

Міністерство освіти і науки України
Полтавський національний технічний університет
імені Юрія Кондратюка

Кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики

навчальний посібник

СУЧАСНІ ВЕНТИЛЯЦІЙНІ СИСТЕМИ

для студентів спеціальностей
«теплогазопостачання і вентиляція», «теплоенергетика»
денної та заочної форм навчання

Полтава 2016

УДК 697.9

Навчальний посібник «Сучасні вентиляційні системи» для студентів спеціальностей «Теплогазопостачання і вентиляція», «Теплоенергетика» денної та заочної форм навчання. – Полтава, 2016. – 183 с.

Укладачі: Д.В. Гузик, к.т.н., доцент; Б.М. Федяй, к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск: А.М. Павленко, завідувач кафедри теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики, д.т.н., професор.

Рецензент: В.М. Желих, завідувач кафедри теплогазопостачання та вентиляції Національного університету «Львівська політехніка», д.т.н., професор.

Рекомендовано до друку науково-методичною радою Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка

Протокол № 7 від 14 червня 2016 р.

Гузик Д.В., Федяй Б.М. Сучасні вентиляційні системи. – Полтава: ПолтНТУ, 2016. – 183 с.

Метою цього видання є надання фахівцям і студентам зі спеціальностей «Теплогазопостачання і вентиляція», «Теплоенергетика» знань з проектування, розрахунків та підбору обладнання систем вентиляції громадських і виробничих будівель та споруд.

При розробленні проектів з вентиляції приміщень різноманітних споруд інженер-будівельник повинен урахувати: їх призначення, вимоги до параметрів припливного й внутрішнього повітря, джерела і види шкідливих речовин, що потрапляють при цьому у приміщення, технологічні процеси, що відбуваються в будівлі, конструктивні особливості приміщення та т.п.

Особлива увага у матеріалах, що наводяться, приділяється питанням конструювання вентиляційних систем громадських споруд та різноманітних виробничих об'єктів щодо відповідних санітарно-гігієнічних норм і норм технологічного проектування та їх зв'язку із загальним об'ємом споруд і конструкціями будівлі.

Навчально-методичне видання
Гузик Дмитро Володимирович, Федяй Богдан Миколайович

Сучасні вентиляційні системи

Редактор Н.В. Жигилій
Коректор І.Л. Петренко
Комп'ютерна верстка Б.М. Федяй

Поліграфічний центр
Полтавського національного технічного університету
імені Юрія Кондратюка
36601; м. Полтава, просп. Першотравневий, 24
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного
реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
Серія ДК, №3130 від 06.03.2008

Віддруковано з оригінал-макета поліграфцентру ПолтНТУ

15. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование : Справочник / Г.В. Русланов, М.Я. Розкин, Э.Л. Ямпольский. – К.: Будівельник, 1983. – 272 с.
16. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: учебное пособие для вузов / В.П. Титов и др. – М.: Стройиздат, 1985. – 208 с.
17. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий: СН 245-71. – [Введ. 1972 – 04 – 01]. – М.: Издательство литературы по строительству, 1972. – 97 с.
18. Опалення, вентиляція і кондиціонування повітря. Робочі креслення: ДСТУ Б А.2.4 – 41:2009. СПДБ. – [Чинний від 2010 – 01 – 01]. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2009. – 31 с.
19. Отопление и вентиляция: учебник для вузов. В 2-х ч. Часть 2. Вентиляция / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
20. Практическое пособие по расчету и использованию оборудования для систем противодымной защиты зданий / Евсеенко А.А. и др. – Х.: Изд. акад. пож. безоп. Украины, 2002. – 92 с.
21. Пожежна безпека об'єктів будівництва: ДБН В.1.1.7 – 2002. – [Чинний від 2003 – 05 – 01]. – Київ: Держбуд України, 2003. – 42 с.
22. Складские здания: СНиП 2.11.01 – 85. – [Введ. 1991 – 04 – 24]. – М.: ГосстройСССР, 1991. – 5 с.
23. Холодильники: СНиП II – П.105-74. – [Введ. 1974 – 10 – 17]. – М.: Стройиздат, 1975. – 10 с.
24. Житлові будинки. Основні положення: ДБН В.2.2 – 15 – 2005. – [Чинний від 2006 – 01 – 01]. – Київ: Держбуд України, 2006. – 45 с.
25. Будинки адміністративного та побутового призначення: ДБН В.2.2 – 28: 2010. – [Чинний від 2011 – 10 – 01]. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. – 34 с.
26. Предприятия бытового обслуживания. Основные положения: ДБН В.2.2 – 11 – 2002. – [Чинний від 2011 – 09 – 01]. – Київ: Госстрой Украины, 2002. – 42 с.
27. Предприятия по обслуживанию автомобилей: ВСН 01 – 89. – [Введ. 1990 – 01 – 15]. – М.: МинавтотрансРСФСР, 1990. – 23 с.
28. Передающие и приемные радиостанции. Нормы проектирования: СНиП II-Е.2-62. – [Введ. 1963 – 04 – 01]. – М.: ГСПИ Министерства связи СССР, 1975. – 32 с.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	6
РОЗДІЛ 1. МІКРОКЛІМАТ ЖИТЛОВИХ, ГРОМАДСЬКИХ ТА ПРОМИСЛОВИХ ПРИМІЩЕНЬ І СПОРУД	7
1.1. Загальні дані	7
1.2. Розрахункові параметри внутрішнього повітря у приміщеннях непромислових споруд	8
1.3. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього середовища у приміщеннях промислових споруд	9
1.4. Розрахункові параметри зовнішнього середовища при проектуванні вентиляції	12
РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА КЛАСИФІКАЦІЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ	17
2.1. Загальні дані	17
2.2. Системи вентиляції житлових та громадських будівель	18
2.3. Системи вентиляції промислових споруд	20
2.4. Класифікація промислових будівель і споруд	26
РОЗДІЛ 3. ПОВІТРЯ ЯК РОБОЧЕ СЕРЕДОВИЩЕ В РОБОТІ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ	28
3.1. Фізичні характеристики повітря	29
3.2. I-d-діаграма вологого повітря	33
3.3. Використання I-d-діаграми для побудови процесів обробки повітря в системах вентиляції	37
РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ	45
4.1. Розрахунок повітрообмінів за нормативами	45
4.2. Визначення повітрообмінів розрахунком	47
4.3. Вирішення питання про застосування рециркуляції повітря	56
4.4. Побудова вентиляційного процесу на I-d-діаграмі	57
РОЗДІЛ 5. ОСОБЛИВОСТІ ВЕНТИЛЯЦІЇ ПРИМІЩЕНЬ ОБ'ЄКТІВ ГРОМАДСЬКОГО ТА ПРОМИСЛОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	59
5.1. Вимоги нормативної бази до систем вентиляції житлових та громадських споруд	59

5.2. Вибір способу та схеми вентилявання промислових об'єктів різного призначення	84
5.3. Конструктивне оформлення систем вентиляції	91
РОЗДІЛ 6. ОРГАНІЗАЦІЯ ПОВІТРООБМІНІВ У ВЕНТИЛЬОВАНИХ ПРИМІЩЕННЯХ	97
6.1. Класифікація припливних струменів та повітророзподільників, що їх утворюють	97
6.2. Мета та порядок розрахунку повітророзподілення в приміщеннях. Приклад розрахунку	99
РОЗДІЛ 7. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ	109
7.1. Загальні відомості	109
7.2. Розрахунок систем гравітаційної вентиляції	111
7.3. Розрахунок систем механічної вентиляції	116
РОЗДІЛ 8. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ВИБІР ОСНОВНОГО ОБЛАДНАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ	119
8.1. Зовнішні повітрязабірні пристрої та повітрязабірні шахти	120
8.2. Утеплені клапани	121
8.3. Повітряні фільтри	122
8.4. Калориферні установки	125
8.5. Вентиляційні агрегати	129
8.6. Вентиляційні канали та повітропроводи	134
8.7. Внутрішні повітророзподілювачі, перетічні пристрої та аксесуари	137
8.8. Шумогасники	139
8.9. Регулююче обладнання та устаткування	141
РОЗДІЛ 9. АКУСТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ	143
9.1. Фізичні характеристики шуму	143
9.2. Джерела утворення, види та способи розповсюдження шуму у вентиляційних системах	145
9.3. Заходи для зниження шуму у вентиляційних системах	149

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Опалення, вентиляція та кондиціонування: ДБН В.2.5 – 67: 2013. – [Чинний від 2014–01–01]. – Київ: Мінрегіон України, 2013. – 147 с.
2. Будівельна кліматологія: ДСТУ – Н Б В.1.1 – 27: 2010. – [Чинний від 2011–11–01]. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2011. – 127 с.
3. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны: ГОСТ 12.1.005 – 88. – [Введ. 1989–01–01]. – М.: Стандартинформ, 1989. – 50 с.
4. Проектирование промышленной вентиляции: справочник / Б.М. Торговников, В.Е. Табачник, Е.М. Ефанов. – К.: Будівельник, 1983. – 256 с.
5. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6 – 31:2006. – [Чинний від 2007–01–01]// Мінібуд України. – Київ: Укрархбудінформ, 2006. – 73 с.
6. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: В 2-х ч. / Под ред. И.Г. Староверова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Ч. I. Отопление, водопровод и канализация. – М.: Стройиздат, 1975 – 505 с.
7. Рысин С.А. Вентиляционные установки машиностроительных заводов / С.А. Рысин. – М.: Машиностроение, 1964. – 704 с.
8. Громадські будівлі та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2 – 9 – 2009. – [Чинний від 2010–07–01]. – К.: Мінрегіонбуд України, 2009. – 49 с.
9. Гримитлин М.И. Вентиляция и отопление цехов машиностроительных заводов / М.И. Гримитлин и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 272 с.
10. Внутренние санитарно-технические устройства: в 3 ч. – Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1 / В.Н. Богословский и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 319 с.: ил.
11. Внутренние санитарно-технические устройства: в 3 ч. – Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.2 / Б.В. Баркалов и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.: ил.
12. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: в 2-х ч. / Под ред. И.Г. Староверова. – 3-е изд., перераб. и доп. – Ч. 2: Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1977. – 502 с.
13. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания. – Х.: Изд-во Харьк. ун-та, 1989. – 185 с.
14. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. – Кн. 2: Вентиляция и кондиционирование воздуха / Под ред. Р.В. Щекина. – К.: Будівельник, 1976. – 352 с.

Додаток Д
Приклад оформлення специфікації обладнання вентиляційної системи

№ мар-ки, пози-ції	Позначення	Найменування елементів системи	Кільк. еле-ментів	Маса, кг	Примітка
П2.1	П2 Сер. А8-156И	Агрегат вентиляторний А6.3100-1 Вентилятор радіальний Ц4-70 № 6,3, виконання 1, положення В Електродвигун 4А100В6, N = 2,2 кВт n = 930 про/хв	1	199	
П2.2	ГОСТ 7.202—80	Калорифер КВБ-6П	2	145,4	
П2.3	Фя	Фільтр чарунковий	6	47,4	Розмір однієї чарунки 510х510
П2.4	ОВ-02-О3.6	Утеплений клапан СУ-3 (990х950)	1	29,7	
П2.5	ОВ-1 109-114	Змішувальний клапан (1200х200)	1	19,0	
П2.6	ТД сер. 62л-16	Жалюзійні ґрати (990х950)	1	21,3	
П2.7	ОВ-02-12у	Віброоснова 1Д051	1	15,06	
П2.8	ГОСТ 19904—74	Шибер до вентилятора (520х520)	1	14,2	
П2.9	Сер. 2.494-8 Вик. 1	Вставка гнучка	1	10,22	
П2.10	—	Приєднання вентилятора до стінки камери	1	2,89	
П2.11	Сер. 4.904-25	Підставка під калорифер	8	16,8	
П2.12	Сер. 4.904-62	Двері герметичні утеплені Ду 1,25х0,5	1	36,0	

9.4. Порядок акустичного розрахунку вентиляційної системи	151
РОЗДІЛ 10. СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ	
.....	152
10.1. Загальні дані та класифікація.....	152
10.2. Проектування систем аварійної протидимної вентиляції.....	154
10.3. Системи протидимного захисту об'єктів	155
10.4. Вимоги до повітропроводів та схеми їх прокладання у будівлях різного призначення.....	160
РОЗДІЛ 11. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦІЇ БУДІВЕЛЬ.....	166
11.1. Загальні положення з енергозбереження	166
11.2. Системи утилізації теплоти повітря, що видаляється	167
11.3. Застосування систем вентиляції з рециркуляцією повітря, що видаляється	171
РОЗДІЛ 12. АВТОМАТИЗАЦІЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	173
12.1. Загальні положення.....	173
12.2. Контроль роботи систем вентиляції.....	173
12.3. Автоматичний захист обладнання вентиляційних систем та блокування роботи	174
ДОДАТКИ.....	176
Додаток Б	177
Додаток В	178
Додаток Г	179
Додаток Д.....	180
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	181

ПЕРЕДМОВА

У сучасних умовах перебування на виробництві або у побуті самопочуття людини залежить від стану повітряного середовища, що його оточує. Це висуває цілу низку вимог як до систем тепlopостачання, так і до систем вентиляції (кондиціонування) повітря, котрі разом або відокремлено створюють певний мікроклімат у приміщеннях, де перебувають люди.

При цьому вищезазначені системи повинні відповідати таким вимогам: бути сучасними, надійними в роботі, мати невисокі капітальні та експлуатаційні характеристики, мати можливість регулювання головних параметрів своєї роботи, відповідати ергономічним, естетичним і архітектурно-будівельним вимогам, бути не складними в експлуатації й не перевищувати допустимий рівень звукового тиску у приміщеннях, що обслуговуються, і на прилеглий території.

У цій роботі авторами зроблена спроба узагальнити відомості з проектування, конструювання та розрахунків сучасних систем вентиляції як громадських (житлових і адміністративних), так і виробничих будівель та споруд.

Крім цього, у виданні наводяться дані з проектування та розрахунків спеціальних систем вентиляції: аварійної й протидимної. Видання торкається і питань, пов'язаних з енергозбереженням та застосуванням засобів автоматизації в роботі вентиляційних систем.

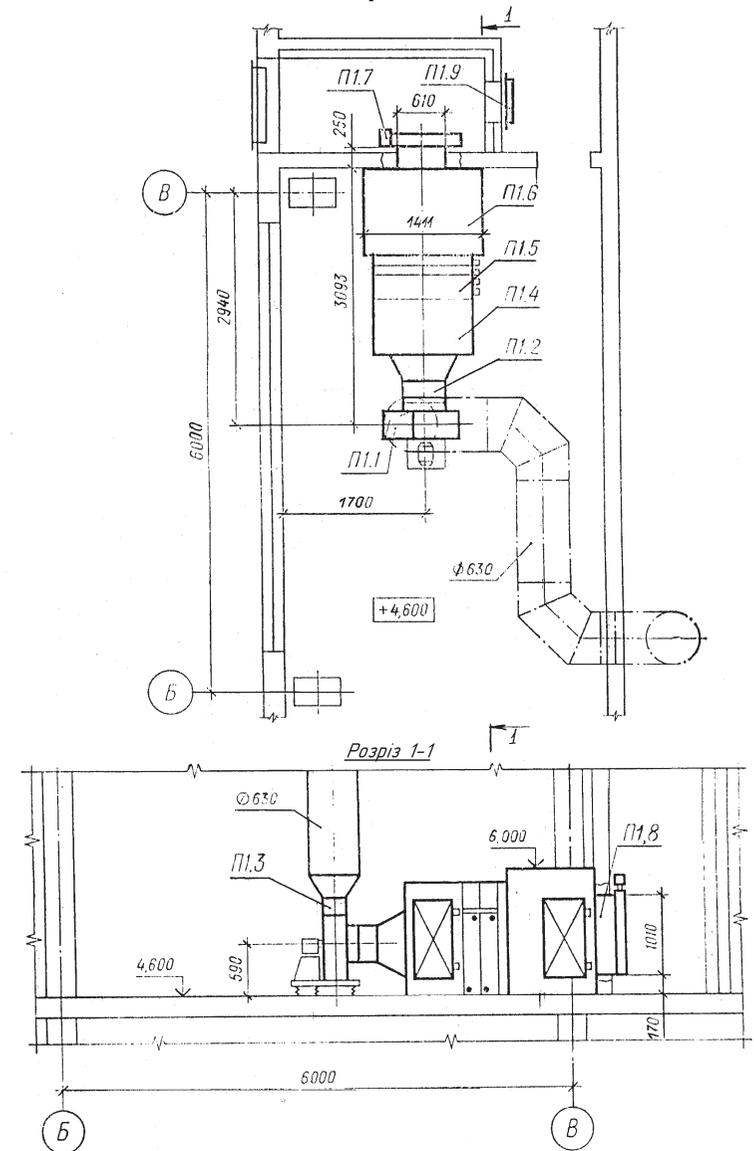
З урахуванням появи на ринку України обладнання закордонних фірм-виробників проектувальник повинен зважати на інтегроване застосування такого обладнання з матеріалами та устаткуванням вітчизняних виробників.

Автори виловлюють особливу подяку директору приватного акціонерного товариства «Вентиляційні системи» В.О. Коломійченку за дозвіл на використання в посібнику ілюстративних матеріалів з Інтернет-ресурсів ПрАТ «Вентс» – сучасного вентиляційного обладнання, що випускається на виробничих потужностях підприємства.

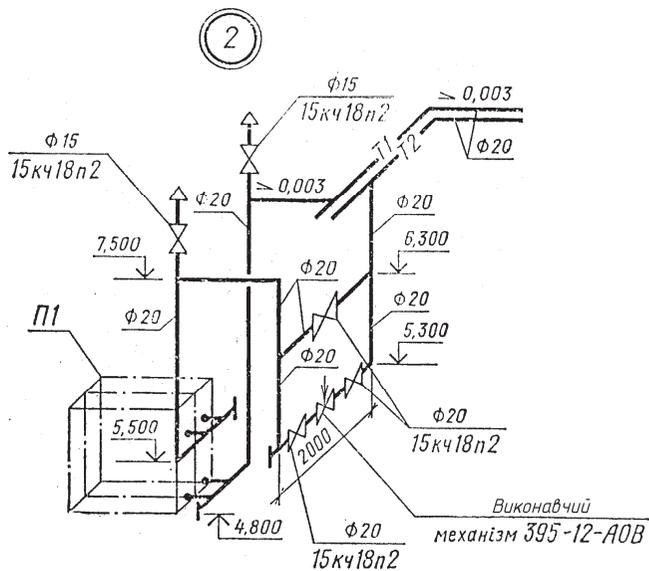
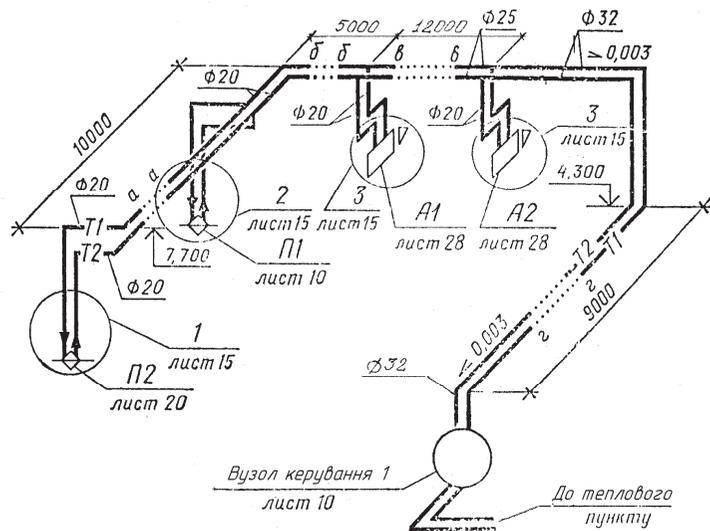
Щиро вдячні рецензенту цього видання завідувачу кафедри теплогазопостачання та вентиляції Національного університету «Львівська політехніка» доктору технічних наук, професору В.М. Желиху за зроблені ним зауваження та побажання щодо поліпшення видання. Також дякуємо всім небайдужим читачам, які надішлють свої зауваження, щоб урахувати їх і вдосконалити наведені матеріали у наступних виданнях посібника.

Додаток Г

Приклади оформлення планів і розрізів устаткування припливних камер



Додаток В
Приклади оформлення схем теплостачання
вентиляційного устаткування



РОЗДІЛ 1. МІКРОКЛІМАТ ЖИТЛОВИХ, ГРОМАДСЬКИХ ТА
ПРОМИСЛОВИХ ПРИМІЩЕНЬ І СПОРУД

1.1. Загальні дані

Зазвичай системи вентиляції проектують для створення та забезпечення нормованих допустимих значень таких параметрів мікроклімату внутрішнього середовища приміщень і споруд, як чистота, температура, вологість, рухомість повітря у зоні перебування людей.

При цьому відповідно до вимог [1] у проєктах з вентиляцією необхідно передбачати технічні рішення, що забезпечують: а) нормативні метеорологічні умови і чистоту повітря в обслуговувальній зоні житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень будівель підприємств; б) нормативні метеорологічні умови й чистоту повітря в робочій зоні виробничих приміщень, лабораторій та складських приміщень у будівлях будь-якого призначення; в) нормовані рівні шуму та вібрації від роботи обладнання систем вентиляції, крім систем аварійної вентиляції й систем протидимного захисту, для яких при їх включенні для приміщень, де передбачено їх установлення, допускається рівень шуму більше ніж 110 дБА; г) ремонтпридатність систем вентиляції, що проєктуються; д) вибухобезпечність систем, що проєктуються.

Обслуговувальною зоною громадської споруди вважається простір висотою до 2-ох метрів над рівнем підлоги, а для приміщень, де люди знаходяться головним чином у сидячому положенні (читальні зали, кіноконцертні зали, обідні зали, класні кімнати та т.п.), – висотою 1,5 м над рівнем підлоги.

Робочою зоною виробничої споруди вважається простір висотою до 2-ох метрів над рівнем підлоги (або площадки, на котрих розташовані місця перебування робітників).

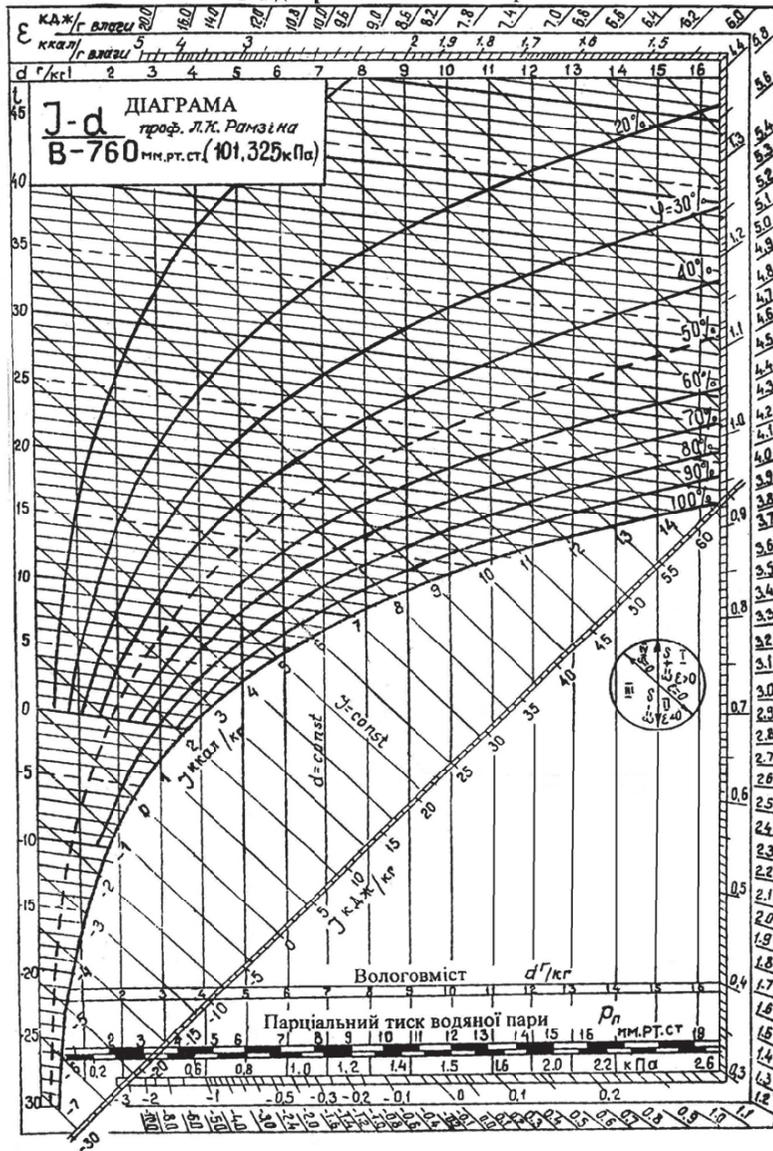
У сучасних умовах системи вентиляції приміщень проектують для підтримання у приміщеннях нормованих параметрів мікроклімату з метою виконання санітарно-гігієнічних умов перебування людей, проходження технологічного процесу з дотриманням вимог виробництва, отримання якісних товарів з максимальною продуктивністю праці робітників.

Формування параметрів мікроклімату залежить від пори року, зміни параметрів зовнішнього середовища з часом доби, теплотехнічних характеристик огорожувальних конструкцій будівель, виду та кількості шкідливих речовин, що потрапляють у приміщення, й можливої зміни цих надходжень у часі, наявності інженерних систем і їх спроможності забезпечувати на певному рівні співвідношення між головними фізичними характеристиками внутрішнього повітря, які впливають на стан людини, збереження речей і предметів, технологічного обладнання, котрі

ДОДАТКИ

Додаток А

I-d-діаграма вологого повітря



автоматичними терморегуляторами, розрахункова температура може бути встановлена за вимогами замовника в діапазоні допустимих значень.

3. Температура повітря приміщень для теплої періоду вказана для районів з розрахунковою температурою зовнішнього повітря (параметри А згідно з нормами [5]) до 25 °С. Для інших районів температура повітря в приміщеннях повинна бути не більше ніж на 3 °С вище від розрахункової температури зовнішнього повітря (параметри А згідно з нормами [5]).

1.3. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього середовища у приміщеннях промислових споруд

Велике різноманіття технологічних процесів, режимів роботи технологічного обладнання, виділення шкідливих речовин, теплової енергії та водяної пари в різних цехах не дозволяє уніфікувати проектні рішення. Тому в кожному випадкові, як правило, доводиться застосовувати свої, найбільш ефективні підходи до проектування вентиляційного устаткування. Розрахункові параметри повітря в середині промислових приміщень визначають за нормами [1, 4] залежно від періоду року, необхідності підтримки параметрів внутрішнього середовища на допустимому чи оптимальному рівні, категорії робіт, що виконуються у цеху, та місця перебування робітників (постійного, непостійного чи всіх).

У теплий період року температуру повітря в робочій зоні допускається приймати не більше ніж на 4°С вище від розрахункової температури зовнішнього повітря за параметрами А, але не більше ніж температура, що наведена у знаменниках граф 7 та 8 обов'язкового додатка 2 [1]. Коли розрахункова температура зовнішнього повітря за параметрами А більше від 25 °С при роботі середньої тяжкості і більше від 23°С при важкій роботі, розрахункову внутрішню температуру можна збільшити, керуючись указівками наведених додатків [1], або [3. п. 16].

При роботі над проектом системи вентиляції промислових об'єктів, крім того, доцільно користуватися відповідними розділами ДБН, довідниками, підручниками, СНіП (СН, ВБН, СанПіНами) та іншою літературою з проектування промислових будинків певного призначення.

Розрахункові параметри внутрішнього повітря на постійних робочих місцях і непостійних робочих місцях виробничих приміщень приймаються за додатком 2 [1] (таблиця 1.2 навчального посібника).

Таблиця 1.2
 Розрахункові температури, швидкість і відносна вологість повітря на постійних і непостійних робочих місцях виробничих приміщень [1]

Період року	Категорія робіт	Оптимальні норми непостійних робочих місць				Допустимі норми				Відносна вологість повітря, %
		Температура повітря, °С	Швидкість руху повітря, м/с, не більше ніж	Відносна вологість повітря, %	На всіх робочих місцях	Температура, °С	На постійних робочих місцях	На непостійних робочих місцях	Швидкість руху повітря, м/с, не більше ніж	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Теплий	Легка:				На 4 °С вище від розрахункової температури зовнішнього повітря (параметри А) і не більше від указаних у гр. 7 і 8					
	1а	23 – 25	0,1			28/31	30/32	0,2		
	1б	20 – 22	0,2			28/31	30/32	0,3		
	Середньої тяжкості			40 – 60					75	
	:	21 – 23	0,3			27/30	29/31	0,4		
	Па	20 – 22	0,3			27/30	29/31	0,5		
	Пб	18 – 20	0,4			26/29	28/30	0,6		
	Тяжка:									
	Пп									
Холодний і перехідний період року	Легка:									
	1а	22 – 24	0,1			21 – 25	18 – 26	0,1		
	1б	21 – 23	0,1	40 – 60		20 – 24	17 – 25	0,2		
	Середньої тяжкості								75	

д) увімкнення систем димовидалення та протидимного захисту при виникненні пожежі, а також блокування систем загальнообмінної вентиляції.

б) параметрів повітря у приміщенні, що обслуговується системою (у системах припливної вентиляції функції повітряного опалення).

Прилади контролю для сигналізації дій головного вентиляційного обладнання необхідно встановлювати в системах:

- а) вентиляції з механічним спонуканням, що обслуговують приміщення без природного освітлення;
 - б) загальнообмінної витяжної вентиляції, обладнання якої знаходиться у складних для обслуговування місцях;
 - в) місцевих відсмоктувачів, що видаляють повітря з парами шкідливих речовин 1-ого та 2-ого класів небезпеки або вибухонебезпечні суміші;
 - г) загальнообмінної витяжної вентиляції приміщень категорій А та Б;
 - д) аварійної припливно-витяжної вентиляції;
 - е) кондиціонування повітря.
- Крім того, рекомендується встановлювати контрольні прилади для вимірювання і сигналізації втрат тиску в них.

12.3. Автоматичний захист обладнання вентиляційних систем та блокування роботи

З метою підвищення надійності роботи вентиляційного встаткування в проєктах з вентиляції слід передбачати автоматичний захист обладнання та його блокування.

Автоматичний захист при цьому слід передбачати для повітрянагрівачів від замерзання у випадку, коли можливо при вимкненій системі проникнення у приміщення повітря з від'ємними температурами, а саме – для районів будівництва з розрахунковою температурою зовнішнього повітря -5°C та нижче за параметрами «Б» для холодного періоду року.

Автоматичне блокування слід проєктувати для:

- а) відкриття і закриття повітряних клапанів (зовнішнього, рециркуляційного та видалюваного повітря), а також направляючих апаратів при увімкненні та вимкненні вентиляторів;
- б) увімкнення та вимкнення клапанів систем вентиляції та кондиціонування повітря (КП), з'єднаних повітропроводами, для повної чи часткової взаємозаміни при виході з ладу однієї із названих систем;
- в) увімкнення резервного обладнання;
- г) включення систем аварійної вентиляції при утворенні у повітрі робочої зони концентрації шкідливих речовин вище від ГДК;

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	IIa IIб Тяжка: III	18 – 20 17 – 19 16 – 18	0,2 0,2 0,3			17 – 23 15 – 21 13 – 19	15 – 24 13 – 23 12 – 20	0,3 0,4 0,5	

Примітки:

1. У таблиці допустимі норми внутрішнього повітря наведено у вигляді дробу: в чисельнику – для районів з розрахунковою температурою зовнішнього повітря (параметри А) нижче від 25°C , у знаменнику – вище від 25°C .
2. Для районів з температурою зовнішнього повітря (параметри А згідно [5]) 25°C і вище відповідно для категорій робіт легкої, середньої важкості й тяжкої температуру на робочих місцях необхідно приймати на 4°C вище, ніж температура зовнішнього повітря, але не вище від вказаної в знаменнику гр. 7 та 8.
3. У населених пунктах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря 18°C і нижче (параметри А) замість 4°C , вказаних у гр. 6, допускається приймати 6°C .
4. Нормативна різниця температур між температурою на робочих місцях і температурою зовнішнього повітря (параметри А) 4°C або 6°C може бути збільшена при обґрунтуванні розрахунками відповідно до п. 2.10. норм [1].
5. У населених пунктах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря t , $^{\circ}\text{C}$, на постійних і не постійних робочих місцях у теплий період року (параметри А), яка перевищує:
 - а) 28°C – на кожній градус різниці температури $t - 28^{\circ}\text{C}$ необхідно збільшити швидкість руху повітря на $0,1$ м/с, але не більше ніж на $0,3$ м/с вище від швидкості, вказаної в гр. 9;
 - б) 24°C – на кожній градус різниці температури $t - 24^{\circ}\text{C}$ допускається приймати відносну вологість повітря на 5% вище від відносної вологості, вказаної в гр. 10.
6. У кліматичних зонах з високою відносною вологістю повітря (поблизу морів, озер й ін.), а також при застосуванні адиабатної обробки припливного повітря водою для забезпечення на робочих місцях температури, яка вказана в гр. 7 і 8, допускається приймати відносну вологість повітря на 10% вище від відносної вологості, що визначається відповідно до пункту 5.б даних приміток.
7. Якщо допустимі норми неможливо забезпечити за виробничими або економічними умовами, то слід передбачити повітряні душі або кондиціонування повітря на постійних робочих місцях.

