, що мають місце різноманітні величини навіть при обрахуван-

нях, які спираються на показники концентрації CO_2 , подані Петтенкофером. Вказані в табл. 1 витрати зовнішнього повітря змінюються в межах $l_{\text{мін}} = 15-35 \text{ м}^3/(\text{год. особу})$ і не враховують паління тютюну та виділень інших забрудників, окрім як від людини.

Розглянемо, яка мінімальна витрата зовнішнього повітря має припадати на одну особу (одиничну витрату зовнішнього повітря) за звичайних умов.

2. Витрата зовнішнього повітря за різних забрудників внутрішнього повітря

Людина, яка перебуває в приміщенні, виділяє в нього тепло, водяну пару, CO_2 і запахи (потові субстанції). На добре самопочуття людини впливають такі чинники, як: температура і вологість внутрішнього повітря; температура будівельних конструкцій; кількість водяної пари та інтенсивність запахів, які виділяються організмом людини; паро- і газовиділення від будівельних матеріалів, меблів та оснащення; вид одягу та тяжкість праці тощо.

При визначенні нормативної одиничної витрати зовнішнього повітря приймемо тільки ті забрудники, які мають визначальний вплив на самопочуття людини і виділяються завдяки метаболічним процесам в людських організмах. Тобто розглянемо витрати зовнішнього по-

вітря, необхідні для розчинення у внутрішньому повітрі до нормативних величин таких забрудників як CO_2 , водяна пара і теплота, та усування їх надлишків поза приміщення.

2.1. Виділення діоксиду вуглецю (CO_2) людиною

Як зазначено вище, ГДК діоксиду вуглецю у внутрішньому повітрі значно перевищує величину CO_2 , прийняту Петтенкофером в якості показника "зіпсутого повітря". Інформація про ГДК діоксиду вуглецю подана в табл. 2.

На підставі величин, які подані в табл. 2, приймемо, що величина ГДК для CO_2 рівна 9 мг/дм^3 повітря. За умови, що одна особа виділяє $23 \text{ дм}^3/\text{год}$ (35 г/год) діоксиду вуглецю, а його концентрація в зовнішньому повітрі $0,035\%$ (приблизно $0,69 \text{ мг/дм}^3$), отримуємо: $I_{\min} = 35 / (9 - 0,69) = 4,2 \text{ м}^3/\text{год}$. З цього можна зробити висновок, що розчинення CO_2 у внутрішньому повітрі до рівня ГДК не вимагає значних витрат зовнішнього повітря.

Таблиця 1. Мінімальна кількість зовнішнього повітря на одну особу, яка перебуває в приміщенні

| Автор | Виділення CO_2 людиною, $\text{м}^3/(\text{год. особу})$ | Концентрація CO_2 в повітрі | | Мінімальна кількість зовнішнього повітря I_{\min} , $\text{м}^3/(\text{год. особу})$ |
|--------------------|---|--------------------------------------|-------------------|--|
| | | витікальному Світ | притікальному Спр | |
| Леєць С. [2] | 0,0226 | 0,1% (0,001) | 0,03% (0,0003) | 32,3 |
| Рекнагель [3] | 0,02 | 0,15% (0,0015) | 0,04% (0,0004) | 18,0 |
| | | 0,1% (0,001) | 0,04% (0,0004) | 20,5 |
| Ференцовіч І. [4] | 0,0226 | 0,125% (0,00125) | 0,035% (0,00035) | 25,0 |
| | | 0,1% (0,001) | 0,035% (0,00035) | 35,0 |
| Колодзійчик С. [5] | 0,023 | 0,2% (0,002) | 0,04% (0,0004) | 14,4 |
| Брадтке Ф. [6] | 0,0226 | 0,07% (0,0007) | 0,03% (0,0003) | 56,5 |
| | | 0,1% (0,001) | 0,03% (0,0003) | 32,3 |
| | | 0,15% (0,0015) | 0,03% (0,0003) | 18,8 |