1.4. Розрахункові параметри зовнішнього середовища при проектуванні вентиляції

Розрахунки систем вентиляції, а відповідно і вибір розрахункових метеорологічних умов зовнішнього середовища (повітря) незалежно від призначення об'єкта будівництва (суспільна чи промислова споруда) вибирають для трьох періодів року (холодного, перехідного й теплого) відповідно до заданого населеного пункту згідно з нормами [1] (таблиця 1.3 навчального посібника).

У першу чергу необхідно вписати розрахункові параметри Б для холодного періоду року й параметри А для теплого, а також розрахункову швидкість вітру за періодами року та географічною широтою району будівництва.

Перехідний період, незалежно від кліматичного району будівництва, характеризується температурою зовнішнього повітря $t_3 = +8\text{ }^\circ\text{C}$ і питомою ентальпією 22,5 кДж/кг.

РОЗДІЛ 12. АВТОМАТИЗАЦІЯ РОБОТИ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

12.1. Загальні положення

Основні вимоги до проектних рішень елементів автоматики систем вентиляції та кондиціонування повітря викладено в документах [1], [21] та інших нормативних документах, наприклад, відомчих нормах технологічного проектування (ВНТП) для виробничих й інших споруд різного призначення.

Засоби автоматизації (контролю, автоматичного регулювання, захисту обладнання, блокування, управління і диспетчеризації роботи) вентиляційних систем необхідно передбачати в проектах з метою:

а) забезпечення й підтримки необхідних умов повітряного середовища у приміщеннях, що обслуговуються, підвищення надійності роботи систем, а також увімкнення і вимкнення систем за спеціальними вимогами (наприклад, при виникненні пожежі чи досягнення у повітря концентрації шкідливих речовин на рівні вище граничнодопустимої концентрації (ГДК) та т.п.);

б) скорочення численності обслуговуючого персоналу, економії теплоти, холоду та електричної енергії.

Виконуючи проект з вентиляції об'єктів різного призначення, вибір рівня й схеми автоматизації інженер-проектувальник проводить залежно від технологічних вимог та економічної доцільності. При цьому автоматизацію систем слід проектувати, ґрунтуючись на спрощених із можливих рішень і схем, приймаючи при цьому мінімальну кількість приладів та засобів автоматизації керування роботою системи вентиляції.

Відповідно до нормативного документа [1] автоматичне регулювання параметрів слід проектувати для систем: повітряного опалення та душуювання; припливної та витяжної вентиляції, що працюють з перемінною кількістю повітря; припливної вентиляції при тепловій потужності калориферів ≥ 50 кВт; холодопостачання.

12.2. Контроль роботи систем вентиляції

У системах вентиляції норми регламентують установлювати прилади контролю для вимірювання:

а) температури зовнішнього і припливного повітря, а також параметрів теплоносія калориферної установки (у системах припливної вентиляції);

була сталою, а кількість повітря, що забирається зовні, не була меншою від мінімальної за вимогами санітарно-гігієнічних норм.

Рециркуляція забороняється в будівлях і спорудах, у повітрі яких можуть знаходитися хвороботворні мікроби, хімікати, вибухонебезпечні речовини (категорія А і Б), та в будівлях, де використовують речовини 1-ої і 2-ої категорії небезпеки.

Таблиця 1.3
Розрахункові параметри зовнішнього повітря [1]

Найменування населеного пункту	Розрахункова географічна широта сш.	Кіровоградський пкс, км ²	Період року	Параметри А				Параметри Б				Середня добова амплітуда температури повітря, °С
				температура повітря, °С	питома ентальпія, кДж/кг	швидкість вітру, м/с	температура повітря, °С	питома ентальпія, кДж/кг	швидкість вітру, м/с			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
Бердянськ	46	1010	Теплий Холодний	25,9 -7	53,9 -2,5	1 1	30,5 -19	63 -17,6	1 1	12,5 -		
Вінниця	48	970	Теплий Холодний	23 -10	53,6 -6,7	2,8 7,1	27,3 -21	56,9 -19,7	2,8 5,2	11,9 -		
Джанкой	46	1010	Теплий Холодний	27,8 -5	58,9 0	1 1	32,4 -17	6,3 -15,5	1 1	14 -		
Дніпропетровськ	48	1010	Теплий Холодний	26,5 -9	54 -5,4	1 7	31 -23	57,4 -22	1 5,7	11,3 -		
Донецьк	49	1010	Теплий Холодний	25,3 -10	54,7 -6,7	1 6,2	30,4 -23	53,9 -22,2	1 6,2	13,9 -		
Євпаторія	45	1010	Теплий Холодний	26,8 -3	63 -2,7	4 7,1	31,4 -16	67 -14,2	4 7,1	8,4 -		
Житомир	48	990	Теплий Холодний	23,1 -9	50,5 -5,2	1 5,4	27,7 -22	54,7 -21	1 5,4	10,8 -		
Запоріжжя	48	1010	Теплий Холодний	27,1 -8	55,7 -5,4	1 7,8	31,2 -22	58,6 -21,2	1 7,1	12,5 -		
Івано-Франківськ	48	970	Теплий Холодний	22,8 -9	54,7 -5,4	1 5,8	27,4 -20	58,9 -18,9	1 5,8	11,2 -		
Ізмаїл	44	1010	Теплий Холодний	27,2 -5	58,6 0	1 1	31,8 -14	61,5 -11,7	1 7	11,8 -		

Продовження таблиці 1.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Керч	44	1010	Теплий Холодний	26 -4	60,7 1,3	4,1 102	30,3 -15	62,8 -13	4,1 9	11 -
Київ	51	990	Теплий Холодний	23,7 -10	53,6 -6,7	1 5,3	28,7 -22	56,1 -20,7	1 4,2	10,8 -
Кіровоград	48	990	Теплий Холодний	25,8 -5,4	55,3 -5,4	1 6,7	29,7 -22	57,4 -20,7	1 5,7	12,9 -
Копопол	52	990	Теплий Холодний	24 -11	52,3 -8	1 5	28 -24	55,7 -22,2	1 4,3	11,6 -
Луганськ	48	1010	Теплий Холодний	27,4 -10	55,3 -6,7	1 6,7	31,8 -25	58,6 -24,3	1 5,2	13,9 -
Луцьк	52	970	Теплий Холодний	22,6 -8	50,5 -4,2	1 6,3	27,2 -20	54,7 -18,9	1 6,3	10,3 -
Львів	48	970	Теплий Холодний	22,1 -9	53,2 -2,5	1 7,1	26,4 -19	57,4 -17,6	1 5,1	10,6 -
Любашівка	49	990	Теплий Холодний	25,4 -9	54,7 -5	1 1	30 -20	58,9 -18,9	1 1	11,1 -
Маруполь	48	1010	Теплий Холодний	26,6 -9	57,8 -5,4	3,6 12	31,8 -23	60,7 -22,2	3,6 8	11,4 -
Миколаїв	48	1010	Теплий Холодний	27,9 -7	58,2 -2,9	3,2 11	31 -20	62 -18,6	3,2 10	12,5 -
Одеса	48	1010	Теплий Холодний	25 -6	59 -1,3	3,3 12	28,6 -18	62 -18,3	3,3 11	8,8 -
Полтава	48	990	Теплий Холодний	24,5 -11	53,6 -8	4,4 6,8	29,4 -23	56,5 -21,9	4,4 6,2	11,5 -
Рівне	52	970	Теплий Холодний	22,6 -9	51,5 -5,4	1 6,8	25,1 -21	55,3 -19,7	1 5,1	10,7 -
Севастополь	44	1010	Теплий Холодний	25 0	60,7 -7,1	2,3 10,2	29,4 -11	64,5 -8,4	2,3 9	8,5 -

11.3. Застосування систем вентиляції з рециркуляцією повітря, що видаляється

У системах вентиляції іноді використовують схеми з так званою рециркуляцією, при якій частка внутрішнього повітря, що видаляється, вдруге застосовується у роботі припливної механічної системи вентиляції.

Залежно від взаємного розташування припливної камери й приміщення, що обслуговується, витрати вентиляційного повітря та архітектурно-будівельних особливостей приміщення і в цілому будівлі в схемі роботи системи з рециркуляцією повітря може використовуватись один (припливний) або два вентилятори (другий – рециркуляційний). У будь-якому з наведених випадків змішувальна секція (вузол) повинна бути розташована перед фільтром та калорифером (рис. 11.7).

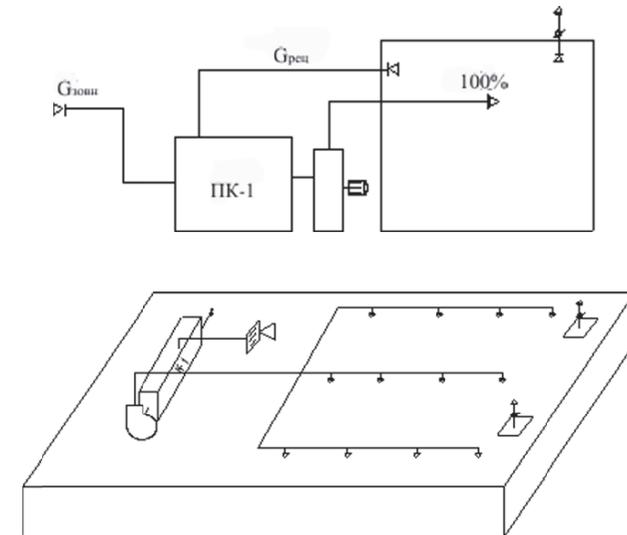


Рис. 11.7. Загальна схема та приклад улаштування рециркуляції в роботі системи вентиляції

Розподілення потоків повітря, що йде на рециркуляцію, і того, що забирається зовні, має виконуватися з урахуванням розбавлення CO_2 .

При віддаленості прийомної лінії системи рециркуляції необхідно підбирати ще й рециркуляційний вентилятор.

Параметри повітря у приміщенні, що обслуговується припливною установкою, зазвичай регулюють якісним методом, тому при зміні співвідношень суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря необхідно стежити за тим, щоб сумарна кількість припливного повітря у приміщення

Примітки: 1. Для інших населених пунктів розрахункові параметри зовнішнього повітря слід приймати за найближчим з указаних у таблиці 2 міст. Кількість градусо-днів опалювального періоду вказана для приміщень з температурою + 18 °С. Для приміщень з іншою температурою слід застосовувати коефіцієнт $k = (t_a - t_{cp.o}) / (18 - t_{cp.o})$, де $t_{cp.o}$ – середня температура опалювального періоду, °С; t_a – температура повітря в приміщенні, °С.

Зазвичай при застосуванні цих теплообмінних апаратів використовують *перехресну* та *протиструминну* схеми руху повітряних потоків (рис. 11.3):

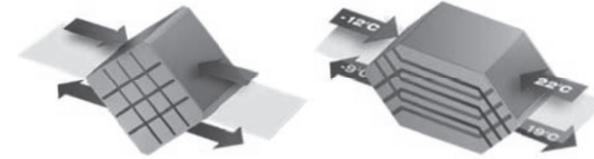


Рис. 11.3. Схеми компоновки рекуперативних теплообмінників

За можливості вибору *протиструминна* схема є більш ефективною з точки зору теплообміну. В сучасних вентиляційних системах указані теплообмінні апарати легко адаптуються в конструктивні рішення систем з урахуванням певного модельного ряду обладнання та окремих елементів вентсистем (рис. 11.4):

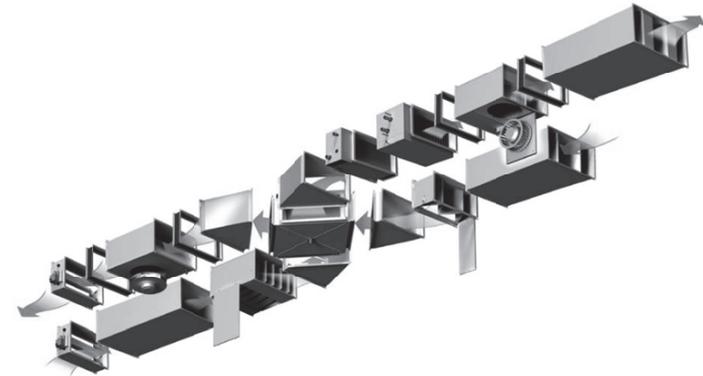


Рис. 11.4. Схема компоновки рекуперативного теплообмінника у загальній припливно-витяжній системі вентиляції

Утилізатори контактної типу зазвичай мають зону активної насадки, де і відбувається теплообмін між перегрітим повітрям та середовищем, що нагрівається водою (рис. 11.5)

видаляється з приміщення, також проходить крізь утилізатор, віддаючи тепло тій частині ротора, що в даний момент знаходиться в потоці цього повітря і далі видаляється за межі будівлі по системі витяжних повітропроводів.



Рис. 11.1. Загальний вигляд регенеративного теплообмінника

З метою запобігання перетоку повітря, що видаляється, в канал припливного повітря тиск в останньому має бути трохи більшим від тиску у витяжному.

Рекуперативні теплообмінники можуть бути пластинчастими або трубчастими (рис. 11.2). Принцип їх роботи полягає в теплообміні через розділяючу поверхню.

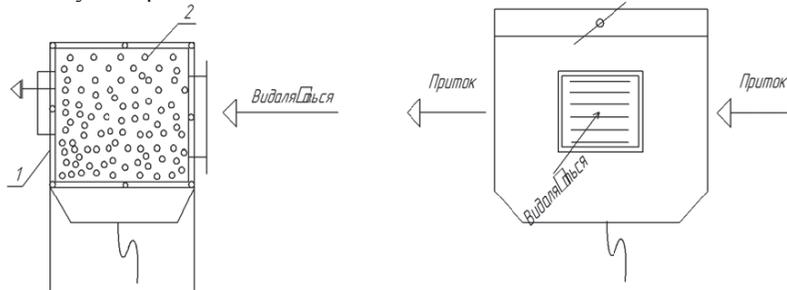


Рис. 11.2. Загальний вигляд рекуперативного теплообмінника:
1 – корпус теплообмінника; 2 – трубки припливного повітря

При певних температурах зовнішнього повітря можливе обмерзання трубок теплообмінника. Для запобігання цьому розраховують певну кількість зовнішнього повітря, що перепускають по так званій байпасній лінії.

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА КЛАСИФІКАЦІЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

2.1. Загальні дані

Як уже відмічалось раніше, в будівлях різноманітного призначення системи вентиляції проектують для підтримки на певному рівні у першу чергу таких параметрів повітряного середовища, як чистота, температура, відносна вологість та рухливість повітря.

Система вентиляції – сукупність приладів для оброблення, подачі чи видалення повітря з приміщення, що вентилюється, тобто, іншими словами, для організації *повітрообміну* у приміщенні. Кількість повітря, котре проходить через приміщення за одиницю часу (повітрообмін вентиляваного приміщення), визначається в результаті розв'язання системи балансних рівнянь, до якої обов'язково повинно входити рівняння щодо повітря і рівняння щодо тієї шкідливої речовини, з якою бореться система вентиляції. Зрозуміло, що вид та кількість шкідливих речовин, котрі потрапляють до приміщення, і будуть визначати повітрообмін.

Визначення *розрахункового* повітрообміну у вентиляваних приміщеннях – одна з головних, відповідальних і складних задач, яку повинен розв'язувати інженер-проектувальник. При цьому визначення повітрообміну виконується для всіх приміщень, де за нормами влаштовуються системи вентиляції відповідно до трьох періодів року: теплого, холодного та перехідного.

Крім того, повітрообмін у приміщенні визначається за всіма шкідливими речовинами, що одночасно потрапляють у приміщення і як розрахунковий остаточно приймається повітрообмін за домінуючою, з точки зору значення кількістю вентиляційного повітря, шкідливою речовиною або за значенням, мінімально необхідним з точки зору санітарно-гігієнічних норм.

Необхідно відмітити і той факт, що класична схема підходу до розрахунку повітрообміну вводить декілька спрощень, а саме:

- процеси, що відбуваються у приміщенні (технологічні, процеси, пов'язані з життєдіяльністю людини, і т.п.), постійні та не змінюються у часі;
- шкідливі речовини, що потрапляють у приміщення, рівномірно розповсюджуються в його об'ємі;
- при організації повітрообміну в приміщенні системи вентиляції підтримують баланс за повітрям, що подається і видаляється з приміщення.

Зрозумілим стає, що в сучасних будівлях та спорудах процес виділення, розповсюдження і робота самих систем вентиляції мають більш

складний характер, що можна ілюструвати на прикладі приміщення громадської споруди з масовим та довгочасним перебуванням людей, де як домінуюча шкідлива речовина може виступати вуглекислий газ – продукт життєдіяльності людини.

В умовах нестаціонарних процесів, що проходять у вентильованих приміщеннях з метою заощадження енергоносіїв, доцільно застосовувати і переривчастий режим роботи систем забезпечення мікроклімату (опалення й вентиляції).

Створення «гнучкої» автоматизованої системи забезпечення мікроклімату в приміщеннях громадських та промислових споруд з урахуванням зміни кількості шкідливих речовин, що потрапляють у приміщення як протягом доби, так і протягом, наприклад, робочої зміни, дасть змогу економити теплову й електричну енергію при формуванні необхідних параметрів мікроклімату в місцях перебування людей.

Основним напрямом розв'язання проблеми може бути зменшення повітрообміну в приміщенні, що обслуговується відповідно до зміни концентрації домінуючої шкідливої речовини в обслуговувальній чи робочій зоні приміщення з використанням автоматизованої системи управління роботою вентиляторів вентиляційних систем.

Незалежно від призначення приміщення – кількість та вид шкідливих речовин, що потрапляють у приміщення, є похідними чинниками для визначення повітрообміну: чим більше шкідливостей – тим більше повітря необхідно подавати системою вентиляції у приміщення або видаляти з нього.

2.2. Системи вентиляції житлових та громадських будівель

Мабуть, не існує загального класифікатора систем вентиляції, зокрема житлових та громадських споруд, але всі вони можуть бути виділені за такими ознаками:

- за призначенням – припливні та витяжні;
- за задачею, що розв'язується, – загальнообмінні та місцеві;
- за рушійною силою циркуляції повітря – природні та штучні;
- за конструктивним оформленням систем – каналні та безканалні;
 - за способом організації руху повітряних мас – керовані та некеровані;
 - за схемою організації повітрообміну – напрямком руху повітря у приміщенні.

пластинчастих теплообмінників типу «повітря-повітря»; контактні теплоутилізатори (камери зрошування); системи з проміжним теплоносієм та ін.

Проектувальнику необхідно враховувати і те, що норми вводять цілу низку обмежень на використання утилізаторів теплоти повітря, що видаляється в процесі роботи систем вентиляції різного призначення, які пов'язані: з концентрацією шкідливих речовин у припливному повітрі; з категорією за вибухо- і пожежонебезпекою вентильованих приміщень і як наслідок – з використанням вентиляційного обладнання у відповідному виконанні; з наявністю у повітрі, що видаляється, вибухонебезпечних складових чи шкідливих речовин 1-ого та 2-ого класів небезпеки; з уловлюванням хвороботворних бактерій, вірусів, грибків (у небезпечних концентраціях, установлених Міністерством охорони здоров'я), пилу, замаслюючих речовин та ін.

11.2. Системи утилізації теплоти повітря, що видаляється

Для утилізації теплоти та холоду відпрацьованого повітря, що видаляється системами вентиляції з приміщень або від технологічного обладнання, застосовують теплоутилізатори. До основних типів утилізаторів теплоти відносять:

- регенеративний теплообмінник;
- рекуперативний;
- контактний;
- утилізатори теплоти з проміжним теплоносієм.

У середньому протягом року повітря, що видаляється системою витяжної вентиляції, має температуру 18 – 24 °С. Якщо не використовувати енергію цього потоку – значить, у прямому розумінні цього слова, викидати кошти на вітер. Саме ця ідея була з успіхом використана розробниками енергоефективних припливно-витяжних вентиляційних установок, які мають змогу одночасно забезпечувати подачу у приміщення очищеного у фільтрах зовнішнього повітря, котре попередньо підігрівається у теплообміннику, що обертається, та видалення (з охолодженням) відпрацьованого внутрішнього повітря. Принцип роботи роторного утилізатора полягає у наступному: припливне повітря та повітря, що видаляється, проходить крізь корпус установки у зустрічних напрямках, відповідно нагріваючись та охолоджуючись за рахунок контакту з теплообмінною насадкою утилізатора, що обертається.

Для організації повітрообміну у приміщенні, що обслуговується установкою, влаштовується дві мережі. По одній з них здійснюється забір свіжого повітря (зазвичай ці повітропроводи теплоізовані). Повітря, що

РОЗДІЛ 11. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦІЇ БУДІВЕЛЬ

11.1. Загальні положення з енергозбереження

У будівлях, оснащених сучасним вентиляційним устаткуванням, рівень витрат теплової та електричної енергії може сягати 30% від загальних енерговитрат споруди у річному циклі їх споживання. Тому в останній час наявною є проблема скорочення й заощадження енергоресурсів у роботі вентиляційних систем. Одним зі шляхів економії є використання теплоти вторинних енергетичних ресурсів і відновлювальних, джерел енергії в роботі систем припливної та витяжної вентиляції як об'єктів громадського, так і промислового призначення.

Відповідно до §8 вимог [1], при проектуванні систем вентиляції зазвичай необхідно виконувати техніко-економічні розрахунки (ТЕР) з доцільності використання теплоти вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) та відновлювальних джерел енергії (ВДЕ).

За результатами проведених ТЕР має бути: а) проведено оцінювання енергетичного ефекту використання ВЕР та ВДЕ з визначенням витрат первинної енергії палива за варіантами, що зіставляються; б) виконано оцінювання одночасних інвестицій, пов'язаних з використанням ВЕР та ВДЕ в роботі систем вентиляції, визначена щорічна економія витрат на закупівлю палива та електричної енергії для роботи енергозберігаючого устаткування з визначенням експлуатаційних витрат.

Системи вентиляції з використанням ВЕР та ВДЕ слід проектувати лише на підставі виконаних ТЕР. Проектувальник може не виконувати попередні техніко-економічні розрахунки щодо застосування енергозберігаючих технологій у вентиляційних системах у тому разі, коли: а) проектують систему загальнообмінної чи місцевої витяжної вентиляції з температурою повітря, що видається, ≥ 28 °С з подальшим використанням теплоти для підігріву припливного повітря; б) теплообмінні апарати розташовані у безпосередній близькості від технологічного устаткування промислових підприємств або наявних геотермальних свердловин за умови отримання в них теплоносія, достатнього для використання в системах вентиляції без застосування теплових насосів.

До основного обладнання, яке використовують у роботі систем вентиляції, слід віднести: використання теплових насосів для теплопостачання низькотемпературних систем вентиляції, також використання утилізаторів теплоти та холоду в системах вентиляції з використанням регенеративних теплообмінників, що обертаються;

Припливні – системи забезпечують подачу, як правило, свіжого, очищеного зовнішнього повітря або повністю чи частково рециркуляційного повітря.

Витяжні – системи відповідно видаляють забруднене внутрішнє повітря з приміщення.

Загальнообмінні – розв'язують задачу підтримки необхідних параметрів повітряного середовища в об'ємі всього приміщення, що обслуговується системою (наприклад, система вентиляції глядацької зали кінотеатру).

Місцеві – системи локалізують шкідливі речовини у місцях їх інтенсивного виділення, тим самим не даючи їм розповсюдитись у всьому об'ємі приміщення (наприклад, витяжна шафа над технологічним обладнанням гарячого цеху їдальні).

Природні – рух повітря в яких базується на різниці гравітаційних тисків (різниці щільностей) зовнішнього холодного і внутрішнього теплого повітря.

Штучні – радіюють у своїй роботі електричну енергію і відповідно вентилятори з електродвигунами.

Канальні – рух повітря в таких системах здійснюється по спеціально влаштованих повітропроводах, каналах з використанням повітрозабірних решіток, припливних анемостатів тощо.

Безканальні – системи характеризуються наявністю нещільностей та щілин, саме завдяки яким і здійснюється повністю або частково вентиляція приміщень (наприклад, нещільність в огорожувальних конструкціях зовнішніх стін будівель, за рахунок котрої проходить інфільтрування або ексфільтрування повітря у приміщенні та, як наслідок, його загальне вентилявання).

Керовані – системи мають у своєму арсеналі прилади для регулювання кількості вентиляційного повітря (наприклад, решітки з регулюючими поворотними жалюзіями).

Некеровані – характеризуються відсутністю пристроїв для регулювання кількості повітря, що циркулює в приміщенні.

Схема організації повітрообміну (взаємний напрямок руху припливного і видаленого повітря в цілому у приміщенні) – залежить від призначення приміщення та виду шкідливих речовин, що у нього потрапляють. При виборі схеми організації руху повітря у приміщенні проектувальник перш за все повинен враховувати: вид, кількість та спосіб надходження шкідливостей; фізико-хімічні властивості шкідливих речовин; місце розташування людей, технологічного обладнання, архітектурно-будівельні характеристики споруди, необхідність проведення очищення вентиляційного повітря та багато інших чинників. До основних схем можна було б віднести такі: «знизу – вгору», за якою приплив повітря здійснюється у нижню зону, а витяжні пристрої розташовуються у верхній

зоні приміщення. Така схема притаманна, наприклад, спорудам, де як домінуючі шкідливості, що потрапляють у повітря приміщення, можуть виступати збиткова теплота та волога, максимальні концентрації котрих простежуються у верхній зоні приміщень; схеми «згори – вгору», або «знизу та згори – вгору» теж властиві боротьбі з цими шкідливими речовинами. Якщо у приміщенні простежується виділення і, як наслідок, концентрація шкідливостей у нижній зоні приміщення, проектувальнику слід використовувати так звані схеми з «перевернутою» циркуляцією повітря, а саме: «згори – вниз», «згори – вгору та вниз» або «знизу – вниз». Перелічені схеми становлять далеко не повний список існуючих схем організації повітрообміну, тому остаточний вибір схеми лежить на проектувальникові системи вентиляції з урахуванням чинників, наведених раніше.

2.3. Системи вентиляції промислових споруд

Специфікою промислових підприємств є те, що, крім традиційних видів шкідливостей (явні теплові надлишки, волога, вуглекислий газ), у виробничі приміщення надходять також і інші види шкідливостей, такі як пил, гази, пари. Так, у ГОСТ 12.1.005-88 наведено ГДК (гранично допустимі концентрації) 1307 найменувань шкідливих речовин. Під ГДК розуміють таку концентрацію шкідливої речовини, яка протягом усієї, робочої зміни не викликає у людини негативних впливів на стан здоров'я та захворювань.

Характерним для промислових підприємств є й те, що шкідливі речовини у повітря надходять та розповсюджуються як під дією висхідних конвективних потоків, так і струминними течіями – під тиском із технологічних трубопроводів та в ході виконання технологічних процесів (завантажувальні люки печей, технологічні ванни, фарбувальні камери і т.п.). Дифузійне перенесення шкідливих речовин для промислових підприємств не настільки суттєве, як за рахунок конвективних потоків та струминних течій.

На промислових підприємствах, як і в громадському будівництві, використовується два основних види систем вентиляції: а) загальнообмінна вентиляція; б) місцева вентиляція (припливна та витяжна).

До місцевої припливної вентиляції відносять такі системи:

- повітряні та повітряно-теплові завіси;
- повітряні душі;
- повітряні оазиси.

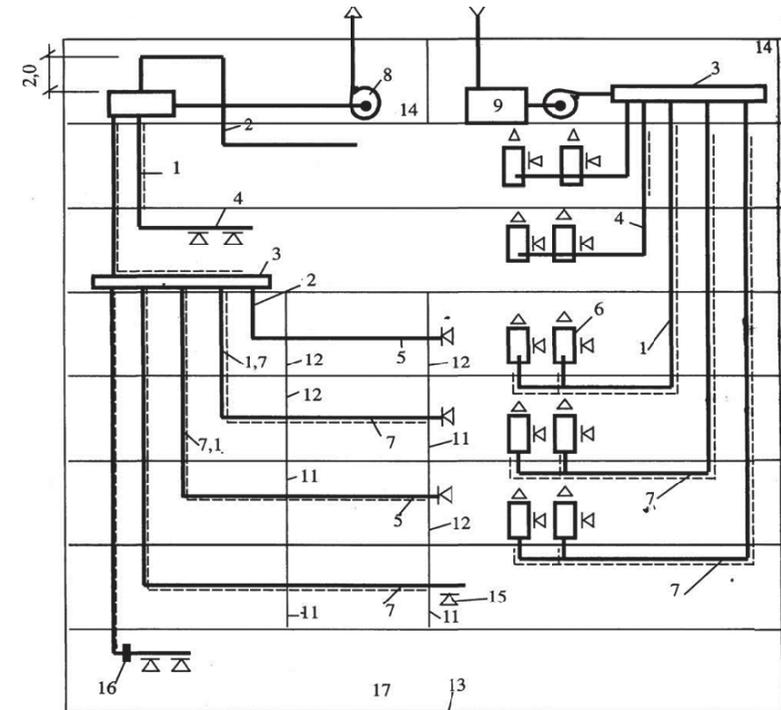


Рис. 10.2. Захист від проникнення диму при пожежі із приміщень одного поверху в приміщення інших поверхів повітряними затворами при застосуванні схеми повітропроводів з горизонтальними колекторами: 1 – повітряний затвор; 2 – повітряний затвор при приєднанні збірного повітропроводу першого поверху – вертикальна довжина його перед приєднанням до колектора повинна бути не менше ніж 2 м; 3 – горизонтальний колектор; 4 – повітропровід у межах приміщення, що обслуговується; 5 – повітропровід поза межами приміщення, що обслуговується; 6 – ежекційний доводник; 7 – транзитний повітропровід за п. 4.118 [1]; 8 – витяжне вентобладнання; 9 – припливне вентобладнання; 10 – міжповерхове перекриття; 11 – протипожежна стіна або перегородка з нормованою межею вогнестійкості згідно з вимогами документа [21]; 12 – стіна або перегородка з ненормованою межею вогнестійкості; 13 – підлога; 14 – приміщення для вентиляційного обладнання; 15 – повітроприймальний пристрій; 16 – вогнезатримуючий клапан за п. 4.123 [1]; 17 – група приміщень іншого призначення, що приєднуються, загальною площею не більше ніж 200 м².

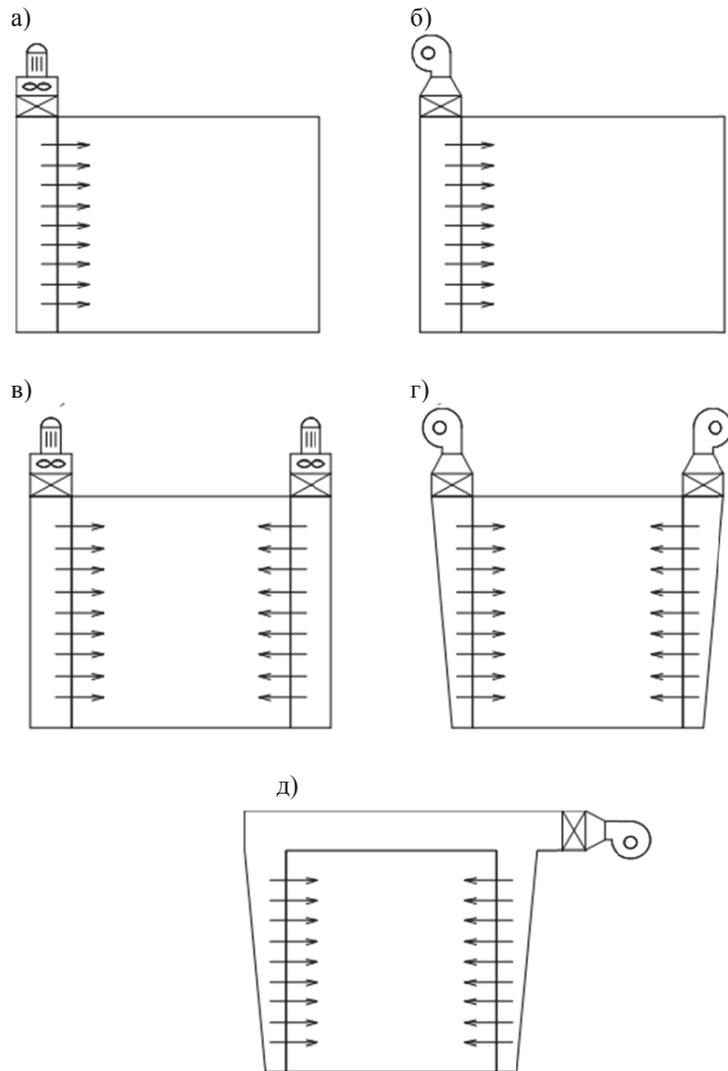


Рис. 2.1. Варіанти влаштування бічних завіс: а) одностороння бічна повітряна завіса з осьовим вентилятором; б) одностороння бічна повітряна завіса з відцентровим вентилятором; в) двостороння бічна повітряна завіса з осьовим вентилятором; г), д) двостороння бічна завіса з відцентровим вентилятором

а) розміщення повітропроводів систем вентиляції в межах одного протипожежного відсіку будівлі;

б) обмеження з'єднання в одну систему вентиляції приміщень різного ступеня вибухопожежної небезпеки;

в) застосування вогнезатримуючих клапанів, зворотних клапанів і повітряних затворів у повітропроводах.

На рисунках 10.1 і 10.2 наведено принципові схеми повітропроводів для житлових, громадських, адміністративно-побутових та виробничих приміщень категорій Г і Д.

За рисунком 10.1 не допускається застосовувати схеми повітропроводів у будинках лікувально-профілактичного призначення. Для подібних будівель і будівель іншого призначення, у яких допускається застосовувати повітряні затвори на відгалуженнях від колекторів, варто застосовувати схеми з горизонтальними колекторами за рисунком 10.2.

Наведені на рисунках 10.1, б, в і 10.2 схеми повітропроводів – з повітряними затворами на відгалуженнях від колекторів на сьогодні найбільш дешеві та доступні, хоча й менш досконалі за димозахистом будівель, ніж схеми з вогнезатримуючими клапанами.

На рисунках 10.1, в і 10.2 показано приєднання ежекційних кондиціонерів-доводок через повітряні затвори до вертикального й горизонтального колекторів. Приєднання кондиціонерів-доводок через вогнезатримуючі клапани не застосовується.

Продовження таблиці 10.2

1	2	3	4	5	6
8	Те ж, з ізоляцією фосфатною вогнезахисною сполукою (за ДСТ 25665-83 або ДСТУ 23791-79)	1	15	0,25	0,25
		1	15	0,5	0,5
		1	40	0,75	0,75
9	Те ж, з ізоляцією негорючими або важкоспалюваними матеріалами або плитами з мінеральної вати з покривним шаром зі склотканини або інших матеріалів	1	30	0,25	0,25
		1	70	0,5	0,5
		1	100	—	0,75
10	Те ж, з ізоляцією перлітовою штукатуркою, щільністю не менше ніж 400 кг/м ³	1	10	0,25	0,25
		1	20	0,5	0,5
		1	30	—	0,75
11	Те ж, з ізоляцією вермикулітовою штукатуркою, щільністю не більше ніж 400 кг/м ³	1	15	0,25	0,25
		1	25	0,5	0,5
		1	40	—	0,75

Примітки:

1. Конструкцію «типу 5» варто застосовувати:

а) у виробничих приміщеннях за відсутності в них виділень горючого пилю;

б) у приміщеннях А, Б та В на відстані 1м і більше від місць складування горючих твердих і рідких речовин та на відстані 2м і більше від ємностей з легкозаймистими рідинами й горючими газами.

2. У конструкції «типу 9», при застосуванні для систем димовидалення, покривний шар ізоляції приймати зі сталевих листів, замість склотканини.

3. Повітропроводи систем вентиляції, кондиціонування повітря й повітряного опалення варто проектувати відповідно до вимог пунктів 1,г, д; 4.24; 4.25; 4.26; 4.109; 4.110; 4.118 норм [1].

При проектуванні систем вентиляції необхідно передбачати технічні рішення, що забезпечують ремонтпридатність, вибухопожежо-небезпечність систем і нормативні вимоги:

а) за мірами і засобами захисту систем від поширення вогню й продуктів горіння (диму) по будівлі;

б) за об'єднанням у загальну систему повітропроводів необхідного або допущеного переліку приміщень різної вибухопожежо-небезпечності чи призначення.

До мір і засобів захисту від поширення вогню й диму по будівлі можна віднести:

Для бокових завіс шибєрного типу висота повітророзподільних щілин приймається рівною висоті прорізу.

З метою обмеження проникнення зовнішнього повітря в приміщення при влаштуванні ПТЗ передбачають системи автоматизації роботи завіс, улаштування штор і заслінок та конструкцію прорізу з малим коефіцієнтом витрати.

Засоби автоматизації повітряних завіс повинні забезпечувати пуск (зупинення) вентилятора при відкритті технічних прорізів і при пониженні температури поблизу прорізів на робочих місцях, розташованих неподалік. Постійно діючі завіси шибєрного типу передбачають у постійно відкритих прорізах.

Завіси періодичної дії встановлюються у тамбурах, які відкриваються не більше ніж 5 разів або не менше ніж 40 хвилин за зміну в районах з $t_n^5 \leq -15 \text{ } ^\circ\text{C}$.

За місцем забору повітря на завісу й за температурою повітря, що подається, розподіляють завіси: з внутрішнім повітрозбором і підігрівом повітря, що подається; з внутрішнім повітрозбором без підігріву повітря, що подається; забір повітря ззовні приміщення з підігрівом та без нього.

Для комплектації ПЗ зазвичай застосовують обладнання загального призначення, крім випадку застосування ПЗ у приміщеннях з вимогами до вибухо- і пожежобезпеки.

При проектуванні завіс змішуючого типу біля зовнішніх дверей громадських та адміністративно-побутових споруд промислових підприємств урахують район будівництва і кількість людей, яка проходить за годину.

Повітряні душі являють собою спрямовану подачу спеціально обробленого повітря на органи дихання робітника.

При розрахунку систем повітряного душування спочатку визначають параметри душувального струменя (за періодами року), а потім підбирають обладнання для цієї системи. Системи повітряного душування проектують для 2-ох випадків:

– з метою забезпечення допустимих параметрів мікроклімату на робочому місці при щільності променевого теплового потоку, що припадає на працюючого, більше ніж 350 Вт/м²;

– при веденні відкритих технологічних процесів з виділенням шкідливих речовин, не маючи укриття.

Ефект досягається шляхом збільшення конвективної складової й збільшення випаровування з поверхні тіла людини за рахунок підвищення швидкості біля поверхні тіла людини або різниці температур в обдуваному струмені, а також за рахунок зволоження припливного повітря.

Для систем повітряного душування передбачають подачу як зовнішнього повітря, так і внутрішнього, що потребує спеціального

оброблення повітря з підбором обладнання для систем повітряного душення.

Повітряні оазиси являють собою систему вентиляції із «затопленням» певного простору потоком прохолодного повітря (рисунок 2.2).

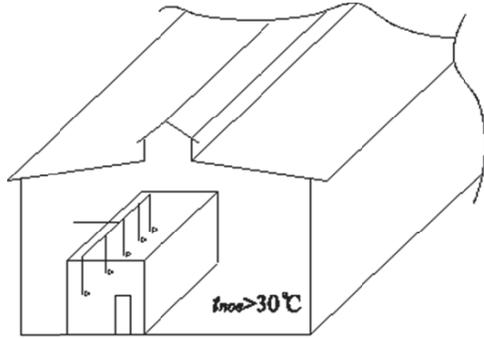


Рис. 2.2. Улаштування зони локального комфортного мікроклімату в приміщенні промислової споруди за допомогою системи повітряного оазису

Специфікою промислових підприємств є наявність так званої загальнообмінної вентиляції у вигляді *аерації* (рисунок 2.3).

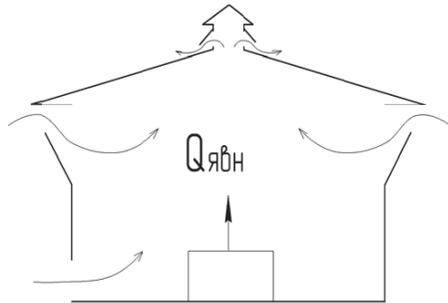


Рис. 2.3. Загальна схема влаштування теплової аерації

Аерація – це природний організований і керований повітрообмін у приміщенні за рахунок дії гравітаційних сил чи вітру. Тобто для реалізації теплової аерації необхідний перепад температур. Вітрова аерація в свою чергу використовує силу переважаючих вітрів. Гіршим з точки зору застосування теплової аерації є теплий період року, для якого діючий тиск для здійснення природного вентилявання мінімальний, а повітрообмін у приміщенні зазвичай максимальний. Не допускається використання аерації

Таблиця 10.2
Межа вогнестійкості витяжних повітропроводів систем вентиляції й димовидалення

Тип конструкції	Конструкції й матеріали стінок повітропроводів	Товщина, мм, не менше ніж		Межа вогнестійкості повітропроводів, колекторів і шахт для систем	
		стінок	ізоляції	вентиляції, кондиціонування й повітряного опалення	димовидалення при пожежах
1	2	3	4	5	6
1	Блоки, труби або плити шлакогіпсові зі з'єднаннями з негорючих матеріалів	30 40 60	- - -	0,25 0,5 -	- 0,5 0,75
2	Те ж, бетонні або залізобетонні зі з'єднаннями з негорючих матеріалів	30 40 60	- - -	0,25 0,5 -	- 0,5 0,75
3	Труби керамічні каналізаційні (за ДСТ 286-82) діаметром 300 – 600 мм	28-41	-	0,5	-
4	Суцільна силікатна цегла (всередині повітропровід затерти цементним розчином або оштукатурити)	120	-	0,5	0,75
5	Листова сталь, з'єднана щільним швом; без ізоляції; ділянки повітропроводів з роз'ємними з'єднаннями на приварних фланцях зі сталі із прокладками з негорючих матеріалів	1	-	0,25	-
6	Те ж, з ізоляцією цементним або азбестоцементним розчином по сталевій сітці	1 1 1	25 50 75	0,25 0,5 -	0,25 0,5 0,75
7	Те ж, з ізоляцією вогнезахисним покриттям, що спучується, ВПМ-2 (за ДСТ 25131-82)	1	4	0,5	-

Умикання систем протидимної й протипожежної безпеки здійснюється автоматично з надходженням сигналу «Пожежа» або вручну за допомогою вмикачів, установлених на кожному поверсі будівлі.

10.4. Вимоги до повітропроводів та схеми їх прокладання у будівлях різного призначення

У системах аварійної протидимної вентиляції застосовують вогнетривкі повітропроводи. Вогнетривкий повітропровід відповідно до визначення [1, 20] – *цільний повітропровід* зі стінками, що мають нормовану межу вогнестійкості.

Згідно із нормативним документом [1] *цільним* називається повітропровід класу «П», якщо втрати тиску або підсмоктування повітря в % від корисної витрати в системі не перевищують

$$P = 0,001 \cdot L \cdot D_{cp} \cdot p^{0,67} / (D^2 \cdot V), \quad (10.1)$$

де L , D_{cp} – довжина і середній діаметр повітропроводу, м. Розрахунок виконують окремо для всмоктувальної й нагнітаючої частин системи; p , D , V – надлишковий статичний тиск, Па; діаметр, м; швидкість у повітропроводі, у місці приєднання його до вентилятора, м/с.

Транзитні повітропроводи систем вентиляції повинні проектуватися вогнетривкими, а також усі витяжні та припливні повітропроводи системи димовидалення – транзитних і нетранзитних, одиночних, збірних або колекторів варто приймати не менше ніж 0,75 год – при видаленні диму й газів безпосередньо із приміщення, де відбулася пожежа, 0,5 год – при видаленні газів з коридорів або холів і 0,25 год – при видаленні газів після пожежі, погашеної установками газового пожежогасіння. Для припливної протидимної вентиляції межу вогнестійкості повітропроводів варто приймати рівною 0,5 год.

Конструкцію і матеріал стінок вогнестійких витяжних повітропроводів для систем вентиляції й систем димовидалення рекомендується приймати за таблицею 10.2 відповідно до необхідної межі вогнестійкості.

Застосування азбестоцементу в будь-якому вигляді не допускається, тому що при високій температурі на початковій стадії пожежі відбувається його вибухоподібне руйнування.

для виробництв, повітря яких містить шкідливі речовини чи потребує попереднього очищення.

Для аерації передбачають улаштування припливних і витяжних прорізів. При цьому для припливу використовують нижній (у теплий період року), середній (у перехідний та холодний періоди року) й верхній (у холодний період року) яруси аераційних прорізів. За необхідності додатково використовують для припливу повітря двері, ворота та інші технологічні прорізи. Як витяжні застосовують вентиляційний ліхтар, шахти і дефлектори.

Площі аераційних прорізів визначають розрахунком, і у випадку відомих повітрообмінів це становить розв'язок *прямої аераційної задачі*. *Зворотна аераційна задача* – визначення повітрообміну в приміщенні за відомою площею припливних та витяжних прорізів.

До місцевої витяжної вентиляції на промислових підприємствах відносять такі системи (рисунок 2.4):

- «прості» (гравітаційні і механічні);
- «активовані» (коли шкідливість видаляється природним або механічним способом та доповнюється механічним направленим піддувом).

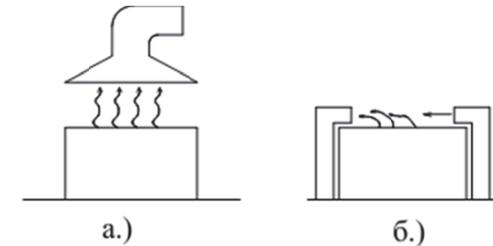


Рис. 2.4. Улаштування системи місцевої витяжної вентиляції: а) з «простим» відсмоктуванням; б) з «активованим» відсмоктуванням

Вимоги до систем місцевих витяжок:

- санітарно-гігієнічні: створення певних параметрів мікроклімату в робочій зоні приміщення;
- технологічні: прийомна частина повинна максимально охоплювати зону виділення шкідливих речовин і не заважати веденню технологічного процесу;
- ергономічні: не заважати роботі й не знижувати ефективність праці.

Шкідливості бажано видаляти від їх джерела виділення в напрямку, що збігається з природним рухом повітряних мас.

Конструкції місцевих відсмоктувачів мають бути простими, зручними в експлуатації та ремонтпридатними. У склад будь-якого

місцевого відсмоктувача входить *приймочна частина* (пастка) і *видаляючий повітропровід*.

Залежно від взаємного розташування джерел шкідливих речовин і прийомної частини (пастки) всі місцеві відсмоктувачі можна розбити на чотири групи:

1) *повністю вкриті* (витяжні шафи та кожухи), коли джерело знаходиться всередині приймача і доступ до нього здійснюється через періодичні відкриття технологічних прорізів. Витяжні шафи являють собою укриття, максимально захищаючи робочу зону від дії шкідливих речовин. Застосовують у випадках особливо шкідливих речовин або у випадку вимог норм до спеціального влаштування систем вентиляції (витяжка в хім. кабінетах шкіл). Із точки зору збудників руху повітря із витяжних шаф застосовують системи з природним і механічним спонуканням. До цих же укриттів відносять фасонні приймачі (укриття абразивних кругів);

2) *зонти*, або повністю відкриті приймачі. Вони являють собою укриття, які мають розрив між прийомною частиною і джерелом шкідливих речовин та вільний приплив повітря з усіх сторін;

3) перехідна форма між кожухом і зонтом – *фартух*. Його призначення – зниження ймовірності здування шкідливості мимо пастки;

4) *щільні приймачі* (кільцеві, бортові відсмоктувачі, прості й активовані, одно- і двосторонні) – рисунок 2.5.

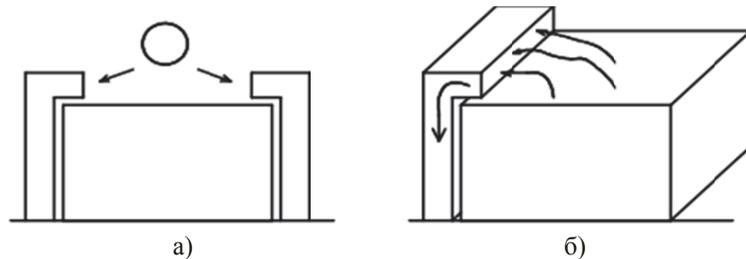


Рис. 2.5. Улаштування бортових відсмоктувачів: а) двосторонній відсмоктувач; б) односторонній відсмоктувач

З точки зору ефективності вловлювання шкідливих речовин місцеві відсмоктувачі доцільно розставити в такій послідовності: витяжні шафи; фартухи; зонти і щільні приймачі.

2.4. Класифікація промислових будівель і споруд

Відповідно до джерела [20] «...для протидимного захисту варто передбачати:

➤ установлення радіальних вентиляторів з електродвигуном на одному валу (в тому числі радіальних дахових вентиляторів) у виконанні, що відповідає категорії обслуговуючого приміщення, без м'яких вставок – при видаленні диму під час пожежі. Допускається застосування м'яких вставок з негорючих матеріалів, а також установлення радіальних вентиляторів на клиноремінній передачі або муфті, охолоджуваних повітрям;

➤ повітропроводи й шахти з негорючих матеріалів з межею вогнестійкості не менше ніж 0,75 год – при видаленні диму безпосередньо з приміщення; 0,5 год – з коридорів або холів; 0,25 год – при видаленні газів після пожежі. При виконанні повітропроводів і шахт із листової сталі їхня щільність повинна відповідати класу П, до цього класу щільності можуть бути віднесені повітропроводи і шахти з монолітного бетону або з монолітних блоків з мінімальною кількістю стиків. Повітропроводи й шахти із плит за щільністю рекомендується відносити до класу Н. Повітропроводи, шахти й конструкції приєднання димових клапанів повинні мати компенсатори лінійного розширення та «мертві опори»;

➤ викид диму в атмосферу на висоту не менше ніж 2 м від покрівлі з негорючих або важкоспалюваних матеріалів. Допускається викид диму на меншій висоті із захистом покрівлі негорючими матеріалами на відстані не менше ніж 2 м від краю викидного отвору. Над шахтами при природному спонуканні повітря варто передбачати встановлення дефлекторів. Викид диму в системах із штучним спонуканням слід передбачати через труби без зонтів;

➤ установлення зворотних клапанів у вентиляторі. Допускається не передбачати встановлення зворотних клапанів, якщо у виробничому приміщенні є надлишки теплоти більше ніж 20 Вт/м^2 (за перехідних умов).

Для видалення диму при пожежі та газів після пожежі допускається використовувати системи аварійної й основної вентиляції, якщо вони задовольняють вимоги, пропонувані до систем протидимного захисту.

При проектуванні систем димовидалення необхідно передбачати поділ приміщень на димові зони площею не більше ніж 1600 м^2 . Кожну димову зону треба, як правило, обгороджувати вертикальними завісами з негорючих матеріалів, що спускаються зі стелі (перекриття) до підлоги, але не нижче ніж 2,5 м від позначки стелі. У середньому за витратою диму економічно виправдані завіси, не вищі ніж 4 м від рівня стелі (перекриття).

Прийомні отвори для зовнішнього повітря необхідно розміщати на відстані не менше ніж 5 м від викиду диму, при цьому забір чистого повітря повинен бути із протилежного боку.

P_o – периметр розповсюдження пожежі, приймається рівним більшому з периметрів відкритих або негерметично закритих емностей горючих речовин в устаткуванні чи місць складування горючих речовин або негорючих речовин, матеріалів, деталей у горючій упаковці, але не більше ніж $P_o = 12m$;

б) на приміщення площею менше $200 m^2$, обладнані установками водяного або пінного пожежогасіння, крім приміщень категорій А і Б;

в) на приміщення, обладнані установками автоматичного газового пожежогасіння;

г) на лабораторні приміщення категорій В площею $36 m^2$ і менше;

д) на коридори й холи, якщо для всіх приміщень, котрі мають двері в цей коридор, проектується безпосереднє видалення диму.

З одноповерхових будівель видалення диму варто проектувати, як правило, витяжними пристроями із природним спонуканням: через димові шахти з дефлекторами, ліхтарі із фрамугами, що відкриваються стулками, або через zenітні ліхтарі.

Димоприймачі варто розміщати рівномірно по площі приміщення, димової зони або резервуара диму. Площу, яку обслуговує один димоприймач, варто приймати не більше ніж $900 m^2$. Відстань від осі димоприймача до найближчої стіни приміщення або краю димової зони не повинна перевищувати $20m$. З димоприймача має бути передбачено відведення атмосферних опадів і вологи, що конденсується.

У багатоповерхових будинках допускається передбачати димові шахти із природним спонуканням, за умови обслуговування кожного приміщення окремою шахтою.

За неможливості або економічної недоцільності видалення диму із пристроями з природним спонуканням і у випадках, коли горіння відбувається при низькій температурі з рясним утворенням диму (книгосховища, склади паперу, повсті, пряжі й ін.), варто проектувати системи зі штучним спонуканням.

У разі застосування штучного спонукання до системи або вертикального колектора варто приєднувати відгалуження не більше ніж від чотирьох димових зон або резервуарів диму на кожному поверсі.

Таке обладнання, як димові клапани, фрамуги (стулки) та інші пристрої шахт, ліхтарів і вікон, що відчиняються, призначене для протидимного захисту та повинне мати автоматичне, дистанційне й ручне керування. Пускач дистанційного керування (кнопка, ключ тощо) треба розміщати при виході із приміщення. При цьому димові клапани повинні мати межу вогнестійкості $0,5$ години; допускається застосовувати димові клапани з ненормованою межею вогнестійкості для систем, що обслуговують одне приміщення. Вентилятори систем витяжної протидимної вентиляції слід розміщувати в окремих приміщеннях, окремо від вентиляторів інших систем.

З погляду класифікації будівель та споруд, у яких проходить трудова діяльність людей, усі будівлі й споруди, що знаходяться на території промислового підприємства, можна класифікувати:

- за відношенням до основного виробничого процесу підприємства;
- за величиною надлишкових теплонадходжень;
- за вологісним режимом у будівлі;
- за чистотою повітря у відношенні пилового фактора;
- за категорією виконуваних робіт;
- за вибухопожежонебезпекою.

• За відношенням до основного виробничого процесу підприємства всі приміщення, розташовані на території, можна поділити на *виробничі* та *допоміжні*. До основних належать будівлі й споруди, в яких виготовляють матеріальні цінності.

До допоміжних будівель відносять споруди, не пов'язані з основними технологічними процесами, але без яких ведення цих процесів було б ускладнене і навіть неможливим (будівлі управління, їдальні, оздоровчо-реабілітаційні комплекси підприємств, клуби, підсобні приміщення та ін.).

• За величиною теплонадходжень виробничі приміщення розподіляють на: приміщення з *нестачею теплоти* (підприємства харчової промисловості, будівельна індустрія, легка промисловість); приміщення з *незначними тепловими надлишками* (термічні цехи і зони теплової обробки металу); приміщення зі *значними тепловими надлишками* (мартенівські цехи, доменні цехи тощо).

• За вологісним режимом будівлі ділять на приміщення із: *сухим*, *нормальним*, *вологим* та *мокрим* режимами. Вологісний режим приміщення будівлі залежить від відносної вологості й температури внутрішнього повітря.

• За чистотою повітря у відношенні пилового фактора існують:

– промислові підприємства, до вмісту пилу в повітрі яких не висуваються вимоги нормативної бази (цехи підприємств важкої індустрії, металургії, цехи з механічної обробки металу);

– так звані «чисті» виробництва – це виробництва, вміст пилу в $1 m^3$ повітря якого не перевищує 1760000 штук пилинок (підприємства легкої промисловості, підприємства харчової промисловості та т.п.);

– «особливо чисті» приміщення, вміст пилу в $1 m^3$ повітря яких не повинен перевищувати 3500 штук пилинок (підприємства фармакології, підприємства високоточної радіоелектроніки).

• За категорією виконуваних робіт виробництва поділяють на приміщення з:

– *категорією легких робіт*, що пов'язані з роботою сидячи, стоячи або зумовленою переміщенням, але яка не потребує систематичного фізичного напруження або підняття чи перенесення вантажів (основні

процеси швейного виробництва, приладобудування, оператор ПК тощо). Для цих робіт вводять підкласифікатори: категорій легких робіт *Ia* (затрати енергії робітників до 130Вт) та *Iб* (затрати енергії робітників 130 – 170 Вт);

– *категорією робіт середньої тяжкості*, що пов'язані з постійним переміщенням і перенесенням невеликих вантажів (до 10кг) та роботою, котра виконується стоячи (токарі, фрезерувальники, основні процеси в тканинному виробництві, обробка деревини, механізовані виробництва, мартенівські, термічні цехи й т.ін.). Для цієї категорії технічних робіт вводять підкласифікатор, а саме категорію робіт середньої тяжкості *IIa* (затрати енергії робітників до 170 – 230 Вт) та *IIб* (затрати енергії робітників 230 – 300 Вт);

– *категорією важких робіт*, що пов'язані з постійним фізичним навантаженням, а також з постійним перенесенням значних вантажів: 10 кг (затрати енергії людини – більше ніж 300 Вт).

• За вибухопожежонебезпеку перш за все враховують властивості речовин та газів, що використовуються при проведенні технологічних процесів у виробничих приміщеннях. Цей класифікатор урахує 5 категорій підприємств:

A – вибухопожежонебезпечні виробництва, в яких використовують речовини, здатні горіти і вибухати з температурою спалаху до 28°C (бензо-та газонаповнюючі станції, підприємства нафтопереробної промисловості, підприємства з використанням розчинників, заводи штучних волокон й ін.);

B – вибухопожежонебезпечні виробництва, в яких теж застосовують речовини, здатні горіти та вибухати з температурою спалаху більше ніж 28°C (гірничорудні виробництва, елеватори, підприємства з переробки зерна, цехи з виробництва цукрової пудри і т.п.);

B – пожежонебезпечні виробництва, де використовують речовини, що здатні горіти (підприємства з обробки дерева, трикотажні, шкіряні, взуттєві фабрики і т.ін.);

Г – підприємства, де застосовують матеріали, що знаходяться в нагрітому стані, але вогонь не підтримують (кузні, термічні цехи, склязаводи, заводи з виробництва глиняної цегли і т.п.);

Д – виробництво, де речовини знаходяться в холодному стані (заводи механічної обробки металу, механоскладальні цехи і т.п.).

РОЗДІЛ 3. ПОВІТРЯ ЯК РОБОЧЕ СЕРЕДОВИЩЕ В РОБОТІ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Системи протидимного захисту повинні мати автоматичний і дистанційний привід від кнопок з кожного виходу і входу. Самі ж системи протидимного захисту мають забезпечуватися електропостачанням за першою категорією.

Виробничі та адміністративно-побутові приміщення.

Для приміщень промислових підприємств (основних та допоміжних) видалення диму слід передбачати:

– з кожного приміщення, що не має природного освітлення, якщо воно призначене для масового перебування людей;

– з приміщень площею 55 м² і більше, призначеного для зберігання і використання горючих матеріалів, якщо в ньому є постійні робочі місця;

– з убиралень площею 200 м² і більше;

– у виробничих приміщеннях категорії «В» площею 200 м² і менше допускається проектувати димовидалення через коридор, що примикає;

– з коридорів виробничих і адміністративно-побутових будівель заввишки більше ніж 26,5м;

– з коридорів виробничих приміщень категорій А, Б, В 2-х і більше поверхів завдовжки більше ніж 15 м, що не мають природного освітлення, світловими отворами зовнішніх огорожах;

– з кожного виробничого або складського приміщення з постійними робочими місцями без природного освітлення або з природним освітленням, що не має механізованих приводів для відкриття фрамуг у верхній частині на рівні 2,2 м і вище від підлоги до низу фрамуг і для відкриття отворів у ліхтарях (в обох випадках площею, достатньою для видалення диму при пожежі), якщо приміщення відносять до категорії А, Б або В, Г, Д у будівлях IV ступеня вогнестійкості.

Відповідно до посібника [20] вимоги на проектування видалення диму не розповсюджуються:

а) на приміщення, час заповнення яких димом більше одного часу, необхідного для безпечної евакуації людей з приміщення (окрім приміщень категорій А і Б); при розрахунку фактичного й необхідного часу евакуації необхідно використати нормативні документи.

Час заповнення приміщення димом визначають за формулою

$$t = 6,39 \cdot A (V^{-0,5} - H^{-0,5}) / P_0,$$

де $A < 1600 \text{ м}^2$ – площа приміщення або частина його площі, що має назву «резервуар диму», якщо вона не перевищує 1600 м² і обгороджена по периметру негорючими завісами, що спускаються з покриття (перекриття);

$У$ – рівень нижньої границі диму, прийнятий для приміщень висотою 2,5 м, а для резервуарів диму – висота від нижньої крайки завіс до підлоги приміщення;

H – висота приміщення, м;

Крім цього, необхідно передбачати систему підпору повітря в ліфтову шахту багатоповерхівок. Система димовидалення влаштовується з коридорів кожного поверху через спеціальні шахти на кожні 30 м коридору.

Матеріал систем димовидалення повинен мати межу вогнестійкості не менше від однієї години. Підпір повітря в евакуаційні сходові системи й ліфтові шахти подається на рівні 20 Па (окрім нижнього поверху). Подача повітря здійснюється через повітряні клапани верхньої зони.

Для кожної шахти димовидалення слід передбачати автономний вентилятор. Шахти димовидалення повинні бути з матеріалу, що не згорає, і мати межу вогнестійкості не менше від однієї години. Вентиляційні установки підпору й видалення диму повинні розташовуватися в окремих приміщеннях або як мінімум повинні розділятися протипожежними перегородками одного типу.

Відкриття клапанів і включення вентиляторів слід забезпечити автоматичними вмикачами, що спрацьовують від імпульсу пожежної сигналізації, встановленої у передпокої квартир, кімнатах гуртожитків і приміщеннях культурно-побутового обслуговування, а також дистанційною від кнопок, установлених на кожному поверсі в шафах пожежних кранів. Виведення пожежної сигналізації і спрацьовування систем протидимної вентиляції слід передбачати в пункт об'єднаної диспетчерської служби.

Громадські будівлі і споруди.

Норми вимагають у будівлях заввишки 26,5 м від планувальної позначки землі до підлоги верхнього поверху застосовувати незадимлювані сходові клітки. При цьому стіни сходових кліток з підпором повітря не повинні мати отворів, окрім віконних у зовнішніх стінах і дверних, які ведуть у коридори, вестибулі або назовні, а також отворів для подачі повітря з метою створення надмірного тиску.

У підвальних і цокольних поверхах двері шахт ліфтів та підйомників мають виходити в холи або тамбур-шлюзи, в яких передбачається підпір повітря не менше ніж 20 Па.

У громадських будівлях заввишки до 26,5 м, у коридорах без природного освітлення, призначених для евакуації 50 і більше чоловік, повинно бути передбачено димовидалення. Крім того, з кожного приміщення, котре не має природного освітлення, якщо воно призначене для масового перебування людей, необхідно передбачати видалення диму.

Якщо під будівлею розміщена підземна автостоянка, необхідно передбачати системи димовидалення з кожної секції автостоянки.

Відкриття клапанів димовидалення має здійснюватись автоматично від сигналів димових пожежних оповісників, дистанційно (від кнопок, установлених у сходових клітках) і вручну. Відкриттю клапанів у покритті не повинні перешкоджати атмосферні опади.

3.1. Фізичні характеристики повітря

У звичайному стані повітря являє собою суміш водяної пари й сухого повітря. Суха частина повітря за об'ємом складається з азоту ($\approx 78,1\%$), кисню ($\approx 20,9\%$), вуглекислого газу (двоокису вуглецю) та інертних газів ($\approx 1\%$).