Таблиця 2. Гранично допустимі концентрації CO_2 у внутрішньому повітрі

| Держава | Література | Інституція (установа) | Рік | ГДК, мг/дм^3 |
|---------|------------|---|------|------------------------|
| США | [8] | АСНІН (Amer.konfer.Rzadowych Higienistow) Американська конференція державних промислових гігієністів | 1954 | 8,25 |
| | | CAL (Calif.Depart.d/s Przem) | 1949 | 8,25 |
| | | NY(Бюлетень промислових норм штату Нью Йорк) | 1952 | 16,5 |
| Англія | [8] | ICI (Королівське товариство виробників, хіміків, а також дослідницький комітет пром.продукції) | 1952 | 8,25 |
| | [9] | DJIM(British Jornal of Industrial Medicine) | 1955 | 9,155 |
| ФРН | [6] | Брадтке Ф.- В.Ліезе | 1952 | 18,0 19,5 або 1% |
| | [3] | Рекнагель | 1972 | 9 |
| Польща | [10] | NTP промислової вентиляції | 1958 | 9 |
| | [4] | Guide ASHVE (USA) | 1962 | 9 |

2.2. Виділення теплоти і вологи людиною

На виділення людиною теплоти і вологи впливають різні чинники, а саме:

- температура, вологість і рухливість навколишнього повітря;
- вид праці;
- тип одягу;
- стать, вік, пори року тощо.

У залах і аудиторіях під час їхнього кондиціонування в холодний період року (ХПР) рекомендується температура внутрішнього повітря в зоні обслуговування (ЗО) 20 °С, його відносна вологість 35-70%, а також наближена до природної конвекції рухливість. Прийнемо, що одяг людей, які перебувають в залах, є пристосований до виду робіт, що там виконуються.

У літературі не вказані величини тепло- і вологовиділень від людей в залах. Натомість вказані такі величини для подібних видів діяльності, наприклад відпочинку в позиції сидючи, або офісної чи легкої праці в аналогічній позиції. На підставі дослідницьких даних в табл. 3 представлені величини тепло- і вологовиділень від людей в залах і аудиторіях.

2.3. Витрата зовнішнього повітря для розчинення (асиміляції) виділень водяної пари у внутрішнє повітря

Відносна вологість внутрішнього повітря є залежною від відносної вологості зовнішнього повітря, що є відповідно залежною від його температури і змінюється в часі.

Таблиця 3. Тепло- і вологовиділення від дорослої людини

| Вид фізичної діяльності | Літе- рату- ра | Тепловиділення | | | | | | Вологови- ділення, г/год |
|---|----------------------|----------------|-------|-----------|--------|----------|-------|-----------------------------|
| | | явні | | приховані | | повні | | |
| | | ккал/год | Вт | ккал/год | Вт | ккал/год | Вт | |
| Відпочинок в позиції сидячи | [3] | (80) | (93) | 20 | (23,3) | 100 | (116) | 35 |
| | [4] | 80 | (93) | 22 | (25,6) | 102 | (119) | (37) |
| | [6] | 79 | (92) | 23 | (26,7) | 102 | (119) | 40 |
| | [7] | (71,4) | 83 | (30) | 35 | (102) | 118 | (50,4) |
| | [11] | 74 | (86) | (23,8) | (27,7) | (98) | (114) | 40 |
| Усереднена величини | | 76,9 | 89,4 | 23,8 | 27,7 | 101 | 117 | 40,5 |
| Прийнята величина | | 77 | 90 | 23 | 27 | 100 | 117 | 40 |
| Праця офісна або легка в позиції сидячи | [3] | 79 | (92) | 23 | (26,7) | 102 | (119) | 38 |
| | [4] | (90) | (105) | 50 | (58) | 140 | (163) | (84) |
| | [5] | 100 | 116 | (60) | (70) | (160) | (186) | 100 |
| | [7] | (86) | 100 | (77) | 90 | (163) | 190 | (131) |
| | [11] | 83 | (97) | (43) | (50) | (126) | (146) | 72 |
| Усереднена величина | | 87,6 | 101,2 | 50,6 | 58,9 | 138,2 | 160,7 | 85 |
| Прийнята величина | | 86 | 100 | 50 | 58 | 136 | 158 | 84 |
| Пропозиція для залів і аудиторій | | 80 | 93 | 36 | 42 | 116 | 135 | 60 |

Зауваги: 1.Прийняті початкові величини: температура внутрішнього повітря 20 °С; нормальна середня поверхня тіла людини 1,75 м².

2. У дужках вказані розрахункові величини.

Людина, яка перебуває в приміщенні з $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$, не відчуває впливу відносної вологості внутрішнього повітря в межах 35-70% (ці величини є граничними). В нормі [13], для визначення температури внутрішніх поверхонь зовнішніх світлонепроникних огорож, вказані рекомендовані величини відносної вологості внутрішнього повітря в ЗО приміщень: будинків публічного (громадського) призначення — 45%; житлових будинків — 55%. Однак належить пам'ятати, що так звана точка роси визначається для зовнішніх огорож (згідно вимог норм, наприклад [14] і [15]) лише для мінусових температур зовнішнього повітря. В межах плюсових зовнішніх температур, а такі в сезоні обігрівання можливі, відносна вологість внутрішнього повітря, за якої настає точка роси, доходить до 88%. Тобто вона перевищує верхню межу допустимі відносної вологості, яка дорівнює 70%. З погляду на змінну відносну вологість зовнішнього повітря, одиничні витрати зовнішнього повітря визначаються для трьох температур:

- розрахункової температури найбільш холодної п'ятиденки, наприклад $t_{\text{з}} = -20^\circ\text{C}$;
- середньої температури зовнішнього повітря за обігрівальний період, наприклад $t_{\text{з.оп}} = +2^\circ\text{C}$.
- температури зовнішнього повітря $+12^\circ\text{C}$ (у деяких європейських державах допускається вентильовання приміщень через вікна, що відкриваються, або їх фрагменти).

З обрахувань, які подані в табл. 4, можна зробити висновок, що виділення водяної пари від людей не можуть бути підставою для визначення одиничної витрати зовнішнього повітря в приміщеннях залів та аудиторій.

2.4. Визначення мінімальних одиничних витрат зовнішнього повітря за умови забезпечення термічного комфорту в приміщенні

З аналізу, який поданий в табл. 3, видно, що в залах і аудиторіях виділення людиною явної теплоти виносить приблизно 93 Вт (80 ккал/год). В ХПР до цього належить додати теплонакопичення від електроосвітлення. Визначити їх можна на підставі рівняння [21-24]

$$q_{\text{осв}} = (P_{\text{осв}} / A) \mu_{\text{е}} \cdot l_1 \cdot S_{\text{е}}, \text{ Вт/м}^2, \quad (1)$$

де $(P_{\text{осв}}/A)$ — питомі тепловиділення від електросвітильників, які віднесені до поверхні підлоги, Вт/м²;

$\mu_{\text{е}}$ — коефіцієнт теплової навантаги приміщення (який враховує частку теплонакопичення в приміщенні від світильників);

l_1 — коефіцієнт одночасності дії (включення) освітлювальних ламп;

$S_{\text{е}}$ — коефіцієнт акумулювання теплоти оправами світильників.

Для залів бібліотек та інших подібних залів: номінальна напруга освітленості $(300+200)/2=250$ Лк; потужність освітлювальних жарівок 55 Вт/(м² підлоги); потужність інших ламп 20...40 Вт/(м² підлоги).

Таблиця 4. Мінімальна витрата зовнішнього повітря для розчинення водяної пари, яка виділяється від людини ($t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$)

| Розрахункові зовнішні температури | Виділення водяної пари, г/(год. особу) ¹⁾ | Вологовміст і відносна вологість повітря | | | | Мінімальна витрата зовнішнього повітря, l _з ,м ³ /(год. особу) |
|-----------------------------------|--|--|-----------------------------|-------------------|-----------------------------|--|
| | | зовнішнього | | внутрішнього | | |
| | | $\varphi_{з}, \%$ | d _з , г/кг.с.пов | $\varphi_{в}, \%$ | d _в , г/кг.с.пов | |
| -20 | 60 | 100 | 0,08 | 45 | 6,6 | 10,3 |
| | | | | 55 | 8,1 | 8,2 |
| +2 | 60 | 83 | 3,63 | 55 | 8,1 | 13,5 |
| | | | | 70 | 10,3 | 9,0 |
| | | ≅ 90 | 3,9 ³⁾ | 55 | 8,1 | 14,3 |
| | | | | 70 | 10,3 | 9,4 |
| +12 | 60 | 70 ²⁾ | 6,1 | 70 | 10,3 | 14,3 |
| | | ≅ 80 | 7 ³⁾ | 70 | 10,3 | 18,2 |