До головних фізичних характеристик повітря, яке виступає як робоче середовище в системах вентиляції, можна віднести: температуру, тиск, масу, густину, вологість, теплоємність та тепловміст (ентальпію) вологого повітря. У системах вентиляції величина робочого тиску та температури повітря порівняно невеликі, тому об'ємом молекул, а також силою взаємодії між молекулами газів і водяних парів, які входять до складу повітря, можна знехтувати. Тобто з достатньою точністю можна вважати, що повітря становить ідеальний газ і до нього застосовуються закони ідеального газу.

Температуру можна вважати одним із найважливіших параметрів повітря, так як в обладнанні систем вентиляції залежно від періоду року, а також задач, що розв'язуються, відбувається підігрівання або охолодження повітря. Температура t вимірюється в градусах Цельсія ($^{\circ}\text{C}$), або градусах Кельвіна ($^{\circ}\text{K}$), між якими існує такий зв'язок:

$$t = T - 273,15 [^{\circ}\text{C}]. \quad (3.1)$$

Тиск вологого повітря на площину можна визначити за залежністю, Па,

$$P = N / F, \quad (3.2)$$

де N – сила, що діє перпендикулярно до поверхні, Н;
 F – площа, на яку діє сила, m^2 .

Тиск силою в 1Н, що діє на 1 m^2 поверхні, називають 1 Паскалем, тобто

$$1\text{H}/1\text{m}^2 = 1 \text{ Па}. \quad (3.3)$$

Барометричний тиск вологого повітря дорівнює сумі тисків повітря і водяної пари (сумі парціальних тисків складових).

Парціальний тиск складових вологого повітря може бути знайдено за допомогою рівняння Клапейрона

$$P_{\text{в.пов}} = \frac{m_{\text{в.парі}} \cdot R \cdot T}{V \cdot \mu_{\text{в.парі}}}, \quad (3.4)$$

де R – універсальна газова стала, 8314 Дж/(кмоль·°К);

μ – молярна маса. Для сухого повітря $\mu_{\text{с.пов}} = 29$ кг/моль; для вологої пари $\mu_{\text{в.парі}} = 18$ кг/моль.

За нормальних умов ($t = 0$ °С; $\rho = 1,293$ кг/м³) барометричний тиск вологого повітря становить $P_0 = 101,3$ кПа (101325 Па). Для стандартних умов ($t = 20$ °С; $\rho = 1,2$ кг/м³) барометричний тиск вологого повітря становить $P_0 = 101,3$ кПа (101325 Па).

Згідно із законом Дальтона кожний газ у суміші займає весь об'єм і має свій парціальний тиск p_i , а сума цих тисків дорівнює повному барометричному тиску B суміші, тобто

$$B = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (3.5)$$

Маса вологого повітря складається з маси сухої частини повітря $M_{\text{с.пов}}$ та маси водяних парів $M_{\text{в.парі}}$, підмішаних до першої складової, кг

$$M_{\text{в.пов}} = M_{\text{с.пов}} + M_{\text{в.парі}}. \quad (3.6)$$

У складі вологого повітря і суха частина, і водяна пара займають однаковий об'єм.

Маса повітря, яка переміщується за одиницю часу, називається *масовою витратою* G і вимірюється в кг/с, кг/год. Об'єм повітря, що переміщується за одиницю часу, називається *об'ємною витратою* L – м³/с, м³/год. Між цими величинами існує такий зв'язок:

$$L = \frac{G}{\rho}, \quad (3.7)$$

де L – об'ємна витрата повітря, м³/год;

ρ – густина вологого повітря, кг/м³. Визначає масу одиниці об'єму повітря.

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (3.8)$$

Густина вологого повітря для конкретних умов може бути знайдена за формулою, кг/м³,

в) з коридорів довжиною більше ніж 15 м, що не мають природного освітлення, світловими прорізами в зовнішніх огороженнях (далі – «без природного освітлення»), виробничих будівель категорій А, Б та В із числом поверхів 2 і більше;

г) з кожного виробничого або складського приміщення з постійними робочими місцями без природного освітлення або із природним освітленням (вікнами), що не має механізованих приводів для відкриття фрамуг у верхній частині вікон на рівні 2,2 м і вище від підлоги до низу фрамуг та для відкриття прорізів у ліхтарях (в обох випадках площею, достатньою для видалення диму при пожежі), якщо приміщення віднесені до категорій А, Б або В; Г або Д – у будівлях IV ступеня вогнестійкості;

д) з кожного приміщення, що не має природного освітлення: громадського або адміністративно-побутового, якщо воно призначено для масового перебування людей; приміщення площею 55 м² і більше, призначеного для зберігання або використання горючих матеріалів, якщо в ньому є постійні робочі місця; гардеробних площею 200 м² і більше. Допускається проектувати видалення диму через коридор, що примикає, з виробничих приміщень категорії В площею 200 м² і менше.

10.3. Системи протидимного захисту об'єктів

Системи протидимної вентиляції проектують з метою забезпечення безпечної евакуації людей і влаштовують зазвичай у вигляді припливу повітря до шляхів евакуації людей (шляхом створення надлишкового тиску мінімум 20 Па на сходових маршах або у ліфтових шахтах).

Для підбору встаткування й розрахунку системи роблять попередній розрахунок параметрів вентиляційного встаткування, але в будь-якому випадку вентилятори повинні забезпечувати безперебійне видалення диму не менше ніж упродовж 120 хв при $t_{\text{уд.}} = 400$ °С, а витяжні шахти повинні виконуватися з неспалених матеріалів з межею вогнестійкості як мінімум 1 год.

При проектуванні систем протидимної вентиляції необхідно враховувати призначення будівель і споруд, їх геометричні характеристики та категорію по вибухопожежній безпеці. Нижче приведені основні вимоги до влаштування вказаних систем для будівель і споруд різного призначення.

Житлові будинки.

У цивільному будівництві система димовидалення передбачається з коридорів і холів у будинках висотою 10 поверхів і вище, а також у будинках вище ніж 26,5 м від позначки найближчого проїзду до підлоги верхнього поверху.

Продовження таблиці 10.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Категорій А,Б і В	0,5 0,5	0,25 0,5	0,25 0,5	0,25 0,5	0,25 0,5	0,25 0,5	0,25 0,5	0,25 0,5	Не допускається	
Категорій Г і Д	0,5 0,5	0,25 0,5	Не нормується		0,25 0,5*	0,25 0,5	0,25 0,5	0,25 0,5	Те ж	
Коридори виробничої будівлі	0,5 0,5	0,25 0,5	Не нормується							Те ж
Адміністративно-побутові	Не допускається	0,25 0,5	0,25 0,5	Не нормується						Те ж
Громадські	Те ж	0,25 0,5	0,25 0,5	Не нормується						0,5
Коридори (крім виробничої будівлі)	Не допускається			Не нормується						
Житлові	Те ж			Не нормується						
*0,25 год – у будівлях Ша, IV, Va і V ступенів вогнестійкості.										
Примітки: 1. Значення межі вогнестійкості наведено в таблиці у вигляді дробу: у чисельнику – у межах поверху, що обслуговується системою вентиляції; у знаменнику – за межами поверху, що обслуговується системою вентиляції.										
2. Для повітропроводів, що прокладають через кілька різних приміщень одного поверху, варто передбачити однакове більше значення межі вогнестійкості.										

Для приміщень громадських і адміністративно-побутових будівель, а також приміщень категорій В (крім складів), Г та Д допускається проектувати транзитні повітропроводи з негорючих матеріалів з ненормованою межею вогнестійкості, передбачаючи установку вогнезатримуючих клапанів при перетині повітропроводами перекриття з нормованою межею вогнестійкості 0,25 год і більше або кожної протипожежної перешкоди з нормованою межею вогнестійкості 0,75 год та більше.

10.2. Проектування систем аварійної протидимної вентиляції

Згідно з джерелами [1, 20] аварійну протидимну вентиляцію для видалення диму при пожежі (далі – «протидимну вентиляцію») варто проектувати для забезпечення евакуації людей із приміщень будівлі на початковій стадії пожежі, виникаючій в одному із приміщень.

Видалення диму слід передбачати: а) з коридорів або холів житлових, громадських і адміністративно-побутових будівель відповідно до вимог [8, 24, 25];

б) з коридорів виробничих і адміністративно-побутових будівель висотою більше ніж 26,5 м;

$$\rho_{в.лов.} = \rho_{с.лов.} + \rho_{в.пар.} \quad (3.9)$$

З рівняння Клапейрона:

$$\rho_{с.лов.} = \frac{P_{с.лов.}}{R_{с.лов.} \cdot T}, \quad (3.10)$$

$$\rho_{в.пар.} = \frac{P_{в.пар.}}{R_{в.пар.} \cdot T}, \quad (3.11)$$

$$R_{с.лов.} = 287 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{К},$$

$$R_{в.пар.} = 287 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{К}.$$

Підставивши значення густини у вихідне рівняння, одержимо, кг/м^3 :

$$\rho_{в.лов.} = \frac{P_{с.лов.}}{R_{с.лов.} \cdot T} + \frac{P_{в.пар.}}{R_{в.пар.} \cdot T} = \frac{P_{с.лов.}}{287 \cdot T} + \frac{P_{в.пар.}}{462 \cdot T}; \quad (3.12)$$

$$P_{\delta} = P_{с.лов.} + P_{в.пар.} \Rightarrow P_{с.лов.} = P_{\delta} - P_{в.пар.}; \quad (3.13)$$

$$\rho_{в.лов.} = \frac{P_{\delta}}{287 \cdot T} - \frac{P_{в.пар.}}{287 \cdot T} + \frac{P_{в.пар.}}{462 \cdot T}. \quad (3.14)$$

Оскільки за нормальних умов $P_{\delta} = 101,3 \text{ кПа}$ (101325Па), то

$$\rho_{в.лов.} = \frac{353}{T} - \frac{P_{в.пар.}}{287 \cdot T} + \frac{P_{в.пар.}}{462 \cdot T} = \frac{353}{T} - 0,0013 \cdot \frac{P_{в.пар.}}{T}. \quad (3.15)$$

Як видно з рівняння (3.15), при одній і тій же температурі густина вологого повітря менша, ніж сухого.

Частка водяних парів у загальному об'ємі вологого повітря, як правило, не перевищує 1%. Як наслідок, парціальний тиск водяних парів по відношенню до загального тиску – величина незначна, тому другим доданком в останньому рівнянні можна знехтувати. В інженерних розрахунках систем вентиляції з достатнім ступенем точності можна прийняти, що густина вологого повітря дорівнює густині сухого повітря й застосовувати спрощену формулу для визначення густини вологого повітря, кг/м^3 ,

$$\rho_{в.нов} = 1,293 \cdot \frac{P_6}{101,3} \cdot \frac{273}{273 + t_i} = \frac{353}{273 + t_i}. \quad (3.16)$$

Величина, обернена густині, називається питомим об'ємом, м³/кг:

$$\gamma = \frac{V}{m}. \quad (3.17)$$

Вологість повітря характеризується трьома величинами – абсолютною вологістю, відносною вологістю та вологовмістом.

Абсолютна вологість a_6 – це маса водяних парів, що знаходиться в 1 м³ вологого повітря, кг/м³:

$$a_6 = m_{в.пару} / V. \quad (3.18)$$

Відносна вологість φ – це відношення абсолютної вологості a_6 до максимально можливої абсолютної вологості a_6^{max} при заданій температурі, %:

$$\varphi = (a_6 / a_6^{max}) \cdot 100. \quad (3.19)$$

Відносну вологість можна також визначити через парціальний тиск водяних парів

$$\varphi = \frac{P_n}{P_{нас}} \cdot 100, \quad (3.20)$$

де P_n – парціальний тиск парів у вологому повітрі, Па;

$P_{нас}$ – парціальний тиск парів при повному насиченні повітря вологою, Па.

У процесі обробки повітря в системах вентиляції суха частина повітря залишається незмінною. Кількість водяних парів може змінюватися в результаті осушення або зволоження повітря. З цієї причини зручно кількість вологи в грамах або кілограмах відносити до 1 кг сухої частини повітря. Це відношення має назву «вологовміст».

Вологовміст (вологість повітря) d являє собою відношення маси водяних парів $m_{в.пару}$ до маси сухої частини повітря G , г/кг_{с.пов.}:

$$d = m_{в.пару} / G. \quad (3.21)$$

Між вологовмістом вологого повітря d , сухого повітря та парціальним тиском водяних парів P_n існує зв'язок, який може бути представлений рівнянням

До спеціальних систем припливної протидимної вентиляції відносяться системи, які створюють надлишковий тиск у коридорах, сходових клітинах та ліфтових шахтах, тобто на шляхах евакуації людей з будівлі у випадку надзвичайної ситуації. Для цих припливних систем у проектах необхідно застосовувати звичайні вентилятори загального виконання.

До суттєвого ефекту в боротьбі з димом у приміщеннях і будівлях, де виникла пожежа, можна віднести і розв'язання проблеми на стадії розроблення архітектурно-будівельної частини проекту самої будівлі (розбиття будівлі на відсіки, ізолювання приміщень, де використовуються вибухо- й пожежонебезпечні речовини, виділення в окремі зони шляхів евакуації людей при пожежі), а також рішення виконання огорожувальних конструкцій з нормованою межею вогнетривкості, застосування протипожежних перешкод та екранів, що розбивають приміщення на димові зони.

На рівні конструктивних рішень і самі вентиляційні системи необхідно виконувати з дотриманням правил протипожежної безпеки з улаштуванням повітряних затворів, зворотних клапанів, димових люків з шахтами, застосування матеріалів та обладнання вентиляційних систем з нормованою межею вогнетривкості тощо.

Є також і спеціальні рішення про улаштування систем протидимного захисту з використанням вогнезатримуючих клапанів з інтервалом меж вогнетривкості від 0,25 години до 2 годин і різних розмірів прохідного перерізу та клапанів повітряних димовидалення із межею вогнестійкості 2,0 години при температурі 600°C.

Норми встановлюють вимоги до транзитних повітропроводів та колекторів, що перетнули перекриття або протипожежну перешкоду обслуговуючого або іншого приміщення. При цьому межа вогнестійкості повітропроводів приймається за таблицею 10.1.

Таблиця 10.1

Межа вогнестійкості транзитних повітропроводів

Приміщення, що обслуговуються системою вентиляції	Межа вогнестійкості транзитних повітропроводів і колекторів, год, при прокладанні їх через приміщення								
	складів і комор категорій А, Б, В та комор горючих матеріалів	категорій			коридорів виробничої будівлі	адміністративно-побутового призначення	громадського призначення	коридорів (крім коридорів виробничих будівель)	житлового призначення
		АА, Б або В	ГГ	ДД					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Склади і комори категорій А, Б, В й комор горючих матеріалів	0,5 0,5	0,5 0,5	0,5 0,5	0,5 0,5	0,5 0,5	Не допускається			

РОЗДІЛ 10. СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

10.1. Загальні дані та класифікація

Для сучасних будівель і споруд житлового, цивільного й промислового призначення норми [8, 21, 24, 25] встановлюють вимоги до проектів вентиляції, в яких необхідно закладати технічні рішення про влаштування систем спеціального призначення, які будуть сприяти нерозповсюдженню вогню, збереженню матеріальних цінностей, вчасній та безпечній евакуації людей з приміщень. Основні вимоги до елементів повітропроводів протипожежних систем загальнообмінної вентиляції, повітряного опалення й кондиціонування, а також до аварійних протидимних вентиляційних систем викладені в нормативному документі [1].

До систем спеціального призначення при цьому можна віднести: системи *аварійної* вентиляції, системи *протидимного* (*протипожежного*) захисту.

Системи *аварійної вентиляції* відповідно до норм [1] зазвичай передбачають за вимогами технологічної частини проекту у виробничих приміщеннях, в яких можливе залпове потрапляння великої кількості шкідливих або горючих речовин у вигляді газів, парів чи аерозолів.

Системи *протидимного захисту* – це спеціальні відокремлені витяжні та припливні системи вентиляції, перші з яких забезпечують видалення диму з осередку пожежі шляхом установаження спеціальних витяжних шахт, обладнаних протидимними клапанами. При цьому рух суміші продуктів горіння та повітря може здійснюватись як природним шляхом, так і з використанням вентиляторів спеціального виконання. Для надійної й ефективної роботи систем димовидалення норми вимагають від проектувальників використання спеціального сертифікованого обладнання та устаткування (витяжних каналів і шахт, протидимних клапанів і витяжних вентиляторів) з певною межею вогнетривкості.

Так, згідно з джерелом [20] для видалення диму передбачається встановлення спеціальних вентиляторів, які надійно працюють не менше ніж 120 хвилин при температурі видалених газів до 600°C. При виборі вентиляторів димовидалення необхідно користуватися каталожними даними технічних характеристик радіальних вентиляторів димовидалення, працюючих у широкому діапазоні робочих режимів або дахових радіальних вентиляторів димовидалення, що можуть працювати як з мережею, так і без неї.

$$d = 622 \cdot \frac{P_n}{B - P_n}, \quad (3.22)$$

де B – тиск суміші, рівний атмосферному тиску (барометричному) повітря.

Теплоємність вологого повітря $c_{в.пов}$ характеризує кількість теплоти, яку необхідно витратити для підвищення температури 1 кг повітря на один градус. У загальному вигляді теплоємність вологого повітря може бути визначена за формулою, кДж/(кг·°C),

$$c_{в.пов} = c_{с.пов} + c_{в.пару}. \quad (3.23)$$

Але з урахуванням того, що у складі вологого повітря кількість води не перевищує 2,5% від загального об'єму, з достатньо високою точністю для інженерних розрахунків теплоємність вологого повітря можна приймати рівною теплоємності сухого повітря. Тобто $c_{с.пов} = 1,005$ кДж/(кг·°C). Теплоємність водяної пари складає $c_{в.пов} = 1,8$ кДж/(кг·°C). Під *ентальпією* (тепловмістом) вологого повітря розуміють суму ентальпій сухої частини повітря та водяної пари, що до нього домішана. Тобто, кДж/кг,

$$I_{в.пов} = I_{с.пов} + I_{в.пару}. \quad (3.24)$$

Ентальпія сухої частини повітря $I_{с.пов}$ при будь-якому значенні температури визначається за формулою, кДж/кг,

$$I_{с.пов} = t \cdot c_{с.пов}. \quad (3.25)$$

З урахуванням питомої теплоти пароутворення для води r , яка дорівнює 2500 кДж/кг, ентальпію водяної пари можна представити у вигляді залежності, кДж/кг,

$$I_{в.пару} = 2500 + 1,8 \cdot t_i. \quad (3.26)$$

3.2. I-d-діаграма вологого повітря

Розрахунок зміни стану атмосферного повітря вимагає виконання складних обчислень. Більш простим і доступним є розрахунок за допомогою психрометричної діаграми, яка називається *I-d*-діаграмою.

I-d-діаграма відображає графічну залежність основних фізичних параметрів повітря: температури t , °С, відносної вологості φ , %, вологовмісту d , г/кг, ентальпії (тепловмісту) I , кДж/кг, парціального тиску водяної пари P_p , Па.

Діаграми складають для різних значень барометричного тиску, який залежить від географічного розташування населених пунктів.

I-d-діаграма наведена на рисунку 3.1. Вона побудована у косокутній системі координат. По осі ординат відкладено значення ентальпії I , а під кутом 135° до осі I – значення вологовмісту d .

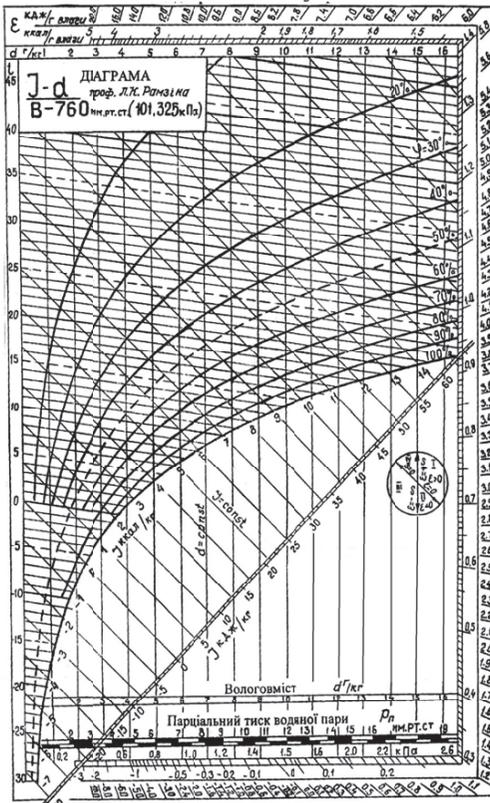


Рис. 3.1. *I-d*-діаграма вологого повітря

В основу побудови *I-d*-діаграми прийнято рівняння (3.24) у вигляді

$$I_1 = 2,5 \cdot d_1 + 1,005 \cdot t_1 + 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot t_1 \cdot d_1, \quad (3.27)$$

9.4. Порядок акустичного розрахунку вентиляційної системи

Метою акустичного розрахунку є визначення рівня шуму, який установлюється в приміщенні внаслідок роботи припливних чи витяжних вентиляторів. Крім того, за необхідності за лаштунками вказаного розрахунку проектувальник робить підбір шумоглушника або передбачає інші заходи для приведення фактичного рівня шуму до того значення, що встановлюють норми.

На нашу думку, найбільш вдалий і детальний приклад акустичного розрахунку припливної вентиляційної системи з примусовою циркуляцією наведено в главі 17 джерела [12, розділ 17.9, с. 343 – 345].

У разі необхідності застосування шумоглушника він повинен бути розміщений на першій від вентилятора ділянці повітропроводу, що має бути відображено на кресленнях. Аеродинамічний опір глушника дозволяється враховувати через коефіцієнт місцевого опору (КМО) рівний 2,0.

Технічні характеристики шумоглушників наведено в довідниковій літературі [12, с. 341 – 342]. При цьому слід пам'ятати, що трубчасті глушники застосовують у системах на ділянках, що не перебільшують 500 мм, а пластинчасті — у випадках, коли розмір перевищує 500 мм.

таких глушників використовують жорсткі, напівжорсткі й м'які матеріали.

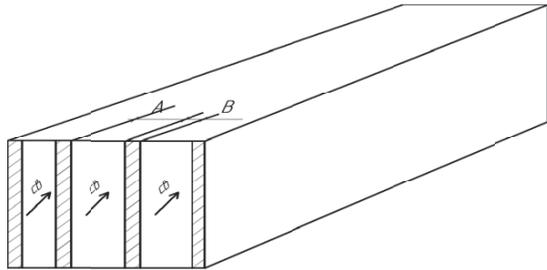


Рис. 9.4. Схема пластинчастого шумоглушника

При підборі пластинчастого шумоглушника визначають його габарити (площу живого перетину і довжину). Для розрахунку площі живого перетину $S_{св}$ користуються формулою, м²,

$$S_{св} = \frac{L_{розр}}{v_{рек}}, \quad (9.10)$$

де $L_{розр}$ – секундна витрата повітря на ділянці, де встановлюється шумоглушник, м³/с;

$v_{рек}$ – рекомендована швидкість руху повітря в шумоглушнику $v_{рек}$ (табл. 9.4), м/с.

У довідниках, у таблицях наведено значення зниження звукового тиску на 1 м довжини стандартної секції трубчастого шумоглушника або 1 м пластинчастого шумоглушника. Тому підбір полягає у визначенні сумарної довжини шумоглушника. Шумоглушник можна влаштувати і поза вентиляційною камерою.

Таблиця 9.4

Рекомендована швидкість руху повітря $v_{рек}$ у перетині шумоглушника

$L_{дон}$, дБ	30	40	50	55
1	2	3	4	5
$v_{рек}$	4	6	8	10

геометрична інтерпретація якого наведена на рисунку 3.2.

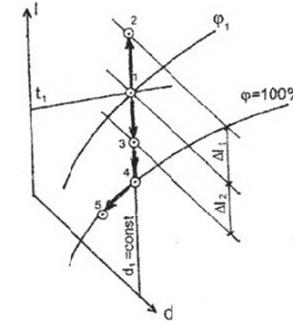


Рис.3.2. Відображення на $I-d$ -діаграмі процесів ізовологічного нагрівання (1–2), «сухого» охолодження (1–3–4) та охолодження з осушуванням (4–5)

Точка на $I-d$ -діаграмі відображає тепловолігисний стан повітря, а лінія – процес зміни цього стану.

Поле $I-d$ -діаграми розділене лінією $\varphi = 100\%$ на дві частини. Над цією лінією знаходиться область ненасиченого вологого повітря, котре цікавить як робоче середовище вентиляції, під цією лінією розташована область перенасиченого повітря, тобто область туману. Лінія $\varphi = 100\%$ є лінією стану повітря, насиченого водяною парою. Ця лінія відіграє важливу роль у визначенні двох характерних точок на $I-d$ -діаграмі: *точки роси* та *точки мокрого термометра*, які графічно зображено на рисунку 3.3.

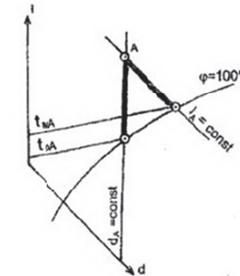


Рис.3.3. Графічне зображення на $I-d$ -діаграмі характерних точок, яким відповідають температура мокрого термометра t_{mA} та температура точки роси t_{pA}

Температура мокрого термометра дорівнює температурі повного насичення водяною парою повітря при постійній ентальпії ($I = \text{const}$).

Температура точки роси дорівнює температурі повного насичення водяною парою повітря при постійному ($d = \text{const}$) вологовмісті.

На рисунку 3.3 відображено графічне на $I-d$ -діаграмі отримання точок температур мокрого термометра та роси t_{pA} .

$I-d$ -діаграма є тим ключем, що дає змогу відстежити та розрахувати процеси зміни тепловологісного стану повітря, які відбуваються у вентиляції.

Процеси зміни стану повітря як робочого середовища вентиляції, що пов'язані з одночасним внесенням у повітря або відніманням від нього теплоти та вологи, є *політропними*.

Процеси зміни тепловологісного стану повітря, що відбуваються при постійному значенні одного з параметрів, які характеризують повітряне середовище (t, φ, d, I), є *характерними*.

Процес на $I-d$ -діаграмі має свій напрям або промінь процесу, який визнається кутовим коефіцієнтом ε .

На рисунку 3.4 відображено політропний процес, що має свою початкову точку 1 та кінцеву 2.

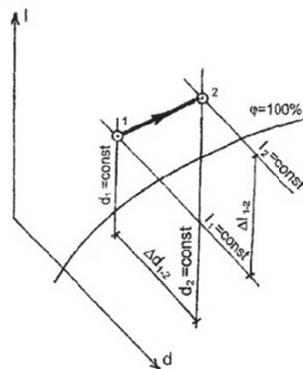


Рис 3.4. Відображення на $I-d$ -діаграмі політропного процесу(1-2) зміни тепловологісного стану повітря

При цьому зміна стану зумовлюється зміною тепловмісту на величину ΔI_{1-2} та вологовмісту на величину Δd_{1-2} . Їх відношення і буде характеризувати кутовий коефіцієнт променя процесу.

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 10^3 = \frac{\Delta I_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} \cdot 10^3. \quad (3.28)$$

Кутовий коефіцієнт променя процесу ε вимірюється у кДж на кг вологи. На полі $I-d$ -діаграми (рис. 3.5) кутові коефіцієнти змінюються від $-\infty$ до $+\infty$, маючи характерні області значень показників напрямку променя процесу, а саме: перша область – $0 \leq \varepsilon < +\infty$, друга – $-\infty < \varepsilon < 0$, третя – ε змінюється від $-\infty$ до 0, четверта – ε змінюється від 0 до $+\infty$.

9.3. Заходи для зниження шуму у вентиляційних системах

На стадії проектування систем вентиляції, з метою зниження рівня шуму в вентиляційній системі, проектувальнику необхідно:

- при виборі обладнання враховувати паспортний рівень звукового тиску;

- намагатись підбирати вентилятор з максимальним ККД;

- знижувати опір мережі й не встановлювати вентилятор із запасом по тиску;

- робити плавне підведення і відведення повітря від вентилятора (використовуючи конфузори та дифузори);

- спостерігати за балансуванням робочого колеса;

- віддаляти від «тихих» приміщень вентиляційні камери.

У випадках наявності в приміщенні надлишкового звукового тиску (при умові $\Delta L_{\text{необх}} > 0$) необхідно:

- застосовувати активні або пасивні глушники шуму;

- виконувати установку вентагрегату на еластичних віброосновах;

- застосовувати шумопоглинаючі матеріали всередині вентиляційних камер;

- улаштовувати в приміщеннях під припливними камерами суцільні підвісні стелі.

Активні глушники шуму

Як активні глушники застосовують:

- внутрішню оббивку повітропроводу й окремих елементів системи звукопоглинаючими матеріалами;

- трубчасті шумоглушники (до $\varnothing 500$ мм) (рисунок 9.3);

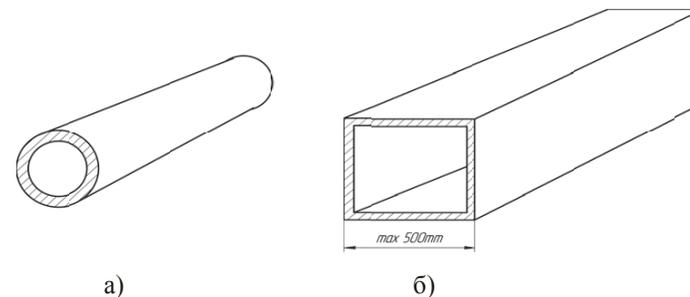


Рис. 9.3. Трубчасті шумоглушники: а) круглого перетину; б) прямокутного перетину

- пластинчасті шумоглушники (для повітропроводів круглого перетину з діаметром більше 500 мм, або повітропроводів прямокутного перетину). Як шумопоглинаючий матеріал для

Залежно від місця розташування повітророзподільника, розмірів приміщення і його акустичних характеристик, місця розташування робочої зони, величина $\Delta L_{\text{прим}}$ буде змінюватись, дБ:

$$\Delta L_{\text{прим}} = 10 \cdot \lg\left(\frac{\Phi}{4 \cdot \pi \cdot r^2} + \frac{4}{B}\right), \quad (9.8)$$

де Φ – коефіцієнт направленості, визначається з номограми приведеній у підручнику [12];

r – відстань від центру джерела шуму до людини;

B – постійна приміщення, яка визначається за формулою

$$B = B_{1000} \cdot \mu, \quad (9.9)$$

де B_{1000} – постійна приміщення в м^2 на середньгеометричній частоті 1000 Гц. Зазначений параметр є функцією об'єму та типу приміщення (див. табл.12.9 довідника [12]);

μ – частотний множник, що визначається за табл. 12.10 довідника проектувальника [12]. Даний показник залежить від об'єму приміщення та середньгеометричної частоти коливань звуку.

Якщо $L_{\text{в}}^{\text{прим}} - L_{\text{дон}} > 0$, то необхідно прийняти заходи для зниження рівня звукового тиску.

Якщо в приміщенні формування шуму відбувається від двох і більше незалежних джерел, то сумарний рівень звукової потужності $L_{\text{сум}}$ визначається як

$$L_{\text{сум}} = L_{\text{с}} - \Delta L, \quad (9.10)$$

де ΔL – довідникова величина; $\Delta L = f(L_{\text{с}} - L_{\text{м}})$ (таблиця 9.3).

Таблиця 9.3

Значення поправкової величини ΔL для знаходження сумарного рівня шуму від двох та більше джерел

$L_{\text{с}} - L_{\text{м}}$	0	1	2	5	10
ΔL	3	2,6	2,2	1,2	0,4

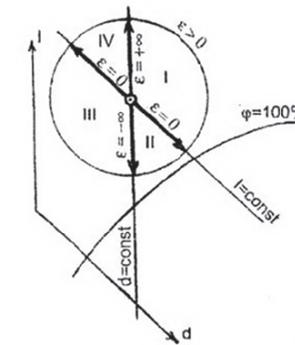


Рис. 3.5. Характерні області значень показника напрямку променя процесу зміни тепловологісного стану повітря ε

Якщо повітряному потокові, який містить суху частину повітря у кількості G , кг/год, одночасно передати Q , кДж/год, теплоти та W , кг/год, вологи, то його ентальпія зміниться на величину ΔI , кДж/кг, так, що

$$Q = G \cdot \Delta I, \quad (3.29)$$

а його вологовміст зміниться на Δd , кг/кг, сухого повітря так, що

$$W = G \cdot \Delta d. \quad (3.30)$$

Розділивши праву та ліву частини рівняння (3.29) на рівняння (3.30), отримаємо кутовий коефіцієнт променя процесу ε , тобто

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{G \cdot \Delta I}{G \cdot \Delta d} = \frac{\Delta I}{\Delta d}. \quad (3.31)$$

3.3. Використання I-d-діаграми для побудови процесів обробки повітря в системах вентиляції

Нагрівання та охолодження повітря

У зимовий період зовнішнє повітря перед подаванням у приміщення підігрівають у поверхневих теплообмінниках (калориферах). У трубках калориферів циркулює теплоносій (пара або гаряча вода). Нагрівання

відбувається без зміни вологовмісту, тобто по лінії сталого вологовмісту $d = \text{const}$.