Зауваги: ¹⁾Виділення водяної пари 60 г/(год. особу) прийнято згідно з табл. 3. Для інших величин, які подані в літературі, наприклад Ф.Брадтке [6], де рекомендовано 38-40 г/(год. особу), подані в таблиці величини $l_{\text{з}}$ будуть приблизно на 1/3 меншими.

Перерахувавши вище вказані величини на одного користувача зали ($f=1,2...1,4$ м²/особу), отримуємо величини:

- для освітлення жарівками

$$N_{\text{осв}}=66...77 \text{ Вт/особу};$$

- для освітлення лампами денного світла

$$N_{\text{осв}}=24...28 \text{ Вт/особу}.$$

На підставі даних [21-24, 26] приймемо величини коефіцієнтів: $\mu_{\theta}=0,7$; $l_1=0,8$; $S_b=0,9$ (усереднений коефіцієнт 0,50). Стосовно одного користувача зали тепловиділення від електричного освітлення виносять:

- для освітлення жарівками

$$q_{\text{осв}}=33...38,5 \text{ Вт/особу, середньо } 36 \text{ Вт/особу};$$

- для освітлення лампами денного світла

$$q_{\text{осв}}=12...14 \text{ Вт/особу, середньо } 13 \text{ Вт/особу}.$$

Сумарні середні теплонадходження в приміщення з розрахунку на 1 особу в ХПР при освітленні жарівками виносять:

$$q_{\text{сум}}=q_{\text{л}}+q_{\text{осв}}=93+36=129 \text{ Вт/особу},$$

(для подальших розрахунків приймемо

$$q_{\text{сум}}=130 \text{ Вт/особу}).$$

Одиничну витрату зовнішнього повітря для розчинення (асиміляції) тепловиділень визначаємо з балансового рівняння:

$$l_3 = \frac{3,6 \cdot q_{\text{сум}}}{c_p \cdot \rho_{\text{пр}} \cdot (t_{\text{внт}} - t_{\text{пр}})}, \quad \text{м}^3 / (\text{год. особу}), \quad (2)$$

де c_p — питома вагова теплоємність повітря за сталого тиску ($c_p=1,005$ кДж/(кг.К); $c_p=0,24$ ккал/кг.°С);

$\rho_{\text{пр}}$ — густина притікального (готованого зовнішнього) повітря (приймемо $\rho_{\text{пр}}=1,29$ кг/м³);

$t_{\text{внт}}, t_{\text{пр}}$ — температури, відповідно, витікального і притікального повітря, °С.

В залах і аудиторіях одинична витрата зовнішнього (притікального) повітря для розчинення (асиміляції) тепловиділень від людини і електричного освітлення виносять:

$$l_3=361/\Delta t_c, \text{ м}^3/(\text{год. особу}), \quad (3)$$

де $\Delta t_c=t_{\text{внт}}-t_{\text{пр}},$ °С.

Визначаємо потрібну у формулі (3) різницю температур

$$\Delta t_c=t_{\text{внт}}-t_{\text{пр}}=\Delta t_{\text{пр}}+\Delta t_{\text{внт}},$$

де $\Delta t_{\text{пр}}=t_{\text{в}}-t_{\text{пр}}; \Delta t_{\text{внт}}=t_{\text{внт}}-t_{\text{в}},$ а $t_{\text{в}}$ — температура внутрішнього повітря в ЗО приміщення.

Різниці температур $\Delta t_{\text{пр}}$ і $\Delta t_{\text{внт}}$ виникають з необхідності забезпечення доброго теплового самопочуття користувачів зали.

Наближено різницю температур $\Delta t_{\text{внт}}$ можемо визначити на підставі показника теплової навантаги, віднесеної до кубатурного показника приміщення [7]. Приймаючи середній кубатурний показник 5 м³/особу і одиничну теплову навантагу 130 Вт/особу, отримуємо різницю температур:

- для питомої теплової напруги приміщення $q_c/V_k=130:5=26$ Вт/м³, $\Delta t_{\text{внт}}=2...4,4$ К.

Різниця температур $\Delta t_c=t_{\text{внт}}-t_{\text{пр}}$ залежить від тепловиділень в приміщенні, витрати притікального повітря і схеми перетікання повітряних потоків через приміщення [25]. З розрахунків, поданих в табл. 5, видно, що величини Δt суттєво відрізняються. Причому треба враховувати, що притікання більш холодного повітря може спричинити термічний дискомфорт в ЗО.

Таблиця 5. Різниці температур повітря в залах і аудиторіях

| Одинична витрата зовнішнього повітря, м ³ /(год. особу) | Теплонадходження $q_{\text{сум}}$, Вт/особу | Різниці температур, °С | | | Температура притікального повітря, $t_{\text{пр}}=t_{\text{в}}-\Delta t_{\text{пр}},$ °С |
|--|--|---|---|---|--|
| | | $\Delta t_c=t_{\text{внт}}-t_{\text{пр}}$ | $\Delta t_{\text{внт}}=t_{\text{внт}}-t_{\text{в}}$ | $\Delta t_{\text{пр}}=t_{\text{в}}-t_{\text{пр}}$ | |
| 20 | 130 | 18,1 | $\Delta t_{\text{внт}} = \frac{2+4,4}{2}$ | 14,9 | 5,1 |
| 30 | | 12,0 | | 8,8 | 11,2 |
| 40 | | 9,0 | | 5,8 | 14,2 |
| 50 | | 7,2 | | 4,0 | 16,0 |
| 60 | | 6,0 | | 2,8 | 17,2 |

Заувага: 1. Прийнято, що $t_{\text{в}}=20$ °С.

2. Зазначена величина відповідає теплонарузі приміщення 26 Вт/м³.

Різниця температур $\Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} - t_{\text{пр}}$ є залежна від розміщення отворів повітророзподільників і виду сформованих ними повітряних струменів. Якщо повітророзподільники розміщені в ЗО, то допускається приймати $\Delta t_{\text{пр}} = 3...5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [4, 7, 19], а якщо повітророзподільники розміщені вище ЗО, то $-\Delta t_{\text{пр}} = 6...8\text{ }^{\circ}\text{C}$ [3, 4, 7] і навіть $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ [11].

Вище вказані різниці температур стосуються звичайних повітророзподільників, наприклад вентиляційних ґраток. При застосуванні віяльних або ежекційних повітророзподільників величини $\Delta t_{\text{пр}}$ можуть бути значно більшими. Рекомендовані величини максимальних $\Delta t_{\text{пр}}$ подані в табл. 6.

З цифрових даних, вказаних в табл. 5, видно, що для визначення мінімальних витрат зовнішнього повітря потрібні дві величини: сумарні тепловиділення (від користувачів зали і електроосвітлення), які припадають на одну особу q_c і допускна, з погляду щодо термічного комфорту, різниця температур $\Delta t_{\text{пр}}$. Приймаючи попередньо визначені величини, в табл. 7 вказані розрахункові одиничні мінімальні вит-

рати зовнішнього повітря (на особу), у залежності від розміщення повітророзподільників в приміщеннях. Із аналізу даних табл. 7 видно, що пропонується в нормі [1, 27] мінімальна витрата зовнішнього повітря $1_3 = 20\text{ м}^3/(\text{год. особу})$ може бути лише у випадку розміщення повітророзподільників вище ЗО або застосування повітророзподільників зі швидким загасанням швидкості притікальних струменів (повітророзподільники завихрювальні і наставні). В інших випадках (навіть при забороні паління тютюну) мінімальні одиничні витрати зовнішнього повітря є значно вищі.

Рекомендації (приписи), що подані в табл. 7, стосуються залів і аудиторій, в яких не передбачається паління тютюну, оскільки в об'єктах публічного вжитку паління тютюну є дозволене тільки у виділених для цього приміщеннях (курільнях). Якщо в деяких залах (наприклад конференційних, торгівельних тощо) буде допускатись паління тютюну, то подані в табл. 7 величини мінімальної одиничної витрати зовнішнього повітря належить збільшити на 50-60%.