Кінцевий стан повітря, тобто кінцева температура, залежить від витрати повітря через калорифер. Потік тепла, необхідного для нагрівання повітря від температури $t_{\text{зовн}}$ до $t_{\text{прит}}$, визначають за допомогою $I-d$ -діаграми за формулою

$$Q = G \cdot (I_{\text{прит}} - I_{\text{зовн}}), \quad (3.32)$$

де G – витрата повітря, кг/с;

$I_{\text{зовн}}, I_{\text{прит}}$ – ентальпія повітря відповідно до і після нагрівання, кДж/кг.

Під час контакту повітря із сухою нагрітою поверхнею повітря передається деяка кількість явної теплоти шляхом конвекції. Вологовміст повітря залишається незмінним, змінюється ентальпія на величину ΔI_1 . Процес проходить від точки 1 до точки 2 вертикально вгору (рис. 3.6) по $d = \text{const}$.

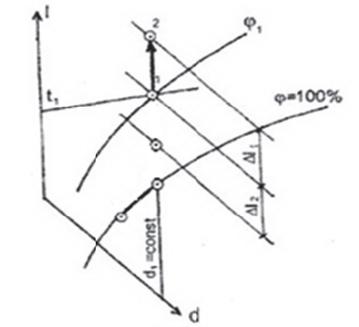


Рис. 3.6. Відображення на $I-d$ -діаграмі процесу нагрівання повітря (1-2)

У реальній ситуації це відбувається при нагріванні вентиляційного повітря у калориферах.

У теплий період року при опрацюванні повітря виникає необхідність у його охолодженні. Для визначення необхідного потоку холоду витрату повітря необхідно помножити на різницю ентальпій.

При контактуванні повітря із сухою охолодженою поверхнею воно віддає тільки явну конвективну теплоту та охолоджується при цьому.

Кожен кілограм вологого повітря віддає кількість ΔI_2 явної теплоти й охолоджується до точки 3 вертикально вниз по $d = \text{const}$. Кінцевою точкою цього процесу є характерна точка 4 – точка роси, перетин лінії $d = \text{const}$ з лінією $\phi = 100\%$.

У подальшому процесі відбувається ізологічне охолодження повітря з осушуванням до точки 5 по лінії $\phi = \text{const}$. Такий процес

якщо $(0,85 - 0,89) \cdot \eta, \delta = +3 \text{ дБ}$;

якщо $(0,75 - 0,84) \cdot \eta, \delta = +6 \text{ дБ}$;

ΔL_1 – поправка, котра враховує розподіл звукової потужності вентилятора по октавних полосах частот і залежить від типу вентилятора і n – частоти обертання. Відповідно до табл. 17.5 джерела [12] поправку визначають за типом вентилятора й частотою обертання;

ΔL_2 – поправка, що враховує акустичний вплив приєднання повітропроводу до вентилятора (табл. 17.6 [12]).

Аналогічно до аеродинамічного розрахунку при акустичному розрахунку розглядають рух звукової хвилі від джерела до ближнього приміщення або ПР з урахуванням того, що звукова хвиля гаситься як по довжині, так і на місцевих опорах. При цьому звукова хвиля не тільки гаситься по довжині та на місцевих опорах, а й підсилюється. Рівень звукової потужності, що потрапляє в приміщення, визначається так, дБ:

$$L_{\text{потрап}} = L_{\text{в_вон}}^{\text{зак}} - L_{\text{мережі}} + L_{\text{ор}}, \quad (9.6)$$

де $L_{\text{мережі}}$ – зниження рівня звукової потужності заходом руху звукової хвилі по мережі;

$L_{\text{ор}}$ – підвищення рівня звукової потужності в дросельних приладах.

Унаслідок малої вібрації нехтують утратами по довжині в каналах, виконаних із цегли або бетону. В таблиці 17.6 [12] наведено дані зниження рівня звукової потужності повітропроводів. Як бачимо з таблиці, прямокутні повітропроводи в 5 разів ефективніші від круглих з точки зору зниження шуму. У випадку, якщо на поверхні металевого повітропроводу влаштовується теплоізоляція, дані таблиці збільшуються в два рази. Під час руху звукової хвилі відбувається відбиття хвиль у поворотах при проходженні через трійники, при зміні поперечного перерізу. При плавному переході зниження рівня звукової потужності не враховується. Дані про зниження $L_{\text{во}}$ наведено в довідниках. При проходженні повітря через секції калорифера і повітрянагрівачів зниження рівня шуму відбувається в інтервалі від 1,5 до 10 дБ. З урахуванням того, що саме приміщення (обладнання, застосовані матеріали) є звукопоглинаючим, то фактичний рівень, установлений в приміщенні, визначається із залежності, дБ,

$$L_{\text{в}}^{\text{прим}} = L_{\text{пост}} - \Delta L_{\text{прим}}, \quad (9.7)$$

де $\Delta L_{\text{прим}}$ – рівень звукової потужності, що поглинається приміщенням, дБ.

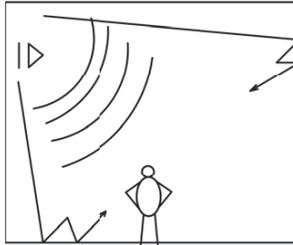


Рис. 9.2. Схема формування розсіяного звукового поля у приміщенні

При кожному такому відбитті енергія звука гаситься, при цьому звукопоглинаючі властивості матеріалу (оббивки) визначають коефіцієнтом поглинання звука і відношенням поглинутої енергії до енергії, що надійшла:

$$L_{\text{погл.}} = \frac{\text{погл.енергія}}{\text{поступ.енергія}}. \quad (9.4)$$

Добрі звукоізоляційні властивості мають м'які матеріали з шорсткою, а краще нерівною поверхнею і здатні вібрувати при набіганні звукової хвилі.

У випадку, якщо в каталозі або в паспорті обладнання не подано шумові характеристики, то рівень звукового тиску для вентиляторів на октавних полосах визначають за залежністю, дБ,

$$L_{\text{шум}}^{\text{заг}} = \tilde{L} + 20 \cdot \lg P_g + 10 \cdot \lg Q + \delta - \Delta L_1 + \Delta L_2, \quad (9.5)$$

де L – критерій шумності (дБ), що приймається від типу і конструкції вентилятора [12] (табл.9.2);

Таблиця 9.2

Критерії шумності вентиляторів

Вентилятор			τ , дБ для сторін		
Тип	Номер	D_n , %	Нагнітання	Усмоктування	Навколо
ВЦ 4-76	8;10;12;16;20	100	30	27	28,5
06-300	5;6;3;8;10;12,5	100	32	32	32

P_g – повний тиск, що створює вентилятор, Па;

Q – об'ємна витрата повітря, м³/с;

δ – поправка на режим роботи вентилятора.

Якщо маємо $(0,9-1) \cdot \eta$, то $\delta = 0$;

супроводжується випаданням конденсату з вологого повітря на холодну поверхню. При цьому віддається не тільки явна теплота, але й прихована.

Процеси нагрівання та охолодження повітря при $d = \text{const}$ є ізовологісними і можуть розраховуватися з використанням залежності

$$\frac{\Delta t}{\Delta I} = 0,98, \quad (3.33)$$

де ΔI – зміна ентальпії повітря при зміні його температури на Δt .

Зволоження та осушення повітря

У зимовий період при низьких температурах зовнішнє повітря характеризується малим вологовмістом. Подача такого повітря в приміщення, де відсутні вологовиділення, знижує відносну вологість. Для деяких приміщень зниження відносної вологості неможливе, бо може викликати збій технологічного процесу. В такому випадку повітря перед подачею в приміщення звожують у зрошувальних камерах, де за допомогою форсунок розбризкується вода.

При температурі води, рівній температурі мокрого термометра, зволоження йде по лінії сталих ентальпій $I = \text{const}$. Температура повітря в цьому випадку знижується, а відносна вологість збільшується.

Зниження температури повітря відбувається в результаті випаровування води, тобто за рахунок збільшення прихованої теплоти в повітрі, що обробляється, і зменшення явної теплоти. Інколи процес зволоження використовують для зниження температури. У реальних умовах зволожувати повітря можна до $\phi \approx 95\%$.

Вода в зрошувальній камері набуває температури мокрого термометра в тому випадкові, якщо її оновлюють у невеликій кількості, тобто якщо вода циркулює через зрошувальну камеру. Оновлення води – підживлення – виконують за умов поновлення кількості води, що випарувалась.

Адіабатне зволоження повітря відбувається при взаємодії повітря із тонким шаром води чи її краплинами, які набувають температури мокрого термометра (рисунок 3.7).

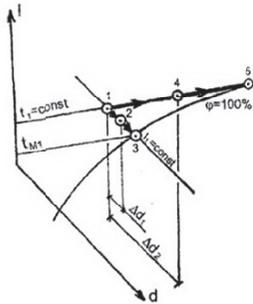


Рис.3.7. Зображення процесів адиабатного зволоження (при $I = \text{const}$) та ізотермічного зволоження (при $t = \text{const}$) на I - d -діаграмі

Цей процес проходить по $I = \text{const}$ на I - d -діаграмі від початкової точки 1 до точки 2. При цьому повітря асимілює (поглинає) Δd_1 вологи на кожен його кілограм. Точка 3 цього процесу є кінцевою при досягненні повітрям температури мокрого термометра t_{M1} (перетин процесу по $I = \text{const}$ з лінією $\varphi = 100\%$). У вентиляційній практиці процес адиабатного зволоження відбувається у зрошувальній секції припливної вентиляційної камери при розбризкуванні за допомогою форсунок води з температурою t_{M1} . Оскільки невелика кількість води (1 – 3%) випаровується, зволожуючи повітря, то реальний процес на I - d -діаграмі відхиляється вгору від лінії $I = \text{const}$ на невеликий кут.

Процеси адиабатного зволоження повітря можуть розраховуватися з використанням залежності

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} = 2,45, \quad (3.34)$$

де Δt – зміна температури повітря при зміні його вологовмісту на величину Δd .

Процес ізотермічного зволоження повітря відбувається при надходженні у повітря водяної пари, яка має температуру повітря по сухому термометру. Цей процес на I - d -діаграмі відображається прямою лінією по $t = \text{const}$ (рисунок 3.7). При надходженні пари у повітря з параметрами точки 1 воно асимілює кожним кілограмом сухої частини Δd_2 вологи та набуває параметрів точки 4. Кінцевою точкою ізотермічного зволоження повітря є точка 5, отримана на перетині лінії ізотерми із лінією $\varphi = 100\%$.

Процеси ізотермічного зволоження повітря, які відбуваються при $t = \text{const}$, можуть розраховуватися з використанням залежності

ГС – граничний спектр, який установлює допустимий рівень звукового тиску на середньгеометричній частоті в 1000 Гц. З урахуванням «людського фактора» при акустичному розрахунку системи рівень звукового тиску на 5 дБ має бути нижче від ГС.

9.2. Джерела утворення, види та способи розповсюдження шуму у вентиляційних системах

При роботі обладнання створюється як механічний, так і аеродинамічний шум. Причиною механічного шуму може бути незбалансованість робочого колеса, підшипників, несправне кріплення рами обладнання до конструкції підлоги.

Аеродинамічний шум від працюючого обладнання хвилеподібно розповсюджується по повітропроводах і по лінії всмоктування, і по лінії нагнітання. У загальному вигляді схема розповсюдження шуму може бути представлена так (рисунок 9.1):

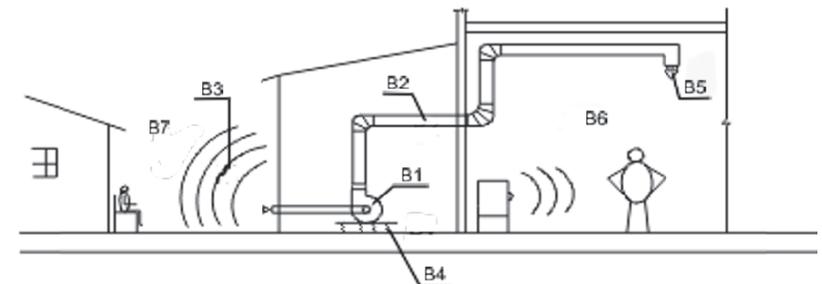


Рис. 9.1. Загальна схема розповсюдження шуму від працюючої вентиляційної установки:

B1 – механічний шум від корпуса вентилятора; B2 – аеродинамічний шум, що розповсюджується по повітропроводах; B4 – шум від вібрації; B5 – шум при виході повітря з повітророзподільника (ПР); B6 – фоновий внутрішній шум; B7 – фоновий зовнішній шум

Перебуваючи у приміщенні, людина сприймає як прямий шум безпосередньо від ПР, так і шум, що багаторазово відбився від приладів, обладнання і поверхонь, тобто від так званого розсіяного звукового поля (рисунок 9.2).

$$L_w = 10 \lg \frac{N}{N_0}, \quad (9.1)$$

де N – потужність, що випромінює джерело шуму, Вт.

Рівень звукового тиску шуму, що сприймається людським вухом або вимірюється інструментом, представляє собою періодичну зміну тиску (стиснення та розрідження), що відбувається у звуковій хвилі, виражену в паскалях. Рівень звукового тиску визначається по відношенню до порогового рівня звукового тиску $P_0 = 2,1 \cdot 10^{-5}$ Па. Для розрахунків використовується така формула:

$$L_p = 20 \cdot \lg \frac{P}{P_0}, \quad (9.2)$$

де P – тиск, що створює джерело шуму, Па.

Згідно з Європейською системою стандартизації ISO межі сприймання людського вуха становлять 20 – 16000 Гц. Частоти менше від нижньої межі – інфразвук (коливання землі під час землетрусу), вище – ультразвук (кажани).

При розрахунку систем вентиляції й кондиціонування шум нормується за октавними полосами. Октава – інтервал частот зі співвідношенням верхньої межі до нижньої, що дорівнює 2. Усього існує 8 октав: від 45 – 90 Гц до 5000 – 11200 Гц. Для розрахунку вводять поняття середньгеометричних частот, Гц:

$$\sqrt{40 \cdot 90} = 63, \quad \sqrt{5600 \cdot 11200} = 8000. \quad (9.3)$$

При розрахунку систем ураховують шум на всіх 8 середньгеометричних частотах. У довідниковій літературі наведено допустимі рівні шуму в приміщеннях, де застосовують системи механічної вентиляції (таблиця 9.1).

Таблиця 9.1

Допустимі рівні звуку (ГЦ) в октавних полосах частот

Приміщення або територія	Період доби	Допустимі рівні звукового тиску в дБ в октавних полосах частот із середньгеометричними частотами (Гц)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Палати лікарень, санаторіїв	3 7:00 до 23:00	54	43	35	29	25	22	20	18
Класи та аудиторії	—	58	47	40	34	30	27	25	23

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = 2,53, \quad (3.35)$$

де ΔI – зміна ентальпії повітря при зміні його вологовмісту на величину Δd .

Якщо у форсунки зрошувальної камери подавати воду з температурою, нижчою від температури точки роси, то можливо осушувати та охолоджувати повітря в зрошувальній камері. Осушення й охолодження повітря використовують у теплий період року.

Змішування повітря

При обробленні повітря інколи виникає потреба у змішуванні зовнішнього і внутрішнього повітря або внутрішнього й припливного повітря. Після цього підготовлена суміш повітряних мас подається в приміщення. Наприклад, при підігріванні повітря в теплогенераторі воно має високу температуру, його не можна подавати в робочу зону. У цьому випадкові припливне повітря змішують з внутрішнім. Суміш має більш низьку температуру, і її подають у приміщення. Температуру суміші можна визначити з рівняння теплового балансу

$$c \cdot G_{\text{сум}} \cdot t_{\text{сум}} = c \cdot G_{\text{прип}} \cdot t_{\text{прип}} + c \cdot G_{\text{вн}} \cdot t_{\text{вн}}, \quad (3.36)$$

де c – питома теплоємність повітря, кДж/(кг $^{\circ}$ С);
 $G_{\text{сум}}$ – витрата змішаного повітря, кг/с ($G_{\text{сум}} = G_{\text{прип}} + G_{\text{вн}}$);
 $t_{\text{сум}}$ – температура суміші, $^{\circ}$ С;
 $G_{\text{прип}}$ – витрата припливного повітря, кг/с;
 $t_{\text{прип}}$ – температура припливного повітря, $^{\circ}$ С;
 $G_{\text{вн}}$ – витрата внутрішнього повітря, кг/с;
 $t_{\text{вн}}$ – температура внутрішнього повітря, $^{\circ}$ С.

Температура суміші

$$t_{\text{сум}} = \frac{(G_{\text{прип}} \cdot t_{\text{прип}} + G_{\text{вн}} \cdot t_{\text{вн}})}{G_{\text{прип}} + G_{\text{вн}}}. \quad (3.37)$$

Аналогічно з рівняння теплового балансу за повною теплотою можна визначити ентальпію суміші. З балансу за вологою – вологовміст.

На $I-d$ -діаграмі цей процес є політропним, який відображається прямою лінією, що з'єднує точки, котрі відповідають стану змішуваних мас повітря (рисунок 3.8). Якщо змішати повітря, яке має стан точки 1, у кількості G з повітрям стану точки 2 у кількості $n \cdot G_1$, то точка суміші 3 розділить відрізок 1 – 2 або його проекції Δl_{1-2} та Δd_{1-2} на відповідні частини 1 – 3, 3 – 2 або Δl_{1-2} , Δl_{3-2} та Δd_{1-3} , Δl_{3-2} , Δd_{3-2} , відношення довжин яких дорівнює

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta d_{1-2}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-2}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G}{n \cdot G} = \frac{1}{n}. \quad (3.38)$$

Аналізуючи залежність (3.38), можна на лінії 1 – 2 нанести точку суміші 3, розділивши пряму 1 – 2 на $n+1$ частин, і від точки 1 відкласти одну частину, яка дасть місце розташування точки 3.

За певних обставин можливе розташування деякої частини лінії в зоні повного насичення, тобто нижче від лінії $\varphi = 100\%$ (рисунок 3.9) При цьому точка суміші 3' буде підтверджувати випадання конденсату при змішуванні повітряних мас. Кількість вологи, яка сконденсується на кожний кілограм сухої частини повітря, можна визначити за залежністю

$$\Delta d = \Delta d_{3'} - \Delta d_3. \quad (3.39)$$

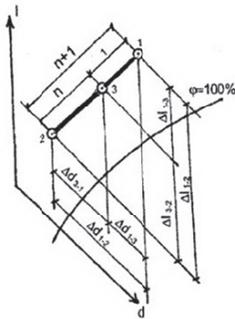


Рис. 3.8. Зображення політропного процесу змішування двох мас повітря на I-d-діаграмі

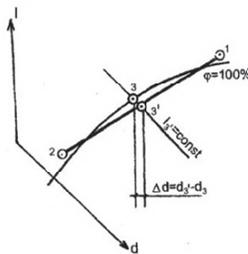


Рис. 3.9. Зображення політропного процесу змішування двох мас повітря при розташуванні точки суміші 3' нижче від лінії $\varphi = 100\%$ на I-d-діаграмі

Одночасне зволоження та нагрівання повітря

При подачі в приміщення повітря з температурою і вологістю, яка відрізняється від температури й вологості внутрішнього повітря,

РОЗДІЛ 9. АКУСТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

9.1. Фізичні характеристики шуму

Шум – різновид звуку, який являє собою хвильове коливання пружного природного середовища, що створює додатковий тиск при роботі вентиляційних систем. Унаслідок того, що звукові хвилі розповсюджуються в повітрі у вигляді коливань тиску, людина сприймає ці коливання вухами як звук. Звуковий тиск вимірюється в паскалях, Па.

Найменший звуковий тиск, який сприймає вухо людини, становить 2×10^{-5} Па та являє собою нижню межу чутності. Найбільший звуковий тиск (больовий поріг), який може витримати людське вухо, складає 20 Па, що вважається верхньою межею чутності. Велика чисельна різниця для вимірювань звукового тиску, Па, створює певні незручності для розрахунків тому на практиці використовують логарифмічну шкалу, яка ґрунтується на відношенні дійсного рівня звукового тиску до межі чутності. Ця шкала використовує як одиницю вимірювання децибел (дБ), де 0 дБ відповідає межі чутності, а 120 дБ відповідає больовому порозу.

Зі збільшенням відстані від джерела шуму звуковий тиск зменшується. Крім того, звуковий тиск залежить від акустичних характеристик приміщення та місця знаходження джерела шуму.

Звукова потужність визначається як кількість енергії, що передається за одиницю часу (Вт), яку випромінює джерело звуку. Вона не може бути безпосередньо виміряна, тому вимірюється саме через звуковий тиск. Існує логарифмічна шкала для потужності звуку, яка аналогічна шкалі звукового тиску. Оскільки звукова потужність джерела шуму не залежить від місця його розташування або акустичних характеристик приміщень, її зручно використовувати для порівняння акустичних характеристик різних вентиляторів.

До фізичних характеристик, які стосуються шуму чи звуку, також можна віднести частоту. Частота визначається як кількість коливань за секунду, при цьому одне коливання за секунду дорівнює 1 Герц (Гц). Чим більше коливань за одну секунду має звукова хвиля, тим більша частота.

Оскільки шум утворюється внаслідок руху будь-якого тіла, то в розрахунках можна використовувати поняття механічної потужності, що виражається у ватах. Вимірюється вона по відношенню до межі звукової потужності, що складає $N_0 = 10^{-12}$ Вт. Для визначення цього параметра в розрахунках використовується формула

Сучасними фірмами-виробниками розроблено і впроваджено у виробництво повітряні клапани з механічним, електричним та гравітаційним приводом у дію жалюзів (рисунок 8.18).



Рис. 8.18. Різновиди повітряних клапанів

відбувається зміна стану припливного повітря. Припливне повітря одночасно зволожується та підігрівається в тому випадку, якщо температура та вологість його нижче від температури і вологості внутрішнього повітря. Потік теплоти, що витрачається на нагрівання припливного повітря,

$$Q = G \cdot \Delta I, \quad (3.40)$$

де G – витрата припливного повітря, кг/с;
 ΔI – зміна ентальпії припливного повітря, кДж/кг.

Витрата вологи на зміну вологовмісту

$$W = G \cdot \Delta d, \quad (3.41)$$

де Δd – зміна вологовмісту припливного повітря, г/кг сухого повітря. Поділивши ці рівняння, отримаємо

$$\frac{Q}{W} = \frac{\Delta I}{\Delta d}. \quad (3.42)$$

Залежно від потоку тепла і витрати вологи, яку асимілює припливне повітря, відношення $\Delta I/\Delta d$ приймає різні значення. Якщо повітря підігрівається без зміни вологовмісту, тобто $\Delta d = 0$, то відношення

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{+\Delta I}{0} = +\infty. \quad (3.43)$$

Цей процес на $I-d$ -діаграмі зобразимо вертикальною прямою (напряму процесу знизу вгору). При охолодженні повітря без зміни вологовмісту

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{-\Delta I}{0} = -\infty \text{ (напряму згори вниз)}. \quad (3.44)$$

Відношення $Q/W = \Delta I/\Delta d$ позначають ε .

При постійній ентальпії відношення

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{0}{\Delta d} = 0 \quad (3.45)$$

Величина ε характеризує напряму процесу зміни стану повітря. За відомого співвідношення $\varepsilon = Q/W$ для визначення напрямку процесу необхідно «0» з'єднати з визначеним значенням ε . Отримана лінія вказує

напрям процесу, за яким можна визначити кількість теплоти і вологи, що асимілюються припливним повітрям.

При опрацюванні повітря можуть також використовувати процеси ізотермічного зволоження повітря, опрацювання повітря водою з різною температурою і т. ін. Ці процеси частіше за все використовують у системах кондиціонування повітря.

розмірами перерізу більше ніж 500×500мм використовують виключно шумогасники пластинчасті. Незалежно від конструкції шумогасника, його паспортною (за довідником) величиною є зниження рівня шуму на 1м довжини глушника у децибелах (дБ) при певному значенні середньгеометричної частоти октавних смуг, Гц. Порядок розрахунку та підбору шумогасників наведено у наступному розділі цього видання.

8.9. Регулююче обладнання та устаткування

У сучасних системах вентиляції та кондиціонування повітря виникають ситуації, коли необхідно проводити корегування в роботі як окремих елементів систем, її відгалужень, так і всієї системи в цілому. Подібні корегування в роботі системи можуть проводитися в рамках виконання пуско-налогоджувальних робіт або корегування в процесі експлуатації системи (наприклад, пов'язані з сезонними коливаннями тощо). Зазвичай, зміни в роботі можуть стосуватися до роботи вентиляторів, і до зміни характеристики мережі (вентиляційної системи), на яку вони працюють, але не залежно від цього вони можуть мати: *кількісний, якісний чи кількісно-якісний* характер.

У разі роботи на систему нагнітача з постійним числом обертів робочого колеса і який не має направляючих апаратів указане регулювання можна здійснювати за допомогою введення додаткових місцевих опорів у вигляді зворотних клапанів, дроселюючих засувок та вентиляційних шиберів, представлених на рисунку 8.17.



Рис 8.17. Різновиди дроселюючих елементів систем вентиляції

Уведення додаткового опору на окремій ділянці системи призводить до зменшення (або приведення до нульового значення) витрат повітря на ділянці, де він установлений, збільшення тиску, що утворює вентилятор, та часткового перерозподілу потоків повітря у більшу сторону між ділянками (пристроями), котрі залишилися. Вказане регулювання може здійснюватися вручну, пневматичними чи електричними приводами, які не вимагають присутності людини.

внутрішньої оббивки магістральних повітропроводів на ділянках, що наближені до вентилятора; 2) застосування активних глушників шуму – у вигляді шумогасників. Необхідно враховувати те, що перший спосіб зниження рівня звукової потужності дуже працемісткий і малоіндустріальний, тому в сучасних системах вентиляції він використовується в дуже поодиноких випадках, лише тоді коли іншими засобами досягти мети для зниження шуму в приміщенні, що обслуговується, не вдається. Більш ефективним у боротьбі з шумом є використання в системі так званих *трубчастих* чи *пластинчастих* шумогасників. Шумогасники мають металевий корпус у вигляді циліндра або паралелепіпеда, внутрішня поверхня перших при цьому вкрита м'яким звукопоглинаючим матеріалом. Пластинчасті шумогасники мають вертикальні канали для пропуску повітря, що чергуються з вертикально розташованими матами зі звукопоглинаючого матеріалу.

Установлюють шумогасники на ділянках припливних та витяжних вентиляційних систем, що найближче розташовані до вентиляторів (див. рисунок).

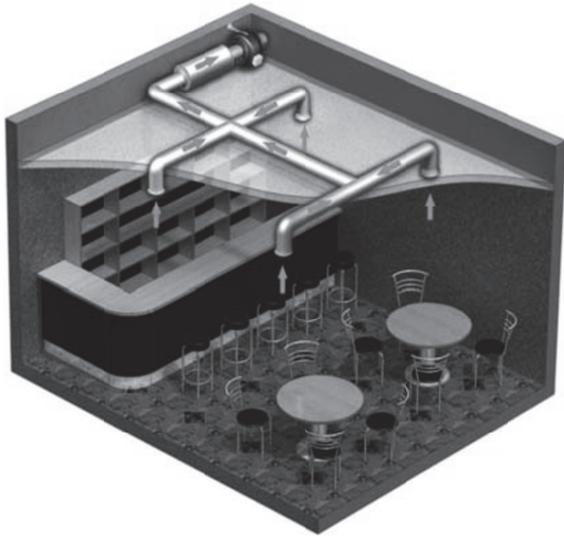


Рис. 8.16. Схема встановлення шумогасника в системі витяжної вентиляції

Необхідно відмітити те, що трубчасті глушники круглої та прямокутної форми перерізу застосовують у системах вентиляції з повітропроводами включно з діаметром максимум 500мм чи відповідно прямокутником 500×500мм. Для повітропроводів прямокутної форми з

РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ПОВІТРЯ

Спосіб розрахунку повітрообмінів у помешканнях будинків різноманітного призначення наводять у відповідних державних будівельних нормах. Для більшості помешкань у будівельних нормах указується норматив, за допомогою якого повітрообмін визначається за об'ємом або якоюсь іншою характеристикою помешкання. Проте для приміщень із значними виділеннями тепла, вологи й газів норми вимагають, щоб повітрообмін був визначений розрахунком на видалення цих шкідливостей.

4.1. Розрахунок повітрообмінів за нормативами

Найчастіше норма повітрообміну вказується на внутрішній об'єм помешкання (тобто зазначається «кратність», 1/год). Норма зазначається окремо за витяжкою та за припливом. Іноді вона вказується на одного присутнього (людину), прилад, на 1 м² і т. ін. При розбіжності норми з припливу і витяжки баланс зводять завдяки обміну повітрям із сусідніми помешканнями, коридором або із зовнішньою атмосферою.

Визначення повітрообмінів за нормативами рекомендуємо викладати у формі таблиці 4.1, у якій для кожного помешкання виділяють один рядок. Про графі таблиці, котрі призначені для попереднього визначення розмірів решіток і каналів, буде сказано далі.

Таблиця 4.1

Визначення повітрообміну та попередній розрахунок перерізу решіток і каналів

№ з/п	Наймен. приміщення	Одиниця визнач. повітрообміну	Кільк. одиниць	Витяжка				Приплив							
				Норма на одиницю	L, м ³ /год	V, м/с	ахв, см	Решітка	Канал	Норма на одиницю	L, м ³ /год	V, м/с	ахв, см	Решітка	Канал
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
I поверх															
101	Лекц. зал	Розрахунок			6670										
102	Кабінет	чол.	4	30	120	0,85	(20×20)2	0,88	14×27	30	120	2,1	10×20	1,7	14×14
103	Комора	м ³	62,5	2	125	0,85	(20×20)2	0,92	14×27	--	--	--	--	--	--
	-----				2795						2820				
			Усього по I пов.		9710						9610				
II поверх															
201	Каб. занять	м ³	53	1,5	80	0,57	(20×20)2	0,59	14×27	--	--	--	--	--	--
202	Буфет	м ³	37	3	110	0,52	(20×20)3	0,54	14×40	--	--	--	--	--	--
	-----				4110						3400				
	Коридор				--				Для балансу		1200	1,7	(20×40)3	2,9	(14×27)3
			Усього по II пов.		4600						4600				
			Усього по будівлі		14310						14210				

навіпаки, необхідності перетікання з коридору в приміщення встановлюють так звані перетічні решітки (регульовані та нерегульовані), що представлено на рисунках нижче (рисунок 8.14).

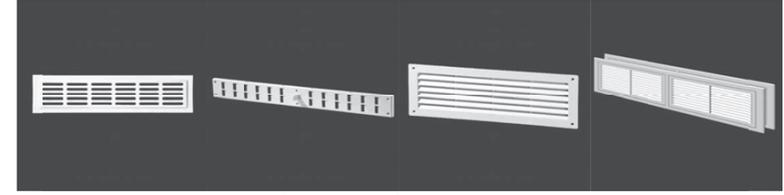


Рис. 8.14. Типи перетічних решіток

Для контролювання роботи вентиляційних систем і для здійснення обслуговування окремих елементів систем та спрощення керування роботою системи вентиляції використовують спеціальні елементи у вигляді спеціальних чисток, ревізій і вентиляційних люків, які подано на рисунках нижче (рисунок 8.15).



Рис. 8.15. Типи ревізій для систем вентиляції

8.8. Шумогасники

У сучасних системах вентиляції для зниження рівнів шуму від працюючого вентиляційного обладнання, що перевищує встановлені граничні спектри для окремих приміщень, застосовують *пасивні* та *активні* засоби гасіння.

До пасивних заходів можна віднести: розташування припливних і витяжних центрів якомога далі від приміщень, що обслуговуються; застосування вентагрегатів з мінімальними паспортними значеннями рівня звукової потужності; вибір матеріалу вентиляційного каналу та форми його перетину; улаштування підвісних «плаваючих стель»; улаштування траси повітропроводів системи вентиляції, при якій буде використана найбільша кількість опорів у вигляді відводів, трійників тощо.