Таблиця 6. Максимальні різниці температур внутрішнього повітря в ЗО і притікального повітря $\Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} - t_{\text{пр}},\text{ }^{\circ}\text{C}$

| Автор, вид повітророзподільника | Літературне джерело | Розміщення повітророзподільника | |
|--|---------------------|---------------------------------|-------------------------|
| | | в ЗО | Поза (вище) ЗО |
| Ференцович І. | [4] | 4-5 | 6-8 |
| Придорожний С. | [7] | | |
| Маліцкі М. | [11] | 2-4 | 4-7, 7-10 ¹⁾ |
| Халупчок І. | [16-19] | | |
| Стельові повітророзподільники: | | | |
| - завихрювальні звичайні | | - | 10 |
| - завихрювальні зі змінним скеруванням струменів | | - | 12-15 |
| - ежекційні щілинні | | - | 10 |
| - струменеві (пристельові) | | - | 8 |
| Повітророзподільники круглого перерізу випиральні (джерельні) промислові, які розміщені: | | | |
| - поза ЗО | | - | 10 |
| - на підлозі | | 5 | - |
| Повітророзподільники піопітрові і фотельові: | | | |
| - в ступеньках (ежекція 1,3-1,5) | | 4-6 | - |
| - фотельові випиральні | | 4 | - |
| Повітророзподільники в підступеньках: | | | |
| -лінійні і завихрювальні | | 4 | - |

Заувага: ¹⁾ Отвори повітророзподільника віддалені від ЗО і забезпечують звичайний рівень ежекції вторинного повітря.

Таблиця 7. Мінімальна одинична витрата зовнішнього повітря в залах і аудиторіях (для $q_{\text{сум}}=130$ Вт/особу) за розосередженого повітророзподілення

| Розміщення повітророзподільників | Повітророзподільники звичайні (вентиляційні ґратки) | | | | Повітророзподільники віяльні, ежекційні тощо | | | | | |
|----------------------------------|---|----|----|----|---|----|----|----|----|----|
| | $\Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} - t_{\text{пр}}, ^\circ\text{C}$ | | | | $\Delta t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} - t_{\text{пр}}, ^\circ\text{C}$ | | | | | |
| | 3 | 4 | 6 | 8 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| В зоні обслуговування (ЗО) | 60 | 50 | - | - | 50 | 40 | - | - | - | - |
| Вище ЗО | - | - | 40 | 30 | - | - | 30 | 30 | 25 | 20 |

Висновки

На підставі проведеного розрахункового аналізу можна зробити наступні висновки:

1. Мінімальна одинична витрата зовнішнього повітря $l_z=20\text{ м}^3/(\text{год. особу})$, яка вказана в нормативній літературі і визначена на підставі гігієнічних чинників, не повинна бути єдиним критерієм добору витрати зовнішнього повітря в залах та аудиторіях. У цих приміщеннях не менш важливим є розподілення приготованого зовнішнього (притікального) повітря, за умови забезпечення необхідного термічного комфорту і доброго самопочуття людей.
2. При розосередженому повітророзподіленні, залежно від місця розміщення повітророзподільників щодо зони обслуговування (ЗО), їхнього типу (конструкційних особливостей), а також допускної різниці температур повітря в ЗО і притікального повітря, мінімальна одинична витрата зовнішнього повітря є різною і змінюється в межах від 20 до 60 $\text{м}^3/(\text{год. особу})$.
3. За умови можливості паління в залі тютюну вищевказані одиничні витрати зовнішнього повітря потрібно збільшити на 50-60%.

Література

1. PN-83/B-03430/Az 2, 2000: Wentylacja w budynkach mieszkalnych, zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania.
2. Lecki S.: Stala naturalna wentylacja mieszkań. Instytut Budownictwa Mieszkaniowego KBUIA. Mat. i Dokumentacja. Seria B. Zeszyt 7/104/61. Warszawa, 1961.
3. Recknagel-Sprenger: Ogrzewanie i klimatyzacja. Poradnik. Arkady. Warszawa, 1976.