До активних засобів зниження рівня звукової потужності можна віднести два головних: 1) улаштування активної звукопоглинаючої

Саме тому в сучасних системах вентиляції застосовують такі різноманітні за формою, видом та матеріалом, з якого виробляють витяжні та припливні решітки, анемостати та інші види подібних елементів.

Вибір форми пристрою перш за все залежить від перетину каналу чи повітропроводу системи (прямокутна, кругла чи овальна). За умови прихованої (не видимої для людського ока) прокладки повітропроводів вибір форми може диктуватися внутрішнім оздобленням приміщення, тобто потребами інтер'єру або дизайнерськими вимогами. У будь-якому випадкові при виборі подібного пристрою проектувальник повинен урахувати умови експлуатації системи (матеріал, колір, температуру в приміщенні, наявність агресивного середовища тощо), бажаний напрям руху (розподілення) повітряних потоків у приміщенні, форму та габаритні розміри і найголовніше допустиму швидкість повітря, що виходить з повітророзподільника з точки зору дотримання швидкості входу повітря у обслуговувальну зону приміщення.

Тепер вентиляційні фірми та компанії виробляють повітророзподільвачі з різних матеріалів та різноманітні за формою, які представлено на рисунках нижче (рисунок 8.13).

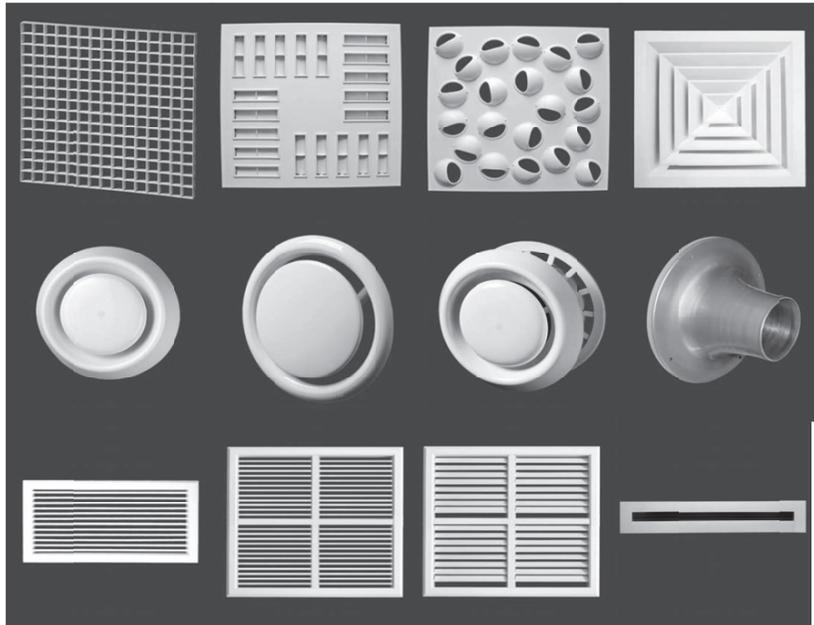


Рис. 8.13. Типи повітророзподільвачів систем вентиляції

У сучасних системах вентиляції таких приміщень, як офіси, ванни, кімнати, санвузли та інші за необхідності витиснення повітря в коридор чи,

4.2. Визначення повітрообмінів розрахунком

Розрахунок на видалення надлишків тепла

У громадських та адміністративних будинках, за винятком приміщень виробничого характеру (кухні загального користування, лабораторії), джерелом теплонадходжень перш за все є люди й електричне освітлення (за умови його постійного застосування (ввімкнення)).

Визначення повітрообміну, необхідного для видалення надлишкового тепла L_Q , м³/год, здійснюють за формулою

$$L_Q = \frac{Q_{\text{явн}}}{c(t_{\text{виг}} - t_{\text{пр}})\rho}, \quad (4.1)$$

де $Q_{\text{явн}}$ – явні надлишкові теплонадходження (явні теплонадходження без урахування тепловтрат через огорожувальні конструкції), кДж/год.

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пр.осв.}} + Q_{\text{обл.}} + Q_{\text{люд}}^{\text{об}} + Q_{\text{с.р.}} - Q_{\text{ох.}}. \quad (4.2)$$

Теплонадлишки, виражені у ватах, повинні бути перераховані в кДж/год множенням на коефіцієнт 3,6.

c – питома теплоємність повітря, рівна 1,005 кДж/(кг °С);

$t_{\text{виг}}$ – температура витяжного повітря, °С;

$t_{\text{пр}}$ – температура припливного повітря, °С;

ρ – густина повітря, кг/м³.

Щоб одержати повітрообмін, приведений до стандартних умов, слід приймати $\rho = 1,2$ кг/м³.

Температура $t_{\text{виг}}$ у випадку витяжки з робочої зони приймається рівною температурі $t_{\text{в}}$, що обслуговується. Проте якщо витяжка буде проводитися з верхньої зони, то варто врахувати підвищення температури з висотою. Для громадських та адміністративних споруд рекомендується температуру верхньої зони $t_{\text{виг}}$ визначати з рівняння

$$t_{\text{виг}} = t_{\text{вн}} + a \cdot (H - 2), \quad (4.3)$$

де $t_{\text{вн}}$ – температура внутрішнього повітря, °С;

H – висота помешкання, м;

a – градієнт температури по висоті, °С/м;

2 – висота зони, яка обслуговується, м ($H_{\text{оз}}=1,5$ м, коли люди сидять).

При цьому градієнт температури по висоті для вказаних споруд дозволяється приймати рівним $0,5 \text{ }^\circ\text{C}/\text{м}$. Більш обґрунтоване його значення можна з'ясувати за джерелом [10, с. 93].

Для деяких приміщень, наприклад глядацьких залів, норми [11] установлюють визначення $t_{\text{вн}}$ ($^\circ\text{C}$) як

$$t_{\text{вн}} = t_{\text{вн}} + 3. \quad (4.4)$$

Розрахунок на видалення тепловиделиків для помешкань адміністративних будинків необхідно проводити окремо для холодного й теплого періодів року.

Холодний період року. У холодну пору року джерелами теплонаходжень у приміщенні є люди, система опалення та електричне освітлення. В окремих приміщеннях можуть бути додаткові джерела тепла: кухонні плити, лабораторні печі й т.п. Теплонаходження від сонячної радіації у холодний період року не враховується. Якщо в завданні до проектування вказується, що опалення помешкання в часи максимальних теплонаходжень може бути відключено, то для одержання $Q_{\text{явн}}$ від загальних теплонаходжень необхідно відняти тепловтрати. Проте в більшості випадків опалення не вимикається. Тоді опалення приблизно компенсує тепловтрати і залишаються теплонаходження від людей, електричного освітлення та обладнання.

Теплонаходження від людей можуть прийматися за довідниками [14, с.30] або [15, с.62]. Електричне освітлення повинне враховуватися тільки в тому випадку, якщо воно буде постійно ввімкнене. При цьому $Q_{\text{осв}} = N_{\text{уст}}$, кВт, де $N_{\text{уст}}$ – установлена потужність освітлювального обладнання в приміщенні.

У холодну пору року внутрішню температуру в зоні, що обслуговується, $t_{\text{оз}} = t_{\text{вн}}$ при розрахунку на видалення тепла варто приймати на верхній межі допустимої, тобто рівною $22 \text{ }^\circ\text{C}$ [1, додаток 1*].

Температуру припливного повітря $K_{\text{пп}}$ у холодний період року проектувальник може вибрати на свій розсуд, але з урахуванням максимально допустимої різниці температур $\Delta t_{\text{дон}}$, бо, з одного боку, зовнішнє повітря може бути підігріте до будь-якої температури (чим нижчою вибрати цю температуру, тим меншим утвориться необхідний повітрообмін), а з іншого боку, занадто низька температура припливного повітря може викликати в людей відчуття холоду.

Орієнтовно різницю між внутрішньою температурою для одержання $t_{\text{вн}}$ та температурою $t_{\text{пп}}$ можна приймати за таблицею 4.2.

Більш обґрунтовано різницю температур $t_{\text{вн}} - t_{\text{пп}}$ можна вибрати, якщо зробити розрахунок повітророзподілення в приміщенні, при якому виявляється швидкість і надлишкова температура в місцях, де струмінь може впливати на людину.

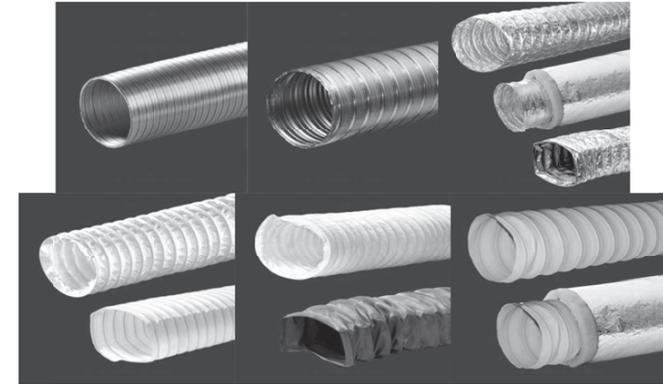


Рис. 8.11. Види сучасних полегшених повітропроводів

Для зручності монтажу і кріплення повітропроводів до огорожувальних конструкцій, крім того, пропонується ціла низка пристосувань та систем, які наведено на рисунку 8.12.



Рис. 8.12. Елементи кріплення фасонних частин систем вентиляції

8.7. Внутрішні повітророзподільвачі, перегічні пристрої та аксесуари

У припливних і витяжних вентиляційних системах повітря не тільки треба підготувати та дотранспортувати (в першому випадку) чи «забрати» й видалити з приміщення (у другому), але перед проектувальником стоїть також і задача адаптувати кінцеві елементи до загальної концепції системи в цілому та до внутрішнього оздоблення приміщення чи будівлі зокрема.

Продовження таблиці 8.3

1	2	3	4	5	6	7	8
400 x 500	0,2	1800	1,8	1000 x 1250	1,25	4500	4,5
400 x 600	0,24	2000	2	1000 x 1600	1,6	5200	5,2
400 x 800	0,32	2400	2,4	1000 x 2000	2,9	6000	6
500 x 500	0,25	2000	2	1250 x 1250	1,56	5000	5
500 x 600	0,3	2200	2,2	1250 x 1600	2	5700	5,7
500 x 800	0,4	2600	2,6	1250 x 2000	2,5	6500	6,5
500 x 1000	0,5	3000	3	1600 x 1600	2,56	6400	6,4
				1600 x 2000	3,2	7200	7,2

Примітка. Товщину листової сталі для повітроводів прямокутного перерізу рекомендується приймати залежно від розмірів більшої сторони, мм: до 250 – 0,5; 300 – 1000 – 0,7.

Таблиця 8.4

Розміри і маса прямокутних повітроводів з вініласту

А	Б	Площа поперечного перерізу, м ²	Периметр, м	Площа поверхні 1 м, м ²	d _{екв} , мм	Маса, кг, 1 м повітроводу з вініласту товщиною		
						2 мм	3 мм	4 мм
100	160	0,016	520	0,52	125	1,42		
100	200	0,02	600	0,6	140	1,66		
160	200	0,032	720	0,72	180	1,98		
200	250	0,05	900	0,9	225			
200	400	0,08	1200	1,2	280		4,95	
250	400	0,1	1300	1,3	315		5,4	
250	500	0,125	1500	1,5	315			8,25
400	500	0,2	1800	1,8	450			9,96
400	800	0,32	2400	2,4	500			13,29
500	800	0,4	2600	2,6	630			14,4
500	1000	0,5	3000	3	630			16,65

Останнім часом у системах вентиляції впроваджують декілька типів повітроводів круглого та прямокутного перетину з оцинкованої сталі та інших матеріалів, які представлено на рисунках нижче (рисунок 8.11):

На початковому етапі можна визначити повітрообмін за теплому холодний період року, користуючись таблицею 4.2. Остаточний вибір цього повітрообміну доцільно зробити після розрахунку повітророзподілення (див. розділ 6.2 цього видання).

Таблиця 4.2

Максимально допустима різниця температур $t_{\text{вн}} - t_{\text{нр}}$, °С при випусканні холодного повітря у верхню зону приміщення

Висота помешкання	Спосіб випускання повітря	
	Під стелею через решітку в стіні	Через повітророзподільник на стелі
3	3	4
4	5	6
5	6	7
6	7	8

Приклад 1. Визначити необхідний повітрообмін за теплом у холодний період року для лекційного залу на 200 чоловік у м. Полтава. Потужність електричного освітлення – 3,0 кВт. Опалення при заповненні аудиторії не вимикається. Витяжка проводиться з верхньої зони на висоті 6 м від підлоги. Припливне повітря подають у верхню зону через решітки в стіні.

Температуру в зоні, що обслуговується, приймемо + 22°С як верхню межу допустимої. Тепловиділення людьми знаходимо в роботі [14, с. 30] або [15, с.62]. Прирівнюючи розумову роботу до легкої фізичної та інтерполюючи, одержимо явні тепловиділення однією людиною $68 \cdot 4,19 = 306$ кДж/год. Загальні явні теплонадлишки становитимуть $306 \cdot 200 + 3000 \cdot 3,6 = 72000$ кДж/год. Температура повітря, яке видаляється з верхньої зони, $t_{\text{внт}} = 22 + 0,5 \cdot (6 - 2) = 24$ °С. Температуру припливного повітря, керуючись таблицею 4.2, приймаємо $t_{\text{нр}} = 22 - 7 = 15$ °С. Тоді необхідний повітрообмін визначається за формулою (4.1), м³/год,

$$L_Q = \frac{72000}{1 \cdot (24 - 15) \cdot 1,2} = 6667.$$

Теплий період року. Головними джерелами теплонадходжень є люди і сонячна радіація. Електричне освітлення повинне враховуватися лише в тому випадкові, якщо воно за часом може збігатися з іншими теплонадходженнями. Теплопередача через огороження за рахунок різниці температур внутрішнього й зовнішнього повітря при звичайній вентиляції не враховується. Температура в зоні, що обслуговується в

громадських будинках, приймається на 3°C вищою від температури зовнішнього повітря за параметрами А, але не вищою ніж 28 °С (відповідно до обов'язкового додатка 1* [1]) для районів із розрахунковою зовнішньою температурою повітря (за параметрами А) до 25°C. У місцевостях, де температура за параметрами А вища за 28°C, t_{en} , повинна бути не більше ніж на 3 °С вищою за зовнішню.

Розрахунок теплонадходжень від людей виконують так само, як для холодного періоду [15, с.62] або [14, с.30].

Визначення теплонадходжень від сонячної радіації розглянемо детальніше.

Сонячна радіація вносить тепло в будівлю через заклені поверхні та покриття будинку. Теплонадходження через вікна за рахунок сонячної радіації можуть розраховуватися за роботами [10, 15]. Із формул, наведених у цих джерелах, може бути складена одна формула, за якою можна розрахувати теплонадходження через застелення Q_o , Вт, для кожної години,

$$Q_o = [(q_{en} + q_{ep}) \cdot F_o^I \cdot K_1 \cdot K_2 + q_{ep} \cdot F_o^{II} \cdot K_1 \cdot K_2] \beta_{cs} \cdot a, \quad (4.5)$$

де q_{en} і q_{ep} – надходження тепла від прямої та розсіяної сонячної радіації в липні через вертикальне одинарне застелення: для будь-якої години доби. Воно може бути взяте з відповідних таблиць (наприклад, [15, табл. 2.16]). При подвійному застеленні вводиться коефіцієнт 0,9; при потрійному – 0,8; для склоблоків – 0,7;

F_o^I – площа прорізів, що освітлюються сонцем у розрахункову годину доби, м²;

F_o^{II} – площа прорізів, котрі знаходяться в тіні, м²;

K_1 – коефіцієнт, який ураховує забруднення атмосфери і наявність рам, може бути визначений із таблиці 2.17 [15, с. 56];

K_2 – коефіцієнт, що враховує забруднення вікон. Може бути встановлений із таблиці 2.17 [15, с.57];

β_{cs} – коефіцієнт променепроникності сонцезахисних пристроїв. Може бути визначений із таблиці 1.20 [15, с. 31];

a – коефіцієнт, що враховує акумулюючу спроможність внутрішніх поверхонь огорожень. Допускається в цьому проєкті приймати:

за наявності внутрішніх штор – 1,0;

за відсутності внутрішніх штор – 0,7.

Розрахунок за вищенаведеною формулою необхідно виконати для години, коли теплонадходження виявляться максимальними. При виконанні курсового проєкту дозволяється його визначати наближено, виходячи з орієнтації більшості вікон.

так званої покрівельної (чорної) сталі, вініпластові канали, текстильні та поліетиленові повітропроводи та ін.

Вибір стандартного розміру і відповідно кількість витяжних чи припливних каналів та повітропроводів вентиляційних систем залежить від призначення системи вентиляції, збудника руху повітря, його кількості та припустимої швидкості руху повітря в системі. Нижче в таблицях 8.2, 8.3, 8.4 наведено дані сортamentів каналів з цегли й прямокутних повітропроводів зі сталі та вініпласту.

Таблиця 8.2

Розміри каналів із цегли

Розмір		Площа поперечного перерізу, м ²	Розмір		Площа поперечного перерізу, м ²	Розмір		Площа поперечного перерізу, м ²
у цеглі	мм		у цеглі	мм		у цеглі	мм	
1/2 x 1/2	140 x 140	0,02	1 ^{1/2} x1 ^{1/2}	400 x 400	0,16	2 x 2 ^{1/2}	530 x 650	0,35
1/2 x 1	140 x 270	0,038	1 ^{1/2} x2	400 x 530	0,21	2x3	530 x 790	0,42
1 x 1	270 x 270	0,073	1 ^{1/2} x2 ^{1/2}	400 x 650	0,26	2x4	530 x 1060	0,56
1 x 1 ^{1/2}	270x400	0,111	1 ^{1/2} x3	400 x 790	0,32	2 ^{1/2} x2 ^{1/2}	650 x 650	0,43
1 x 2	270 x 530	0,143	2x3	530 x 530	0,28	2 ^{1/2} x3	650 x 790	0,52

Таблиця 8.3

Нормовані розміри прямокутних повітропроводів зі сталі

Внутрішній розмір, мм	Площа поперечного перерізу, м ²	Периметр, м	Площа поверхні, м ²	Внутрішній розмір, мм	Площа поперечного перерізу, м ²	Периметр, м	Площа поверхні, м ²
1	2	3	4	5	6	7	8
100 x 150	0,015	500	0,5	600 x 600	0,36	2400	24
150 x 150	0,0225	600	0,6	600 x 800	0,48	2800	28
150 x 250	0,0375	800	0,8	600 x 1000	0,6	3200	32
150 x 300	0,045	900	0,9	600 x 1250	0,75	3700	37
250 x 250	0,0625	1000	1	800 x 800	0,64	3200	32
250 x 300	0,075	1100	1,1	800 x 1000	0,8	3600	36
250 x 400	0,1	1300	1,3	800 x 1200	0,96	4000	4
250 x 500	0,125	1500	1,5	800 x 1600	1,28	4800	4,8
400 x 400	0,16	1600	1,6	1000 x 1000	1	4000	4

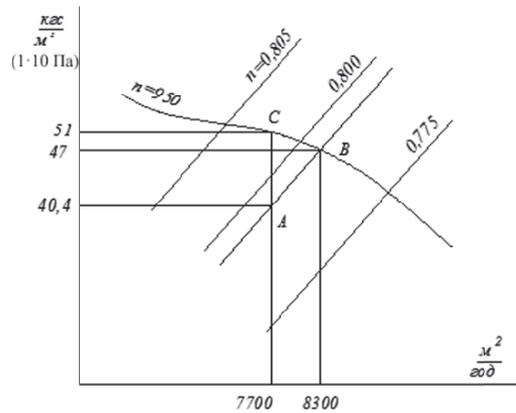


Рис.8.10. Знаходження робочої точки

У нашому випадкові витрата повітря під час роботи вентилятора на цю мережу відхилилася від необхідної менше ніж на 10%. Таке відхилення можна визнати допустимим. При відхиленні, більшому ніж на 10%, потрібно скоригувати аеродинамічний розрахунок мережі таким чином, щоб точка А лягла на точку характеристики вентилятора С (див. рисунок 8.10), чи спробувати підібрати вентилятор з іншою робочою характеристикою.

3. Записуємо позначення вентагрегата. У цьому випадку воно А 6.3 100-1. Розшифрування цього позначення можна знайти у довіднику [12, с. 388]: вентилятор ВЦ 4-75, № 6,3, з нормальним колесом ($1,0 \cdot D_n$), на одному валу з електродвигуном 4А 100 В6; електродвигун потужністю 2,2 кВт із частотою обертання 950 об/хв; габаритні розміри вентагрегату за довідником [12, с. 389]. Розшифрування позначення повинно бути наведено в специфікації устаткування.

У випадку відсутності в каталозі вентилятора на великий тиск чи витрати повітря або для підвищення надійності вентилятори можуть встановлюватися послідовно чи паралельно.

8.6. Вентиляційні канали та повітропроводи

У сучасних системах вентиляції залежно від об'єкта будівництва, його конструктивних особливостей, технологічних або санітарно-гігієнічних вимог або побажань замовника можуть використовуватися: канали з цегли (для будівель, які відповідно мають внутрішні несучі стіни (мін 380 мм) з цегли) або приставні чи підвісні системи з оцинкованої або

При виконанні дипломного проекту розрахунковий час необхідно з'ясувати, порівнюючи результати розрахунку для декількох різних часових проміжків.

За необхідності отримане у ватах значення Q_o повинне бути переведеним у кДж/год шляхом множення на коефіцієнт 3,6.

Теплонадходження через покриття за рахунок сонячної радіації при звичайній вентиляції враховуються за їх середньодобовим значенням.

Підрахунки ведуть за формулами:

$$Q = \frac{F}{R_o} \cdot (t_3^{ym} - t_{вз}); \quad (4.6)$$

$$t_3^{ym} = t_3 + \frac{\rho I_{сер}}{\alpha_z}; \quad (4.7)$$

$$\alpha_z = (5 + 10\sqrt{v}) 1,16, \quad (4.8)$$

де F – площа покриття покрівлі, m^2 ;

R_o – термічний опір конструкцій покрівлі, $m^2/^\circ C \cdot Вт$;

α_z – коефіцієнт теплообміну біля горизонтальної зовнішньої поверхні, $Вт/m^2 \cdot ^\circ C$;

$t_{вз}$ – розрахункова температура верхньої зони приміщення для теплого періоду року, $^\circ C$;

ρ – коефіцієнт теплопоглинання матеріалу покрівлі (приймається за нормами [5, додаток 7]);

$I_{сер}$ – середній добовий тепловий потік на горизонтальну поверхню в липні, $Вт/m^2$ [10, табл. 2.12];

v – розрахункова швидкість вітру в липні приймається за нормами [2] чи [1, додаток 8*].

Приклад 2. Визначити необхідний повітрообмін по теплу в теплий період року в лекційному залі прикладу 1. Максимальні теплонадходження від сонячної радіації через вікна становлять 24000 кДж/год, а середньодобові теплонадходження через покриття – 10000 кДж/год. Припливне повітря подається в приміщення без оброблення.

Розв'язання. Зовнішня температура за параметрами А для Полтави $t_3^A = 24,5^\circ C$ [1, додаток 8*]. Отже, температура зони, що обслуговується, дорівнює $t_{вн} = 24,5 + 3 = 27,5^\circ C$. Температура верхньої зони за формулою (4.3) при градієнті $0,5^\circ C/m$ виявиться $t_{вм} = 29,5^\circ C$. Явні тепловиділення однією людиною при температурі $27,5^\circ C$ і розумовій роботі за довідником [14, с. 30] становлять 42 ккал/год або 189 кДж/год. Тоді загальні явні тепло

надлишки – $189 \cdot 200 + 2400 + 10000 = 71800$ кДж/год. Необхідний повітрообмін за формулою (1) дорівнюватиме, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$L_Q = \frac{71800}{1,005 \cdot (29,5 - 24,5) \cdot 1,2} = 11970.$$

Розрахунок на видалення вологи

Необхідний повітрообмін для видалення вологи $L_W, \text{м}^3/\text{год}$, визначають за формулою

$$L_W = \frac{W}{(d_{\text{внт}} - d_{\text{пр}}) \cdot 1,2}, \quad (4.9)$$

де W – кількість вологи, що виділяється в помешкання, г/год.;

$d_{\text{внт}}$ – вологоутримання повітря, що видаляється, г/кг;

$d_{\text{пр}}$ – вологоутримання вхідного повітря, г/кг;

1,2 – густина повітря в стандартному стані, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Звичайним джерелом вологовиділень у помешканні є люди. Кількість вологи, що виділяється людиною, залежить від виду виконуваної роботи й температури і може бути визначена за джерелом [14, с. 30] або [15]. Вологоутримання припливного повітря $d_{\text{вх}}$, якщо зовнішнє подається в приміщення без будь-якого вологісного оброблення, приймається рівним вологоутриманню зовнішнього повітря. Вологоутримання витяжного повітря при витяжці з нижньої зони дорівнює вологоутриманню повітря обслуговуваної зони $d_{\text{вн}}$. Останнє може бути визначене, виходячи з температури $t_{\text{вн}}$ до максимально допустимої відносної вологості, що для громадських та адміністративних будинків для всіх періодів року становить 65% [1, додаток 1*].

Проте у випадку витяжки з верхньої зони $d_{\text{внт}}$ буде вищим, ніж $d_{\text{вн}}$. У цьому випадкові вологоутримання верхньої зони знаходять, виходячи з припущення, що зміна вологоутримання по висоті помешкання підпорядкована тому ж закону, що і зміна температури, інакше кажучи, що має місце рівність

$$\frac{d_{\text{вн}} - d_{\text{внт}}}{d_{\text{внт}} - d_{\text{пр}}} = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{пр}}}{t_{\text{внт}} - t_{\text{пр}}}. \quad (4.10)$$



Рис. 8.9. Види еластичних вставок

Якщо в системі можливі невраховані втрати або підсоси повітря через нещільності у повітроводах (наприклад, при прокладанні магістральних повітроводів по підвалах чи горищах), то розрахункові витрати повітря необхідно приймати із запасом 10 – 15%. Як підбирати вентилятор, покажемо на такому прикладі.

Нехай вентиляційна мережа повинна пропускати витрати повітря $7000 \text{ м}^3/\text{год}$, причому, відповідно до аеродинамічного розрахунку, загальний опір мережі становить 360 Па . З огляду на можливі нещільності повітроводів, будемо вентилятор підбирати на продуктивність і тиск, узяті із запасом 10%. Тоді розрахункова продуктивність вентилятора виявиться $1,1 \cdot 7000 = 7700 \text{ м}^3/\text{год}$, а тиск – $1,1 \cdot 360 = 396 \text{ Па}$. Оскільки в підручнику [12] тиски дані в $\text{кгс}/\text{м}^2$, переведемо необхідний тиск у цю одиницю вимірювання: $\frac{396}{9,81} = 40,4 \text{ кгс}/\text{м}^2$.

Далі порядок дій такий.

1. Послідовно наносимо точку $L = 7700 \text{ м}^3/\text{год}$, $P = 40,4 \text{ кгс}/\text{м}^2$ (точка А) на характеристики вентиляторів ВЦ 4-75 різних номерів і вибираємо той номер, для якого точка буде відповідати найбільшому ККД вентилятора. У цьому випадку це буде вентилятор № 6.3 [12, с. 385, рис. 1.16].

Як бачимо з рисунка, ці вентиляційні агрегати випускають тільки з кількістю обертів за хвилину 950 і 1450. Найближче до нашої точки проходить лінія 950 об/хв, отже, приймається вентилятор № 6.3 із частотою обертів 950 об/хв.

2. Оскільки наша точка А не лягла точно на лінію 950 об/хв, потрібно знайти точку спільної роботи вентилятора й мережі накладенням характеристики мережі. Для побудови останньої через нашу точку проводимо пряму, паралельну лініям ККД, до перетину з кривою 950 об/хв. Точка перетинання В і буде робочою точкою. Їй відповідає витрата $8300 \text{ м}^3/\text{год}$ та тиск $47 \text{ кгс}/\text{м}^2$. Рисунок характеристики, що пояснює положення робочої точки, має бути наведений у пояснювальній записці (див. рисунок 8.10).

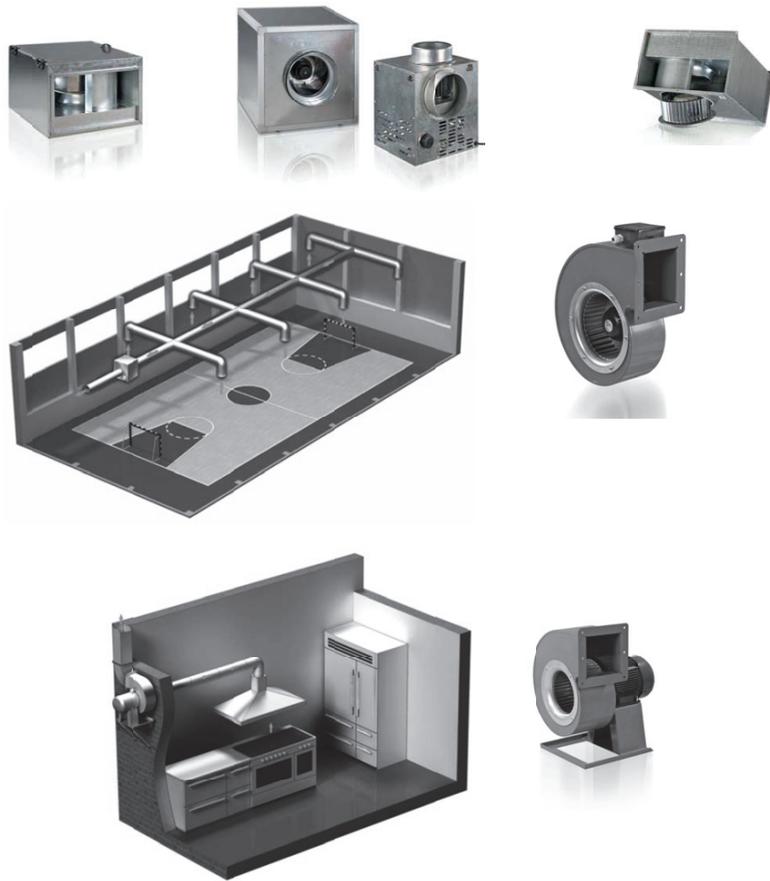


Рис. 8.8. Радіальні вентилятори та приклади їх встановлення

Для зменшення можливих розгерметизацій чи руйнувань окремих елементів систем вентиляції внаслідок вібрації, що може виникати під час роботи вентиляторів, у сучасних системах вентиляції застосовують так звані еластичні вставки між усмоктуючим та нагнітаючими патрубками вентиляторів і приєднувальними повітропроводами та іншим устаткуванням круглої й прямокутної форми (рисунок 8.9):

Відношення $\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{пр}}}{t_{\text{внт}} - t_{\text{пр}}}$ у вентиляційній техніці позначають буквою m .

Якщо воно обчислене, то вологоутримання повітря, що виходить, знайдемо з виразу

$$d_{\text{внт}} = d_{\text{пр}} + \frac{d_{\text{вн}} - d_{\text{пр}}}{m}. \quad (4.11)$$

Найбільший повітрообмін за вологою за формулою (8) буде одержаний при найвищому вологоутриманні зовнішнього повітря. Тому розрахунковим станом у холодний період року буде стан при зовнішній температурі $+8^{\circ}\text{C}$ й ентальпії $I_3=22,5$ кДж/кг, а в теплий період – при зовнішніх параметрах А. Розрахунки на видалення вологи необхідно виконувати для обох цих випадків.

Холодний період року. У холодний період року температура помешкання $t_{\text{вн}}$ може знаходитися в межах $18 - 22^{\circ}\text{C}$. Оскільки від цієї температури залежить $d_{\text{внт}}$, а також вологовиділення людьми, то необхідний повітрообмін за вологою для різних температур $t_{\text{вн}}$ буде відмінним. Як показують розрахунки, найбільшим він буде при нижчих значеннях $t_{\text{вн}}$. Проте розходження невеликі, й для спрощення можна приймати температуру $t_{\text{вн}}$ такою ж, як при розрахунках за теплом, тобто 22°C .

Приклад 3. Визначити необхідний повітрообмін за вологою в холодний період року в лекційному залі для прикладу 1.

Розв'язання. Вологовиділення однією людиною при $t_{\text{вн}}=22^{\circ}\text{C}$ за довідником [14, с. 30] становить 91 г/год, вологоутримання припливного повітря при зовнішній температурі $+8^{\circ}\text{C}$ і ентальпії 22,5 кДж/кг становитиме 5,4 г/кг (див. додаток А « $I-d$ -діаграма вологого повітря»). Вологоутримання повітря робочої зони при $t_{\text{вн}}=22^{\circ}\text{C}$ та $\phi=65\%$ становитиме $d_{\text{вн}}=10,9$ г/кг. Для знаходження вологоутримання повітря, що виходить, розрахуємо за даними прикладу 1 параметр m :

$$m = \frac{22 - 15}{24 - 15} = 0,78.$$

Тоді за формулою (4.11) вологоутримання, г/кг,

$$d_{\text{внт}} = 5,4 + \frac{10,9 - 5,4}{0,78} = 12,5.$$

Необхідний повітрообмін за вологою визначаємо за формулою (4.9)

$$L_w = \frac{91 \cdot 200}{(12,5 - 5,4) \cdot 1,2} = 2136, \text{ м}^3/\text{год.}$$

Приклад 4. Визначити необхідний повітрообмін для видалення вологи в теплий період року для лекційного залу прикладу 1.

Розв'язання. Температура зони, що обслуговується, відповідно до прикладу $2t_{\text{вн}}=27,5$ °С. Вологовиділення однією людиною при цій температурі за довідником [14, с. 30] становить 122 г/год. Коефіцієнт m у літніх умовах буде дорівнювати (див. приклад 2)

$$m = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{нр}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{нр}}} = \frac{27,5 - 24,5}{29,5 - 24,5} = 0,6.$$

Для Полтави літні параметри А відповідно до норм [1, додаток 8*] дорівнюють: температура $t_3^A=24,5$ °С, ентальпія $I_3^A=53,6$ кДж/кг. За цими двома параметрами за допомогою $I-d$ -діаграми знаходимо вологоутримання вхідного повітря $d_{\text{нр}}=11,5$ г/кг. Вологоутримання робочої зони при температурі $27,5$ °С і відносній вологості $\phi = 65\%$ становитиме $d_6= 15$ г/кг (див. $I-d$ -діаграму додатка А). Тоді вологоутримання повітря, що виходить, дорівнюватиме, г/кг,

$$d_{\text{внт}} = 11,5 + \frac{15 - 11,5}{0,5} = 17,3.$$

Необхідний повітрообмін за формулою(4.9), $\text{м}^3/\text{год}$,

$$L_w = \frac{122 \cdot 200}{(17,3 - 11,5) \cdot 1,2} = 3822.$$

Розрахунок на видалення шкідливих газів

У житлових, громадських та адміністративних будинках основним джерелом забруднення повітря є люди, причому ступінь забруднення оцінюють за концентрацією вуглекислого газу. Повітрообмін $L_z, \text{м}^3/\text{год}$, повинен бути достатнім, щоб розбавляти вуглекислий газ до допустимої концентрації. Формула розрахунку має вигляд

$$L_z = \frac{Z}{K_{\text{внт}} - K_{\text{нр}}}, \quad (4.12)$$

де Z – кількість газів (у цьому випадкові вуглекислого), що виділяються за одиницю часу, мг/год, може прийматися за таблицею 4.3;



Рис. 8.7. Канальні вентилятори та приклади їх встановлення

– для припливних систем – радіальні виконання 1 (тобто з єдиним для робочого колеса та електродвигуна валом у вигляді готових вентиляторних агрегатів чи комплектів, що складаються з вентилятора й електродвигуна, змонтованих на загальній рамі (рисунок 8.8)).

вентилятор, працюючи на цю систему, давав необхідну продуктивність і тиск при максимальному значенні його ККД.

При виконанні проектів із вентиляції рекомендується вибирати вентилятори:

- при встановленні витяжних вентиляторів на горищі та при нерозгалуженій мережі витяжних повітропроводів – осьові вентилятори (рисунок 8.6);

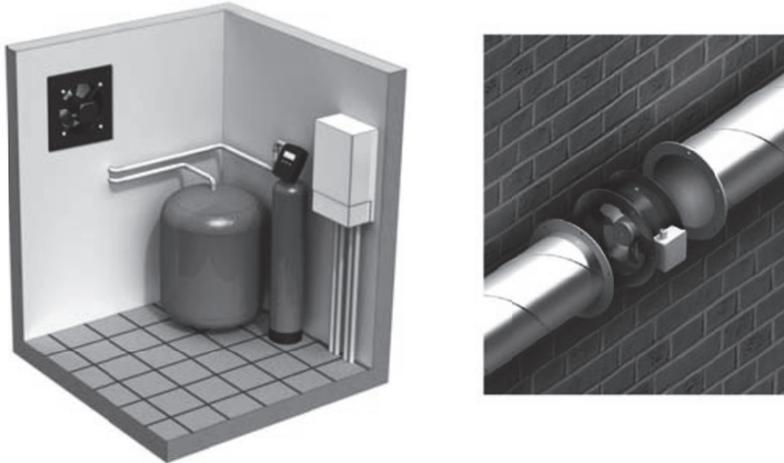


Рис. 8.6. Осьові вентилятори та приклади їх встановлення

- при розгалуженій мережі витяжних повітропроводів – каналні радіальні (рисунок 8.7);

$K_{внт}$ – концентрація газів у повітрі, яке видаляється з приміщення, $\text{мг}/\text{м}^3$, що у громадських та адміністративних будинках може прийматися рівною максимально допустимій концентрації;

$K_{пр}$ – концентрація газів у припливному (зовнішньому) повітрі, $\text{мг}/\text{м}^3$.

Значення допустимої концентрації та концентрації в зовнішньому повітрі може бути прийняте за таблицею 4.4. Розрахунок доцільно вести також за роботою [11, с. 37]. Незалежно від результатів розрахунку за вуглекислим газом, витрати свіжого повітря не повинні бути менші за $20 \text{ м}^3/\text{год}$ ($60 \text{ м}^3/\text{год}$) на 1 людину (див. вимоги [1, додаток 19*]).

Таблиця 4.3

Виділення вуглекислого газу однією людиною

Вік і стан людини	Виділення CO_2 , $\text{мг}/\text{год}$
Доросла людина в стані спокою	45000
Те ж, але в стані легкої фізичної роботи	50000
Діти до 12 років	24000

Таблиця 4.4

Концентрація вуглекислого газу в повітрі, $\text{мг}/\text{м}^3$

Концентрація в зовнішньому повітрі:	
у сільській місцевості	700
у невеличких містах	800
у великих містах	1000
Гранично допустимі концентрації в громадських будинках, $\text{мг}/\text{м}^3$	
При постійному перебуванні людей	2000
при тривалості перебування 8 год/добу	2500
при короткочасному перебуванні (кінотеатр)	3900

Приклад 5. Визначити необхідний повітрообмін за вуглекислим газом для лекційної зали прикладу 1.

Розв'язання. Якщо порівнювати розумову роботу до легкої фізичної, то виділення вуглекислоти однією людиною становить $50000 \text{ мг}/\text{год}$ (див. табл. 4.3). Максимально допустима концентрація вуглекислоти в залі при короткочасному перебуванні людей згідно з таблицею 4.4 становить $K_{внт}=3900 \text{ мг}/\text{м}^3$, а в припливному повітрі $K_{пр}=1000 \text{ мг}/\text{м}^3$. Концентрацію у верхній зоні, де забирається витяжне повітря, в разі відсутності даних про розподіл концентрації по висоті, приймаємо рівною концентрації в зоні, що обслуговується. Тоді за формулою (4.12) одержимо, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$L_z = \frac{50000 \cdot 200}{3900 - 1000} = 3448$$

Цей повітрообмін буде однаковим для всіх періодів року. Оскільки мінімальний повітрообмін становить $20 \text{ м}^3/\text{год.}$ на одну людину, тому остаточно приймаємо повітрообмін $20 \cdot 200 = 4000 \text{ м}^3/\text{год.}$

4.3. Вирішення питання про застосування рециркуляції повітря

Вибір продуктивності вентиляційних пристроїв

Виходячи з величини повітрообміну для холодного періоду року, вирішується питання про доцільність застосування в цей час часткової рециркуляції з метою заощадження енергоносіїв. Якщо повітрообмін за теплом більший, ніж за газами і вологою, то кількість зовнішнього повітря повинна бути взята за газами або за вологою (більша з двох), а загальна кількість припливного повітря доведена до необхідної за теплом за рахунок додавання рециркуляційного повітря. Такий прийом дозволяє скоротити витрати тепла на підігрів припливного повітря. Але в деяких випадках у громадських спорудах і будинках (лікарні, їдальні) застосування рециркуляції заборонено нормами [8].

Якщо повітрообмін для теплого періоду значно перевищує повітрообмін холодного періоду і якщо влітку можна здійснити приплив через вікна, то доцільно продуктивність припливної установки вибирати за холодним періодом, а літній повітрообмін забезпечити роботою лише витяжних систем, які у цьому випадку повинні бути механічними.

Якщо приміщення має вікна у двох протилежних стінах, то в теплий період року часто можна обійтися наскрізним провітрюванням. У цьому випадку витрати повітря всіх вентиляційних пристроїв вибирають за холодним періодом року.

Якщо вікна виходять на гучну або забруднену вулицю, то відчинення вікон улітку небажане.

Приклад 6. Визначити допустимі межі рециркуляції та вибрати продуктивність вентиляційного обладнання для лекційного залу, що розглядався в прикладах 1 – 5. Урахувати, що в теплий період допустиме відчинення вікон в одній зі стін.

Розв'язання. Результати розрахунків повітрообміну зводимо в таблицю 4.5. У холодний період зовнішнє повітря належить підігрівати, затративши на це тепло. Проте менше ніж $4000 \text{ м}^3/\text{год.}$ зовнішнього повітря подавати не можна, інакше концентрація вуглекислого газу перевищить допустиму. Тому приймаємо витрати зовнішнього повітря $4000 \text{ м}^3/\text{год.}$ Усього припливного повітря за умови боротьби з теплонадлишками повинно бути $6670 \text{ м}^3/\text{год.}$ Довести витрати припливного повітря до цього значення доцільно, застосувавши рециркуляцію в кількості $6670 - 4000 = 2670 \text{ м}^3/\text{год.}$

або номер калорифера і провести повторний розрахунок.

Опір проходу повітря калориферної установки визначають залежно від ρ [14, табл. 7.31] з урахуванням кількості рядів калориферів за напрямком руху повітря.

Фірма «ВЕНТС» виготовляє декілька типів калориферів, які представлено на рисунках нижче:



Рис. 8.5. Різновиди калориферів для систем вентиляції

8.5. Вентиляційні агрегати

У сучасних системах вентиляції за призначенням використовують *припливні, витяжні та рециркуляційні* вентиляторні агрегати. Незалежно від призначення конструктивно вони можуть бути: *радіальними* (відцентровими), *осьовими*, або *канальними* (що конструктивно можуть бути як радіальними, так і осьовими).

При підборі вентилятора визначають його тип і номер, частоту обертання вала та потужність електродвигуна, діаметр робочого колеса і коефіцієнт корисної дії. Вибір повинен бути зроблений так, щоб

$$W = \frac{3,6 \cdot Q}{3600 \cdot 1000 \cdot c_{нов} \cdot n \cdot f_{ТР} \cdot (t_{Г} \cdot t_{ЗВ})}, \quad (8.10)$$

де Q – витрата тепла на підігрів припливного повітря, Вт;
 $c_{нов}$ – теплоємність води, яка дорівнює 4,19 кДж/(кг⁰С);
 n – кількість калориферів, увімкнених паралельно по теплоносію;
 $f_{ТР}$ – живий переріз трубок калориферів по воді, м²;
 $t_{Г}$, $t_{ЗВ}$ – температура води в подавальній і зворотній магістралях відповідно, ⁰С.

Необхідна площа поверхні нагрівання калориферної установки F_y , м²,

$$F_y = \frac{Q}{K \cdot (T_{сер} - t_{сер})}, \quad (8.11)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі калорифера, Вт/(м²⁰С);
 $T_{сер}$ – середня температура теплоносія, ⁰С,

$$T_{сер} = \frac{t_2 + t_0}{2}, \quad (8.12)$$

$t_{сер}$ – середня температура повітря, яке проходить через калорифер, ⁰С,

$$t_{сер} = \frac{t_n + t_k}{2}. \quad (8.13)$$

Загальна кількість калориферів n (у шт.) дорівнює

$$n = \frac{F_y}{F_k}, \quad (8.14)$$

де F_k – площа поверхні нагрівання одного калорифера, прийнятого в розрахунку, м².

При підборі калориферів запас на розрахункову площу поверхні нагрівання обчислюють за формулою

$$\frac{F_k \cdot n - F_y}{F_k \cdot n} \cdot 100\%. \quad (8.15)$$

При запасі, більшому ніж 10%, необхідно застосувати іншу модель

Отже, в холодний період потрібна припливна установка продуктивністю 6670 м³/год, а витяжна продуктивністю 4000 м³/год.

Таблиця 4.5

Зведення результатів розрахунків у прикладах 1 – 5

Період року	Необхідний повітрообмін, м ³ /год		
	За явним теплом	За вологою	За вуглекислотою
Холодний	6670	2136	4000
Теплий	11970	3822	4000

У теплий період року необхідна витяжна установка продуктивністю 11970 м³/год, припливна ж не потрібна взагалі, оскільки подача повітря може здійснюватися через вікна.

Остаточний висновок: потрібна припливна установка продуктивністю 6670 м³/год, витяжних установок доцільно мати дві, продуктивністю по 6000 м³/год кожна.

4.4. Побудова вентиляційного процесу на I-d-діаграмі

Оскільки прийняті витрати повітря більші, ніж необхідно за розрахунками на видалення вологи, то вологість у помешканні встановиться нижчою від граничнодопустимої. Знайти відносну вологість зони, що обслуговується, і верхньої зони простіше, побудувавши вентиляційний процес на I-d-діаграмі, наведеній у роботах [10, с. 26], [19, с. 22] або [14, с. 104].

Роблять це для розрахункового режиму в теплий період так (рис. 1, а):

1) наносять на діаграму точку зовнішнього повітря «З». Оскільки влітку припливне повітря тепловологісного оброблення, звичайно, не проходить, ця точка буде одночасно й точкою припливного повітря;

2) обчислюють тепловологісне відношення

$$\varepsilon = \frac{Q_n}{W} = \frac{Q_{явн} + 2,54 \cdot W}{W}, \quad (4.13)$$

де Q_n , $Q_{явн}$ – відповідно повні та явні теплонадлишки, кДж/год;
 W – вологонадходження, г/год;

3) за допомогою кутового масштабу I-d-діаграми через точку 3 проводять пряму з кутовим коефіцієнтом ε – вона і буде лінією вентиляційного процесу;

4) на перетині лінії процесу з ізотермою робочої зони відзначають стан повітря робочої зони (ВН), а на перетині з ізотермою верхньої зони – точку верхньої зони (ВЗ). Шукану вологість знаходять з $I-d$ -діаграми.

Приклад 7. Побудувати на $I-d$ -діаграмі розрахунковий вентиляційний процес у теплий період року для помешкання, розглянутого в прикладах 1–6.

Розв'язання. На діаграмі наносимо точку зовнішнього повітря 3, що має температуру $24,5^{\circ}\text{C}$ й ентальпію $53,6$ кДж/кг (див. приклад 4). Обчислюємо тепловологісне відношення

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{явн}} + 2,54 \cdot W}{W} = \frac{71800 + 2,54 \cdot 133 \cdot 200}{133 \cdot 200} = 5,24 \text{ кДж/г.}$$

Проводимо через точку 3 пряму з кутовим коефіцієнтом $5,24$ та відзначаємо точку перетину цієї прямої з ізотермою $24,5^{\circ}\text{C}$, одержуючи точку В, і з ізотермою $29,5^{\circ}\text{C}$, отримуючи точку ВЗ. Відносна вологість для точки В становить 55% , а для точки ВЗ – 52% .

Для холодного періоду року побудова процесу зміни стану повітря з рециркуляцією і без рециркуляції внутрішнього повітря наведена на рисунку 4.1, б.

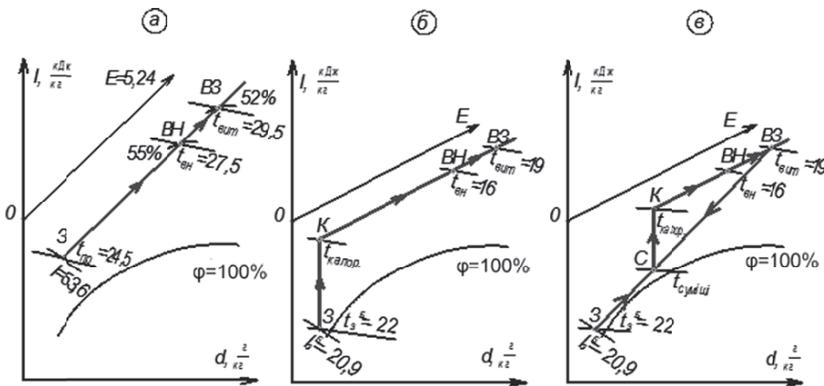


Рис. 4.1. Побудова вентиляційного процесу на $I-d$ -діаграмі:

а) для теплого періоду року; б) для холодного періоду року (без рециркуляції); в) для холодного періоду року (з рециркуляцією повітря)

2. Масова швидкість повітря має бути близька до оптимальної (при якій річні приведені витрати будуть мінімальними). При цьому бажано, щоб загальні втрати тиску по повітрю не перевищували 120 Па, а по воді – $0,5$ – $0,8$ м.в.ст.

3. Мінімальна швидкість руху води в трубах калорифера повинна бути не меншою ніж $0,12$ м/с [1, п. 4.73,а]. Параметри води як теплоносія можуть сягати значень від $95/70$ до $150/70$ $^{\circ}\text{C}$. При цьому перевагу необхідно надати багатоходовим калориферам із горизонтальним розміщенням труб.

Витрати тепла на нагрівання припливного повітря, W_t , визначають за формулою

$$Q = 0,287 \cdot L \cdot c \cdot \rho \cdot (t_k - t_3), \quad (8.7)$$

де L – кількість нагрітого (припливного) повітря, $\text{м}^3/\text{год}$;

c – масова теплоємність повітря, $\text{кДж}/(\text{кг}^{\circ}\text{C})$;

ρ – густина повітря при температурі t_k , $\text{кг}/\text{м}^3$;

t_k – кінцева температура повітря після калориферної установки, $^{\circ}\text{C}$;

t_3 – початкова (зовнішня) температура повітря, котру приймають за параметром клімату В, $^{\circ}\text{C}$.

Необхідна площа живого перерізу в калорифері для проходу повітря, м^2 ,

$$f_{\text{жс}} = \frac{L \cdot \rho}{3600 \cdot g \cdot \rho}, \quad (8.8)$$

де $g \cdot \rho$ – масова швидкість повітря, $\text{кг}/\text{м}^2\text{с}$, яку приймають за економічними міркуваннями в межах 3 – 8 $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$, для ребристих калориферів – 2 – 5 $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$.

За знайденим живим перерізом для проходу повітря, користуючись, наприклад, табличними даними джерела [14, табл. VII. 36] чи [15, табл. 4.37], вибирають модель, номер і кількість калориферів, що встановлюють паралельно до напрямку руху повітря, а також відповідну йому дійсну площу живого перерізу по повітрю f_d та живого перерізу труб по воді $f_{\text{тр}}$, м^2 .

За f_d уточнюють масову швидкість повітря, $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$,

$$g\rho = \frac{L \cdot \rho}{3600 \cdot f_d} \quad (8.9)$$

і розраховують швидкість води в трубах калорифера, м/с,

– за числом ходів теплообмінних трубок у напрямкові руху повітря: існують дворядні, трирядні (середні моделі) та чотирирядні (великі моделі);

– за використанням матеріалом: металеві та біметалічні;

– за видом теплообмінних трубок: гладкоствольні та з оребренням (пластинчастим, накатним чи спіральньо-навивним).

Вибір типу калорифера перш за все залежить від наявності того чи іншого джерела теплової енергії, тобто наявності водяної чи парової централізованої чи місцевої теплової мережі. Електрокалорифери використовують в умовах відсутності вказаних джерел теплоти або у випадку роботи установки в нічний час, за умови наявності в цій місцевості нічного тарифу споживання електроенергії.

При встановленні водяних та парових калориферів необхідно стежити за відповідним рівнем по горизонталі та вертикалі відповідно з метою запобігання накопиченню повітря. Для водяних калориферів зазвичай нижній патрубок використовують для приєднання подаючого трубопроводу теплової мережі. У парових калориферах рух теплоносія (пари) і відведення конденсату проводять за схемою зверху вниз.

У разі використання за лаштунками розрахунків двох та більшої кількості секцій калориферів схема компоновки в цілому калориферної установки може бути паралельною, послідовною й комбінованою як за теплоносієм, так і за повітрям, що проходить крізь установку.

При підборі калориферної установки визначається тип і номер калорифера чи декількох калориферів, які забезпечують потрібне нагрівання повітря. При проектуванні вентиляційних систем громадських та адміністративних будинків розрахунковими є зовнішні зимові температури за параметрами Б.

Одночасно вибирають схему з'єднання калориферів по повітрю і теплоносію та виявляють опір установки по повітрю й воді.

При теплоносії, котрим виступає вода, застосовують переважно багатогодові калорифери, для пари – лише одноходові. При виконанні проектів із вентиляції громадських та адміністративних будинків рекомендується вибирати калорифери марок КВС-П і КВБ-П, описаних у роботі [12, с. 422 – 424] або КСК [15, с. 235].

У випадках, коли використовують часткову рециркуляцію повітря, рекомендується рециркуляційне повітря вводити в припливну установку перед фільтром, а отже, до калорифера. При цьому початкова температура повітря, що нагрівається, повинна бути визначена як температура суміші зовнішнього і рециркуляційного повітря.

Калориферна установка може бути підібрана в декількох варіантах. Найкращий варіант має задовольняти три вимоги:

1. Поверхня калориферної установки повинна мати запас у межах від 0 до 10% (це вимога норм [1]).

4.5. Баланс припливу та витяжки по поверххах і по будівлі

Помешкання, для яких повітрообмін визначався розрахунком, також повинні бути записані в таблицю 4.1. Для приміщення, де повітрообмін обчислюють розрахунком, необхідно вказати його для холодного періоду року.

Після того, як у таблицю будуть занесені всі помешкання, що вентиліюються, потрібно додати повітрообмін по кожному поверху та по будинку в цілому, окремо по припливу й витяжці. Перевищення витяжки над припливом не повинне створювати підсмоктування зовнішнього повітря більше від півкратного, інакше в холодний період будинок буде переохолоджуватися зовнішнім повітрям, що підсмоктується. Тому при значному дисбалансі необхідно передбачити додаткову подачу припливного повітря в коридори або інші приміщення без шкідливих виділень, звідки це повітря могло б розподілятися в приміщення з переважанням витяжки.

Цю додаткову кількість повітря також слід записати до таблиці 4.1 і включити в результат щодо припливного повітря.

РОЗДІЛ 5. ОСОБЛИВОСТІ ВЕНТИЛЯЦІЇ ПРИМІЩЕНЬ ОБ'ЄКТІВ ГРОМАДСЬКОГО ТА ПРОМИСЛОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

5.1. Вимоги нормативної бази до систем вентиляції житлових та громадських споруд

Вибір систем вентиляції залежить від призначення будівлі та її об'єму, характеру шкідливостей, що виділяються, і вимог, котрі ставлять до системи вентиляції. Кількість вентиляційного повітря визначають за даними, наведеними у відповідних нормах, або на підставі розрахунку. За відсутності в списку таблиць необхідних приміщень у заданому типі будівлі температуру і повітрообмін потрібно приймати за аналогічними (або близькими до них) приміщеннями будівель іншого призначення. В усіх будівлях норму припливного повітря в м³/год (наведена в таблиці) дають за зовнішнім повітрям. Для систем загальнообмінної вентиляції, а також у приміщеннях з місцевими відсмоктувачами при кількості повітря, яка не перевищує загалом одноразовий повітрообмін, температура зовнішнього повітря приймається за параметрами А. Для припливних систем, компенсуючих витяжку з лабораторій, навчальних майстерень і

приміщень з місцевими відсмоктуваннями або з виділеннями шкідливостей, що не допускають зниження повітрообміну в приміщенні, температуру зовнішнього повітря приймають за параметрами Б.

Житлові будівлі (ДБН В.2.2-15-2005) обладнують витяжною природною каналною системою вентиляції, з пристроєм каналів у внутрішніх стінах. У квартирах з крізним або кутовим провітрюванням, а також в одно-, дво- і трикімнатних квартирах витяжна вентиляція здійснюється з убиралень, ванних або об'єднаних санітарних вузлів і кухонь.

У квартирах з чотирма й більше кімнатами без крізного або кутового провітрювання повинна бути передбачена витяжна вентиляція безпосередньо з житлових кімнат (не суміжних з кухнями і санвузлами), кухонь, санвузлів і ванн.

Механічну витяжну вентиляцію проектує в кухнях багатопверхових будівель для двох останніх поверхів, не обладнаних газовими водонагрівачами. У такому випадку потрібно передбачати встановлення індивідуальних вентиляторів з відокремленими каналами.

Штучну припливну вентиляцію влаштовують у будинках заввишки в три поверхи і більше, у кліматичних підрайонах з відносно високою температурою зовнішнього повітря в холодний період року. Калорифери повинні мати пристрої, що запобігають їх заморожуванню. У південних областях в житлових будівлях має передбачатися технічна можливість установа індивідуальних кондиціонерів або інших охолоджувальних пристроїв для зниження температури внутрішнього повітря до $+28^{\circ}\text{C}$, а також можливість установа в житлових кімнатах і кухнях фенів. Для притоку повітря в житлові кімнати і кухні у вікнах повинні влаштовуватися кватирки або фрамуги, що відчиняються.

Сходові клітки вентилюються через кватирки або фрамуги вікон, канали і шахти. Машинні приміщення ліфтів обладнують вентиляцією, що забезпечує температуру не вище ніж $+40^{\circ}\text{C}$. Норма повітрообміну для кухонь, де знаходяться газові плити, зберігається і при встановленні в них газових водонагрівачів, а газохід від водонагрівачів є одночасно додатковим витяжним каналом.

Гуртожитки мають бути забезпечені витяжною природною каналною вентиляцією в спальних кімнатах і в усіх підсобних приміщеннях, за винятком вестибуля. Штучна витяжна вентиляція для організації циркуляції повітря влаштовується у прасувальні, сушильні для одягу і взуття. Кількість повітря, що видаляється, в цих приміщеннях повинна бути більшою від приточування на $1/3$. Вентиляцію ізоляторів проектує витяжною, природною, з відокремленою системою.

Готелі (ДБН В.2.2-9-99) проектує, як правило, з природною витяжною в номерах. У будівельно-кліматичній зоні південних областей України допускається штучна витяжна вентиляція. У районах із

де c_1 – початкова концентрація пилу в повітрі, мг/м^3 ; E – ефективність фільтра в частках одиниці;
 t – кількість годин роботи припливної системи на добу, год.

Залишкову запиленість повітря після фільтра знаходимо за формулою, мг/м^3 ,

$$c_2 = c_1 \cdot (1 - E). \quad (8.6)$$

У наш час застосовують декілька типів сухих фільтрів, які представлено на рисунках 8.3, 8.4:

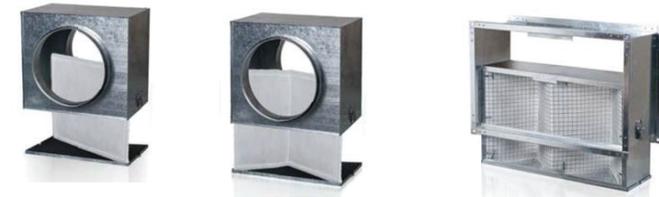


Рис. 8.3. Конструкції чарункових фільтрів



Рис. 8.4. Конструкції карманних фільтрів

8.4. Калориферні установки

Калорифери необхідні для нагрівання повітря, що подається у приміщення штучним способом (з використанням вентиляторів) у разі невідповідності температури зовнішнього повітря вимогам внутрішнього середовища. У сучасних системах вентиляції застосовують декілька головних типів калориферів, які можна було б класифікувати за такими ознаками:

- за теплоносієм: водяні, парові, електричні;
- за кількістю ходів теплоносія: одно- та багатоходові;

$$F_{\phi} = \frac{L}{q_{\phi}}, \quad (8.1)$$

де L – витрати фільтрувального (припливного) повітря, м³/год;
 q_{ϕ} – рекомендоване повітряне навантаження на 1 м² фільтрувальної поверхні, м³/м² [4, с.183 – 184].

Виходячи з питомого навантаження, необхідно визначити кількість стільників, з огляду на те, що робоча площа одного стільника – 0,22 м², і аеродинамічний опір фільтра у чистому стані, вважаючи його пропорційним квадрату навантаження. Отриманий опір заносять у бланк аеродинамічного розрахунку припливної системи, а сам фільтр зображують у масштабі на кресленні припливної камери.

При витратах повітря, більших ніж 20000 м³/год, доцільніше застосовувати самоочисні фільтри.

Кінцева пилоємність фільтра обчислюється за формулою, г/м²,

$$G_y = G_n \cdot g_0 / 100, \quad (8.2)$$

де g_0 – кінцева пилоємність фільтра у відсотках від номінальної;
 G_n – номінальна пилоємність фільтрувального матеріалу, г/м².

Питоме повітряне навантаження фільтра, м³/м²,

$$L_1 = \frac{L}{f}, \quad (8.3)$$

де L – витрати повітря, м³/год;
 f – площа фільтра, м².

Початкові втрати тиску на фільтрі (ΔP_n) можна визначити за діаграмою [10, рис. 4.3, с. 107] залежно від L_1 . Згідно з кінцевою пилоємністю (G_y) за [10, рис. 4.4, с. 108] визначають кінцеві втрати тиску ($\Delta P_K^{НОМ}$) при номінальному навантаженні та проскакуванні фільтра (1 – E , %). Кінцеві втрати тиску на фільтрі при заданих витратах повітря

$$\Delta P_K = \Delta P_K^{НОМ} \frac{L_1}{L_{НОМ}}, \quad (8.4)$$

де $L_{НОМ}$ – номінальне повітряне навантаження фільтрувального матеріалу, м³/м² [10, рис. 4.2]. Період роботи фільтра між регенераціями

$$Z = \frac{1000 \cdot G_y}{L_1 \cdot c_1 \cdot E \cdot t}, \quad (8.5)$$

зовнішньою температурою повітря (найбільш холодної п'ятиденки) –40° С і нижче слід передбачати штучну вентиляцію приточування з нагріванням, а за необхідності – із зволоженням зовнішнього повітря, що подається в холодний та перехідний періоди року. За наявності в номерах санітарних вузлів витяжну вентиляцію житлової частини номерів проєктують через санітарні вузли. У тамбурах головних входів готелів і ресторанів, розташованих у будівельно-кліматичних районах із зовнішньою температурою повітря (найбільш холодної п'ятиденки) - 15° С і нижче, влаштовують повітряно-теплові завіси з огорожею теплого повітря зі сторони вестибулів.

Адміністративні установи і проєктні організації (ДБН В.2.2-9-99) проєктують з припливно-витяжною вентиляцією з механічною спонкою. У будівлях, де працюють 600 чоловік і більше, а також у будівлях заввишки десять поверхів та вище, в кліматичних районах із розрахунковою зовнішньою температурою - 15° С і нижче (параметри Б) біля головних входів улаштовують повітряно-теплову завісу з огорожею повітря з верхньої зони вестибуля. Всі приміщення будівлі, за винятком конференц-залів, приміщень громадського харчування й комплексу кіноапарата, слід забезпечувати єдиною системою вентиляції приточування. Подача повітря приточування передбачається тільки в приміщення основного призначення (конференц-зали, обідні зали, кухні (за балансом, але не менше ніж 30%)) і вестибулі. У системах вентиляції приточування, як правило, влаштовують очищення, а в зимовий період також нагрівання і зволоження повітря.

Самостійні системи штучної вентиляції встановлюють для санітарних вузлів, холів, коридорів, курильних, приміщень громадського харчування, копіювально-розмножувальних служб, акумуляторних і кінопроєкційних.

Для конференц-залів передбачають самостійну систему природної витяжної вентиляції з пристроями проти перекидання тяги. Витяжку з кабінетів площею 24 м² і менше й із загальних робочих кімнат улаштовують витискуванням повітря через коридори з видаленням його через холи та санітарні вузли. У приміщеннях створюється підпір у розмірі 20% за балансом повітрообміну.