4. Ferencowicz J.: Wentylacja i klimatyzacja. Arkady. Warszawa, 1962.

5. Kolodziejczyk S.: Mechaniczne Urządzenia Sanitarne. Cz.II. Zakłady żywienia zbiorowego. PWN. Warszawa-Lodz, 1958.

6. Bradtke F., Liese W.: Pomiarы klimatyczne wewnętrzne i na zewnątrz budynków. Poradnik. Arkady. Warszawa, 1958.

7. Przydrozny S.: Wentylacja. Skrypt Politechniki Wrocławskiej. Wrocław, 1991.

8. Kozierski J.: Dopuszczalne zanieczyszczenia powietrza parami i gazami w świetle danych z różnych krajów. Biul. Zagadnień Wentylacyjnych "KLIMAT" 1-2/1959. Pręds. Urzędnicze Wentylacyjnych. Warszawa.

9. Ogrzewanie i wentylacja. Poradnik. Arkady. Warszawa, 1966.

10. Normatyw techniczny projektowania wentylacji przemysłowej. Dodatek do Biuletynu Zagadnień Wentylacyjnych "KLIMAT" 2-3/1958.

11. Malicki M.: Wentylacja i klimatyzacja. PWN. Warszawa, 1977.

12. Jaskolski M., Micewicz Z.: Wentylacja i klimatyzacja hal krytych piwnalни. IPPU MASTA. Gdansk, 2000.

13. PN EN ISO 6946. Komponenty budowlane i elementy budynku. Opyr cieplny i współczynniki przenikania ciepła. Metoda obliczania. 1999.

14. PN-82/B-02403. Ogrzewnictwo. Temperatury obliczeniowe zewnętrzne. Warszawa.

15. PN-76/B-03420. Wentylacja i klimatyzacja. Parametry obliczeniowe powietrza zewnętrznego. Warszawa.

16. Halupczok J.: Nawiewniki sufitowe do wentylacji mieszalnej. BIT 6/1999.

17. Halupczok J.: Nawiewniki ścienne do wentylacji mieszalnej. BIT 10/1999.

18. Halupczok J.: Nawiewniki wyporowe dla przemysłu (Cz.2). BIT 5/2001.

19. Halupczok J.: Nawiewniki do audytoriow i sal widowiskowych. Cz.1. BIT 11/2000; Cz.2. BIT 12/2000.
20. Majerski S., Mierzwinski S.: Projektowanie wentylacji audytoriow i sal widowiskowych. Nowa technika w inżynierii sanitarnej. Ogrzewanie i wentylacja, Nr.6. Arkady. Warszawa, 1976.
21. Bodmann H.W.: Kaltetechnik 1970, s.142-149.
22. Steck B.: Haustechnische Rundschau 1972, s. 55-60.
23. Schoder G.: Klima-Kalte-Heizung nr.7/73, s. 33-34.
24. Hentschel H., G.Klein. Technik am Bau nr.4/81, s. 11-16.
25. Жуковський С.С. Температурна ефективність загальнообмінної вентиляції. Ринок інсталяцій 7/2003, с.6-7.
26. Tauschenbuch fur Heizung und Klimatechnik 92/93. R.Oldenbourg Verlag GmbH. – Munchen.
27. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий. СН 245-71. – М.: Госстрой СССР, 1972. – 96с.

Жуковский Стефан Семенович — к. т. н., доцент кафедри теплогазопостачання та вентиляції Національного університету "Львівська політехніка". E-mail: rkinash@polynet.lviv.ua.

Кінаш Оксана Василівна — молодший науковий співробітник Національного університету "Львівська політехніка". E-mail: rkinash@agh.edu.pl.

Жуковский Стефан Семенович — к. т. н., доцент кафедры теплогазоснабжения и вентиляции Национального университета "Львовская политехника". E-mail: rkinash@polynet.lviv.ua.

Кинаш Оксана Васильевна — младший научный сотрудник Национального университета "Львовская политехника". E-mail: rkinash@agh.edu.pl.

Zhukovsky Stefan — assoc. Prof. of Department Heat-Gas Supply and Ventilation National University " Lvivska polytekhnik ". E-mail: rkinash@polynet.lviv.ua.

Kinash Oksana — scsentific fellow National University " Lvivska polytekhnik ". E-mail: rkinash@agh.edu.pl.