Повітрообмін у приміщеннях основного і допоміжного призначення організують за схемою «зверху-вгору», а в конференц-залах – «зверху-вниз-вверх» або «зверху-вниз». В адміністративних установах сільських населених пунктів допускається пристрій природної витяжної вентиляції.

У ІV кліматичному районі передбачається комфортне кондиціонування повітря. У інших кліматичних районах комфортне кондиціонування влаштовують тільки при техніко-економічному обґрунтуванні.

Для забезпечення в приміщеннях цілорічних комфортних умов повітряного середовища застосовують суміщені системи опалювання й

охолодження. Кондиціоноване повітря в конференц-зали підводиться через одноканальні системи низького тиску з рециркуляцією повітря, а для всієї будівлі – через одноканальні високошвидкісні системи з ежекційними приладами і централізованими джерелами тепло- та холодопостачання. До окремих груп приміщень (за завданням) можуть бути підведені двоканальні високошвидкісні системи кондиціонування повітря з апаратами змішувачів. У районах із сухим і жарким кліматом, при невеликому вологовиділенні в приміщеннях, слід застосовувати установки двоступінчастого випарного охолодження, а також двоступінчасті системи сухого охолодження повітря.

Припливно-витяжна вентиляція повинна забезпечувати: взимку – температуру 16 – 21°C (вологість повітря не нормується), рухливість повітря 0,15 м/с; улітку – температуру в основних приміщеннях не більше ніж на 3°C (у кухнях 5 °C) вищою від розрахункової зовнішньої вентиляційної температури за параметрами А, рухливість повітря 0,25 м/с (у кухнях 0,5 м/с). Системи кондиціонування повітря повинні забезпечувати: взимку – температуру 20 – 21°C, вологість повітря 45 – 50%, рухливість 0,15 м/с; улітку – температуру 23 – 26 °C, вологість 50 – 55%, рухливість 0,25 м/с. Кількість припливного повітря для основних приміщень визначають при зовнішній температурі +10°C, а витяжного – при розрахунковій літній вентиляційній температурі (параметр А). Додатковий повітрообмін організовується через вікна, а видалення повітря здійснюється вентилятором. Температура і повітрообмін в приміщеннях приймають за таблицями. За наявності місцевих відсмоктувань, кратності повітрообмінів характеризують мінімуми загальнообмінної вентиляції. При зовнішньому остекленні більше ніж 50% розрахункова внутрішня температура в основних приміщеннях повинна бути +20° С.

Санаторії (ДБН В.2.2-10-2001) обладнують припливно-витяжною вентиляцією. У ІV будівельно-кліматичному районі рекомендуються системи кондиціонування повітря. Припливну вентиляцію водогрязелікарень проектують за розрахунковою температурою зовнішнього повітря, параметр Б, решта приміщень – за параметром А.

Припливне повітря повинне подаватися в такі приміщення: водогрязелікарні, загальні роздягальні при душових у кабінети парафіноозокеритолікування, інгаляції, електросвітлолікування, рентгенівські кабінети, обідні й зорові зали, кіноапарати. У решту приміщень повітря подається через коридори, а в дверях, стінах або перегородках проробляють отвори з ґратами. У рентгенівському кабінеті приплив повітря проектують у верхню зону, витяжку – 80% з нижньої зони і 20% – з верхньої зони.

У спальних кімнатах із санітарним вузлом витяжку влаштовують через санітарний вузол. Коридори в спальних корпусах ІІІ і ІV будівельно-кліматичних зон влаштовують із крізним провітрюванням.

Таблиця 8.1

Класифікація повітряних фільтрів за ефективністю очищення повітря

Клас фільтрів	Розмір ефективно вловлюваних пилових часток, мкм	Ефективність очищення зовнішнього повітря, %, не менше ніж
I	Усі	99
II	Більше ніж 1	85
III	Більше ніж 10	60

З огляду на те, що на вітчизняному ринку вентиляційної техніки достатньо представлені закордонні виробники при виборі фільтрів, інколи необхідно враховувати характеристики фільтрів імпортих фірм, які використовують такі стандарти: 1) європейський стандарт *EUROVENT 4/5* (*EUROVENT* – Європейський комітет виробників вентиляційного та пневматичного обладнання); 2) стандарт США *ASHRAE 52-76* (*ASHRAE* – Американська асоціація інженерів з опалення, холодильної техніки та кондиціонування повітря) і два стандарти Великобританії – 3) *B5 6540*, що застосовується для фільтрів грубого та тонкого очищення повітря; 4) *B5 3928* – для фільтрів особливо чистого очищення.

Зараз в Україні для класифікації фільтрів за глибиною та ступенем очищення припливного повітря в системах вентиляції лежить національний стандарт ДСТУ 4319:2004 «Повітряні фільтри для загального вентиляювання. Визначення характеристик фільтрування», який відповідає стандарту ENN779: 2002, MOD для фільтрів попереднього очищення, що включає чотири фільтри грубого очищення (G1, G2, G3 та G4) з ефективністю A=65; 80 і 90% та п'ять фільтрів тонкого очищення (F5, F6, F7, F8 і F9) з ефективністю E=60; 80; 90 та 95%.

Електричні повітряні фільтри застосовують для очищення мало запиленого повітря в системах припливної, витяжної та рециркуляційної вентиляції. Такі фільтри мають зону іонізації (анодна зона), де пилові частки приймають електричний заряд. Далі повітря потрапляє в осаджувальну зону, де частки осідають на електродах (катодах). Очищення катодної зони здійснюють шляхом періодичного промивання, або використовують ударно-струшувальний спосіб очищення катодів.

При виборі фільтрів керуються вимогами до їх ефективності, початкової запиленості повітря, що очищується, повітряного навантаження на 1 м² фільтрувальної поверхні.

Вимоги санітарно-гігієнічного очищення припливного повітря громадських будівель задовольняються фільтрами ІІІ класу ефективності [4, с.178]. Якщо витрати повітря становлять до 20000 м³/год, рекомендується застосовувати стільникові фільтри ФяР чи ФяВ [12, с.168] або [10, с.118].

Необхідна площа фільтрувальної поверхні повітряного фільтра F_{ϕ} , м², обчислюється за формулою

На сьогодні розроблено й активно використовують на практиці утеплені клапани (рисунок 8.2) як для повітропроводів круглого, так і прямокутного перетину, з ручним та механічним приводом.



Рис. 8.2. Конструкції утеплених клапанів

8.3. Повітряні фільтри

У припливних вентиляційних установках громадських будівель за необхідності (за вимогами норм) установлюють фільтри для очищення зовнішнього повітря від пилу. Зовнішнє повітря необхідно очищувати у фільтрах перед його подачею у приміщення в разі:

а) коли у місці забору повітря його запиленість перевищує ГДК (гранично допустиму концентрацію) у повітрі обслуговуваної чи робочої зони приміщення;

б) нормування чистоти повітря, що подається у приміщення;

в) захисту калориферів (секцій охолодження), зрошувальної камери та приладів автоматики від запилювання;

г) захисту від осідання пилу на внутрішньому оздобленні приміщень, наприклад, в експозиційних залах, музеях, галереях тощо.

У сучасних системах вентиляції використовують *пористі* та *електричні* фільтри. У свою чергу пористі фільтри можна поділити на *змочені* й *сухі*, перші з яких поділяють відповідно на *чарункові* та *самоочищувальні*. У принцип роботи змочених фільтрів покладено явище налипання часток пилу на поверхню тканної сітки, сітки з вініласту, пінополіуретану чи сталі або перфорований чи голконабивний матеріал, укритих тонкою плівкою на основі в'язких не летючих речовин-замаслювачів, що не мають запаху.

У сухих фільтрах як фільтруючий матеріал застосовують губчасті, неткані волоконні матеріали, гофровані сітки, капронові тканини та тому подібні матеріали. Сухі фільтри виготовляють у вигляді чарунок, бокс-секцій та групових кишень.

За ефективністю очищення припливного повітря повітряні фільтри підрозділяють на 3 класи (таблиця 8.1):

При розташуванні обіднього залу суміжно з варильним залом приплив повітря проєктують в обідній залі, а витяжку – з варильного залу. У варильному залі, заготівковій і кондитерському приміщенні (з піччю) витяжка повинна перевищувати приплив (не менше ніж на дві кратності). Над плитою встановлюють кільцевий витяжний повітровід зі шторами з армованого скла. Витяжку над плитою проєктують з розрахунку видалення 60% тепла плити, останні 40% віддаляють загальнообмінною вентиляцією.

Лікарні та поліклініки (ДБН В.2.2-10-2001) обладнують штучною припливно-витяжною вентиляцією, за винятком інфекційних відділень, де витяжна вентиляція допускається тільки природна (з дефлекторами) й окрема для кожного боксу або напівбоксу. Встановлення фільтрів у припливних системах обов'язкова. Бактеріологічні фільтри встановлюють у припливних системах операційних, наркозних, родових, реанімаційних, післяопераційних, палатах інтенсивної терапії, одноліжкових і дволіжкових палатах для хворих з опіками шкіри. Кондиціонування повітря необхідне в операційних, наркозних, родових, післяопераційних, реанімаційних, палатах інтенсивної терапії, одноліжкових та дволіжкових палатах хворих з опіками шкіри, для 50% ліжок у відділеннях для грудних і новонароджених дітей, 40% ліжок у відділеннях недоношених та травмованих дітей (за умов устаткування кювезами 20 – 25% ліжок) або 60 – 70% ліжок (за відсутності кюветів).

Для IV будівельно-кліматичної зони на літній період розрахункову температуру повітря в приміщеннях, що кондиціюють, допускається приймати на 3 °С вище від указаної. Відносну вологість повітря 55 – 60% і рухливість 0,15 м/с забезпечують в операційних, наркозних, пологових, післяопераційних палатах і приміщеннях реанімації. Окремі системи вентиляції проєктують для: операційних блоків, реанімаційних, родових, лабораторій, рентгенівських, грязелікувальних і водолікувальних кабінетів, приміщень сірководневих і радонових ванн, лабораторій приготування розчинів радону, санітарних вузлів, холодильних камер, боксів.

Дитячі сади і ясла (ДБН В.2.2-4-97) обладнують природною витяжною вентиляцією в усіх основних приміщеннях. Штучну припливно-витяжну вентиляцію проєктують у кухнях, вбиральних та пральних приміщеннях. Окрема – для ізолятора, кухні, вбиральні і групи пральних приміщень. У шафах для сушіння верхнього одягу дітей установлюють витяжну вентиляцію з витратою повітря 10 м³/год на кожну шафу.

Загальноосвітні школи і школи-інтернати (ДБН В.2.2-3-2004) обладнують припливно-витяжною вентиляцією.

Приплив повітря в навчальні та вчительські приміщення штучний. При розрахункових опалювальних температурах зовнішнього повітря вище від -30 °С його приплив здійснюється децентралізовано не підігрітим повітрям з подачею його у верхню зону (під стелю). При розрахункових зовнішніх температурах нижче від -30 °С приймають приплив підігрітого

повітря у верхню зону приміщення. При визначенні витрати тепла приймається температура зовнішнього повітря за параметрами А.

Витяжка з навчальних і вчительських приміщень природна. Для отримання позитивного балансу витяжка повинна бути меншою від припливу. Механічна витяжна вентиляція влаштовується в санітарних вузлах та в приміщеннях з місцевими відсмоктуваннями: хімічній лабораторії з витяжною шафою, майстерень з відсмоктуваннями від верстатів й ін.

При суміжному розташуванні вбиральні та вмивальної кімнати витяжка влаштовується тільки з убиральні, у душових – тільки в кабінках. Якщо душових сіток 5 і більше, то приплив повітря проектується в роздягальне приміщення.

У приміщеннях кухні, мийки й убиралень установлюють самостійні системи вентиляції. Вентиляція їдальні та буфету проектується за нормами підприємств громадського харчування, вентиляція кіноапарату – за нормами для кінотеатрів. Вентиляція навчальних приміщень і вчительських розраховується на асиміляцію надмірних тепловиділень, вологовиділень та вуглекислоти, для того щоб температура внутрішнього повітря знаходилася в межах 16 – 22°C (за відсутності тепловиділень 16°C), вологість – 30 – 60%, вміст CO₂ – до 1 л/м³.

Професійно-технічні училища (ДБН В.2.2-3-2004) обладнуються припливно-витяжними системами вентиляції. Самостійні системи приймаються в актових і спортивних залах, їдальнях, кухнях, хімічних та інших лабораторіях з препараторськими витяжними шафами, кабінеті зубного лікаря, санвузлах. З приміщень з витяжними шафами весь об'єм повітря рекомендується видаляти через витяжні шафи. Для забезпечення витяжки з верхньої зони приміщення при закритих робочих отворах шаф шафи обладнуються клапанами розміром 150 X 150 мм, розташованими у верхній частині. В одну витяжну систему допускається об'єднувати не більше двох витяжних шаф одного приміщення, якщо речовини, які виділяються, не утворюють вибухонебезпечних, отруйних сумішей і не дають осаду. Залежно від гранично допустимих концентрацій (ГДК) шкідливостей, що виділяються, швидкість повітря в отворах витяжних шаф приймається: при граничнодопустимій концентрації (ГДК) 10 мг/м³ і більше – 0,5 м/с; від 10 до 0,1 мг/м³ – 0,6 – 1 м/с; менше ніж 0,1 мг/м³ – 1 – 1,5 м/с. При повному відкритті отвору шафи (розмір робочих отворів приймати 400x700 мм) швидкість повітря повинна бути: при ГДК 0,1 мг/м³ і більше – 0,3 м/с; при ГДК менше ніж 0,1 мг/м³ – 0,45 м/с. Коефіцієнти одночасності роботи отворів витяжних шаф установлюються завданням. Подачу припливного повітря проектують безпосередньо в приміщення лабораторій. При цьому приплив повинен становити 90% від витяжки з урахуванням коефіцієнта одночасності дії місцевих відсмоктувань, але не менше ніж 70% від загальної кількості повітря, що видаляється з

витяжних систем вентиляції та інших джерел забруднень атмосфери. По горизонталі ця відстань становить 10м, а по вертикалі – не менше 6м.

Для виготовлення повітрязабірних решіток у наш час зазвичай використовують метали (сталь, дюралюмінієві сплави та ін.), пластмаси та композиційні матеріали. З метою захисту від атмосферних опадів чи з метою дотримання естетичних вимог із зовні решітки вкривають захисною фарбою чи анодують.

До конструктивних матеріалів, які найчастіше застосовують для виготовлення повітрязабірних шахт, можна віднести цеглу (глиняну чи силікатну), вироби зі штучних легких бетонів та монолітний залізобетон; відповідно приставні та виносні повітрязабірні шахти односкатними козирками та багатоскатними зонтами – для запобігання потрапляння дощу та снігу у вентиляційні системи.

Вибір кількості та розмірів повітрязабірних решіток та живого перерізу повітрязабірної шахти проектувальник повинен здійснювати залежно від виду спонукання руху повітря в системі й призначення об'єкта будівництва. Так, для вказаних елементів припливних гравітаційних систем швидкість руху повітря може прийматися на рівні 0,5 – 1,2 м/с; для механічних систем об'єктів громадського будівництва в живому перерізі повітрязабірних решіток від 2 – 5 м/с та від 3 – 6 м/с для стволів шахт та горизонтальних підземних каналів, що з'єднують шахти з припливними камерами.

8.2. Утеплені клапани

Цей вид обладнання застосовують при проектуванні систем припливної вентиляції з метою запобігання потраплянню зовнішнього холодного чи теплого повітря по системі вентиляційних каналів (повітропроводів) або безпосередньо ззовні у приміщення в тому разі, коли система не працює або приміщення не використовується.

Технічно задачу розв'язують таким способом: у каналі або безпосередньо з внутрішньої сторони зовнішнього огороження по ходу руху повітря за повітрязабірним пристроєм установлюють повітряну «засувку», що за необхідності повністю обмежує потрапляння зовнішнього повітря у приміщення. Двопозиційне керування положення створок утеплених клапанів здійснюється вручну безпосередньо на місці встановлення клапана або пневмо- чи електромеханічним шляхом з місцевого чи централізованого пульта керування роботою приладу в разі ввімкнення – вимкнення системи, виходу з ладу електродвигуна вентилятора, обмерзання хоча б одного зі ступенів електрокалориферів, при виникненні пожежі у будівлі та інших випадках.

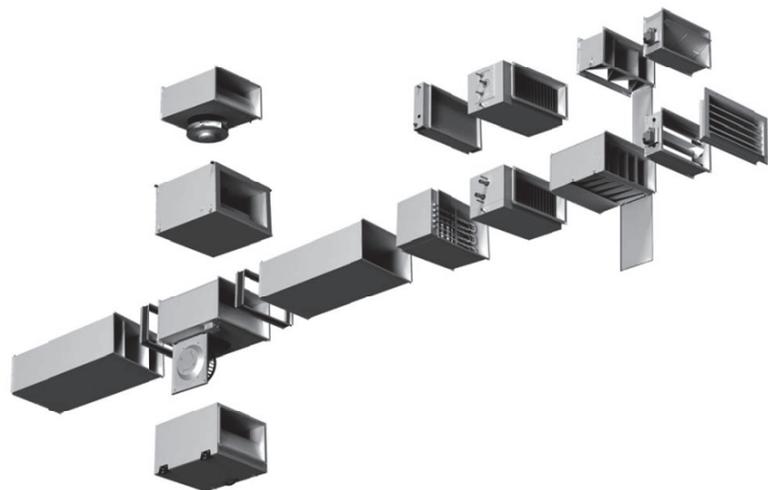


Рис. 8.1. Приклади компонування в одну систему уніфікованої припливної камери та фасонних елементів

У кожному конкретному випадкові проектувальник проводить вибір обладнання залежно від призначення системи та технічних умов на проектування вентиляції.

8.1. Зовнішні повітрязабірні пристрої та повітрязабірні шахти

Повітрязабірні решітки та інші пристрої розташовують на повітрязабірних шахтах чи безпосередньо у спеціально влаштованих отворах зовнішніх огорожувальних конструкцій будівель. При цьому шахти можуть бути окремо розташованими від будівлі або можуть бути прибудованими до неї.

Відповідно до джерела [1] встановлювати повітрязабірний пристрій необхідно на відмітці вище на один метр від устанавленого для цієї місцевості стійкого рівня снігового покриття, але не менше ніж 2м від позначки землі. Виняток становлять лише так звані оголовки вентиляційних систем бомбосховищ, об'єктів цивільної оборони.

Для систем загального використання норми встановлюють такі мінімальні відстані по горизонталі та вертикалі від викидних отворів

приміщення. Решта подається в коридор або суміжні приміщення, що мають двері в лабораторію. Повітря, яке видаляється з лабораторій, забороняється транспортувати по цегляних каналах. Для надходження повітря з коридорів у приміщення лабораторій у стінах улаштовують отвори з ґратами й звукофільтрами (при проникаючому шумі, більшому ніж 35 дБ) і клапанами (або іншими пристроями) для відключення. Клапани закриваються з боку приміщення. Приплив зовнішнього не підігрітого повітря, розрахований на асиміляцію теплонадлишків, вирішується для групових аудиторій навчальних кабінетів та лабораторій (без місцевих відсмоктувань і витяжних шаф) у районах із зовнішньою розрахунковою вентиляційною температурою вище від -16°C . В аудиторіях місткістю 50 та 100 чоловік, у IV будівельно-кліматичній зоні, рекомендуються стельові вентилятори (фени). У поточкових аудиторіях на 150 чоловік і більше приймають оптимальні параметри повітряного середовища. У зимовий час для лабораторій і виробничих приміщень передбачають зволоження припливного повітря до 40 – 60% при подачі більше $20 \text{ м}^3/\text{год}$ повітря на одного працюючого.

Спортивні споруди (ДБН В.2.2-13-2003) обладнують припливно-витяжними системами вентиляції, самостійними для спортивних залів, залів підготовчих занять у басейнах, залів-ванн, душових, убиралень, роздягалень і адміністративно-господарських приміщень, хлораторних та складів хлору, технічних служб (насосних, бойлерних й ін.). Видалення повітря із спортивних залів природне за рахунок тиску припливного повітря.

Повітряно-телові завіси передбачаються для вестибулів, спортивних залів і басейнів цілорічної дії, при температурах зовнішнього повітря -15°C та нижче. Швидкість руху повітря в зонах, де знаходяться учні, не повинна перевищувати: у спортивних залах для боротьби й настільного тенісу – 0,25 м/с; у залах ванн критих басейнів – 0,2 м/с; у душових, роздягальнях, масажних і лазнях – 0,15 м/с; у решті приміщень – 0,5 м/с. Відносна вологість повітря приймається в спортивних залах та залах для підготовчих занять у басейнах 35 – 60%, у залах ванн басейнів – 50 – 65%.

При поєднанні курильні з санітарними вузлами витяжка в санітарному вузлі влаштовується десятикратна.

Розрахункова кількість глядачів у залах – 100%. При застосуванні рециркуляції в системах повітряного опалювання спортивних залів, грілок катків і залів ванн критих басейнів, суміщеного з вентиляцією або кондиціонуванням повітря, об'єм зовнішнього повітря повинен бути не менше від указанного. Електропускові пристрої систем вентиляції хлораторних та складів хлору розміщують поза цими приміщеннями, перед входом.

Клуби (ДБН В.2.2-16-2005) обладнують припливно-витяжними системами вентиляції, самостійними для приміщень глядацької й клубної частини з обслуговуючими та адміністративними приміщеннями.

У глядацькій частині проєктують вентиляцію приточування з механічною спонукую для глядацького залу (з рециркуляцією повітря), фойє й обслуговуючих приміщень (кулуарів, віталень, буфету, вестибуля й ін.) і штучну витяжну вентиляцію з курильних, убиралень, кіноапарату, артистичних кімнат, акумуляторних і кислотних. Природна витяжна вентиляція передбачається із залу для глядачів, приміщень сцени, а також з окремих або відособлених адміністративно-господарських приміщень.

У клубній частині влаштовується така вентиляція:

- штучне приточування в усіх кімнатах для занять гуртків, віталень, виставкових залах, приміщеннях дитячого сектора, бібліотеки і вестибулі;
- окреме штучне приточування для спортивного залу, яке може бути суміщене з повітряним опалюванням. Вирішується рециркуляція. При близькому розташуванні спортивного і малого залів доцільно об'єднувати вентиляцію приточування для обох приміщень в одну загальну систему;
- природна витяжна для всіх приміщень;
- штучна витяжна для убиралень і душових.

У залах для глядачів, залежно від їх місткості, конфігурації й способів розміщення зорових місць, допускаються такі схеми вентиляції:

- у залах для глядачів без балконів місткістю до 400 глядачів подача повітря приточування проєктується через отвори у верхній середній зоні приміщення з боку кінопроекційної;
- у залах для глядачів місткістю 400 чоловік припливне повітря може подаватися через припливні решітки у верхній зоні задньої стіни торця концентрованим припливом, через припливні ґрати в стелі з напрямом струменя у бік сцени або естакади чи через анемостати, встановлені в стелі;
- за наявності в залі для глядачів балкона припливне повітря подається також під стелею балкона через ґрати в задній стіні залу; місця під балконом забезпечуються припливним повітрям в об'ємі, відповідному кількості місць;
- витяжні отвори розташовують у стелі або у верхній зоні стін біля порталу стіни або перед антрактною завісою естради; рециркуляційні отвори можуть бути загальними з витяжкою або окремими, розташованими в середній або верхній зоні стін залу; витяжні й рециркуляційні отвори не допускається розташовувати під балконом і над балконом. Відстань від підлоги до низу припливних отворів (ґрат) у задній стіні балкона або підбалконного простору повинна бути не менше ніж 2,1 м. Припливний факел має бути направлений паралельно стелі або на стелю.

РОЗДІЛ 8. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ВИБІР ОСНОВНОГО ОБЛАДНАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ

Незалежно від призначення, способу організації руху повітря, об'єкта застосування, в сучасних системах вентиляції зазвичай використовують уніфіковане вентиляційне обладнання та знаряддя індустріального, тобто заводського, виготовлення. Стандартного «набору» елементів припливних, витяжних чи систем спеціального призначення не існує, але якщо мова йде про системи, наприклад, загальнообмінної припливної вентиляції, то експлікація основного вентиляційного обладнання може складатися з таких базових елементів:

- 1) повітрязабірна жалюзійна решітка з повітрязабірною шахтою чи без неї;
- 2) утеплений клапан;
- 3) фільтр;
- 4) калорифер чи охолоджувач повітря (залежно від періоду року);
- 5) вентиляторний агрегат;
- 6) шумогасник (за необхідності);
- 7) система розподільних повітропроводів чи каналів;
- 8) повітророзподілюючі пристрої.

Приклад компоновання нетипової припливної установки наведено в роботі [19, рис. 10.13]. Типові припливні камери індустріального виготовлення зображені в цьому ж підручнику на рисунку 10.15.

Наприклад, українська фірма «ВЕНТС» розробила і пропонує для застосування у практиці уніфіковані припливні камери, до набору головних елементів яких залежно від потреб можуть входити всі перелічені вище елементи, представлені на рисунку 8.1:

Потім за довідником [12, табл. 12.52] (таблиці для підбору діафрагм наведені також у роботі [15, с. 261 – 262]) визначають розміри отвору діафрагми. Однак таблицею можна користуватися тільки тоді, якщо переріз ділянки точно збігається з одним із перерізів, наведених у таблиці. У більш загальному випадку діаметр отвору діафрагми d_a можна визначити за формулами:

при $0,25 < \xi_o < 100$

$$d_o = \sqrt{(0,89 - 0,37 \cdot \lg \xi_o) \cdot F}; \quad (7.11)$$

при $\xi_o > 100$

$$d_o = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{V \cdot \xi_o}}, \quad (7.12)$$

де F – площа перерізу ділянки повітроводу, $см^2$;

ξ_o – коефіцієнт місцевого опору діафрагми, віднесений до швидкості в ділянці.

Місце встановлення діафрагми і розмір її отвору повинні бути чітко зазначені на схемі повітроводів. Отвір може бути прямокутним зі збереженням площі.

Різниця між температурою повітря в зоні глядачів і температурою припливного повітря у припливних отворах або ґратах при випуску припливного повітря на висоті до 2 м від підлоги повинна бути не більш ніж $2\text{ }^\circ\text{C}$; при випуску припливного повітря на висоті більше ніж 3 м від підлоги допускається різниця в межах $5 - 8\text{ }^\circ\text{C}$, залежно від висоти отворів над полем і напряму припливного факела. Вищий перепад температур може бути прийнятий при застосуванні спеціальних насадок у припливних отворах, що забезпечують нормальні температури повітря в зоні дихання глядачів.

Способи подачі припливного повітря і розміщення припливних отворів у глядацькому залі повинні внеможливити утворення застійних зон і неприємного для глядачів відчуття дуття. Спосіб подачі повітря приймається з урахуванням геометричних форм залу, планування місць, наявності балконів та глибини підбалконного простору. Рухливість повітря в зоні глядачів, тобто на висоті до 2 м від підлоги, залежно від температури й вологості повітря не повинна перевищувати $0,3\text{ м/с}$.

У залах для глядачів без кондиціонування повітря в літній період застосовується прямострумінна схема вентиляції без рециркуляції.

У фойє і кулуарах проектується тільки припливна вентиляція. Фойє та кулуари розглядаються як резервуари припливного повітря для компенсації витяжки із суміжних обслуговуючих приміщень. Об'єм припливного повітря, що подається у фойє, повинен перевищувати на 10% сумарний об'єм витяжки з приміщень буфету, вбиральні, курільних, гардероба та плюс двократний об'єм припливу у вестибуль. Припливне повітря у фойє й кулуари належить подавати у верхню зону. Для курільних і вбиральних проектується загальна витяжна система. У клубній частині припливне повітря подається в коридори або кулуари в усіх випадках у верхню зону. У малому залі-аудиторії проектують штучний приплив повітря і гравітаційну витяжку.

Усі припливні й витяжні ґрати в обслуговуючих і адміністративних приміщеннях устанавлюють під стелею. Вони повинні мати регульовальні пристрої.

Вентиляційні припливні камери проектують, як правило, в підвалі або на першому поверсі. Не допускається пристрій вентиляційних камер з механічним приводом над і під залами для глядачів, фойє та малим залом-аудиторією.

У районах з розрахунковою зовнішньою температурою нижче від $-20\text{ }^\circ\text{C}$ у неробочий період клубу в глядацькому і спортивному залах слід застосовувати, як правило, повітряне опалювання з рециркуляцією повітря, суміщене з відповідними припливними системами або з легкотепловими завісами. Допускається влаштування у залах для глядачів і спортивних залах самостійної системи чергового опалювання з нагрівальними приладами. При цьому температура повітря в приміщеннях не повинна

бути менша від $+10^{\circ}\text{C}$.

Вентиляція курильних, кінопроекційних, акумуляторних й інших приміщень виконується аналогічно відповідним приміщенням кінотеатрів.

Театри (ДБН В.2.2-16-2005) обладнують штучними припливно-витяжними системами вентиляції, самостійними для приміщень зорового і сценічного комплексів, курильних, санітарних вузлів, акумуляторних, підсобних при буфетах, світлопроекційних (при дугових проекторах) та трюму сцени. Вентиляцію курильних і санітарних вузлів допускається об'єднувати в одну систему. У залах для глядачів театрів повітряне середовище в зонах розміщення глядачів повинне бути забезпечене окремою системою вентиляції або кондиціонування повітря відповідно до вимог, із ступенем забезпеченості за параметрами Б.

Зовнішнє і рециркуляційне повітря має очищатися від пилу.

У залі для глядачів театру з колосниковою сценою кількість повітря, що видаляється, повинна становити 90% припливного, в тому числі через сцену видаляється 17% повітря. У ділянках з розрахунковою зовнішньою температурою -15°C і нижче, при входах у вестибулі та в отворах складів для декорацій передбачаються повітряні або теплові зависи з огорожею повітря з верхніх зон вестибулів і складів. Для приміщень апаратного регулювання (дросельна) освітлення сцени і залу й інших технічних приміщень з тепловиділеннями більше ніж $20 \text{ ккал}/(\text{год}\cdot\text{м}^3)$ вирішується подача зовнішнього не підігрітого повітря. При температурі нижче від $+10^{\circ}\text{C}$ підігрів повітря здійснюється за рахунок рециркуляції.

У репетиційні зали, групові приміщення для артистів, виробничі майстерні, апаратні звукофікації, радіомовлення, звукозаписи, телебачення й кабінет директора приплив і витяжка робляться безпосередньо з приміщень. У лужних акумуляторах витяжні отвори розміщують під стелею, в кислотних з двох зон: з нижньої – на висоті 0,2 м від підлоги та з верхньої – під стелею. Від клеєварок улаштовують місцеві відсмоктування.

У приміщеннях пральні, для забарвлення і просочення декорацій улаштовують штучну припливно-витяжну вентиляцію з місцевими відсмоктуваннями. Вмивальні при вбиральнях вентилюються за рахунок витяжки з убиралень. На всіх відгалуженнях повітроводів передбачають пристрої для налагоджувального регулювання систем. Усі припливні отвори залу для глядачів обладналися пристроями, що дозволяють змінювати напрям руху повітря. Системи вентиляції й кондиціонування повітря повинні мати: пристрої віброшумоглушіння; автоматичне регулювання; дистанційний та місцевий контроль і сигналізацію.

Кінотеатри (ДБН В.2.2-16-2005) обладнують витяжними і припливними системами вентиляції; приплив штучний з підігрівом повітря. У залах для глядачів витяжка здійснюється через шахти.

У кінотеатрах III класу із залом для глядачів до 200 місць (включно) допускається пристрій витяжної вентиляції без організованої притоки.

У коротких бічних відгалуженнях від розрахункової гілки швидкості потрібно приймати вищезазначені, щоб зменшити надлишковий тиск.

Перерізи ділянок розрахункової гілки необхідно занести в бланк. Перерізи інших ділянок надписати на схемі, як попередні.

3. Підраховують утрати тиску ділянок розрахункової гілки. Операція ця вже знайома, відзначимо лише таке:

а) якщо застосовано радіальний вентилятор, то для знаходження КМС дифузора за довідником [12, табл. 12.42] потрібно попередньо визначити номер вентилятора і знайти розмір вихідного отвору;

б) опори калорифера та фільтра заносять на підставі попередньо проведеного розрахунку;

в) КМО утепленого клапана можна приймати рівним 0,5, відносячи його до швидкості в живому перерізі клапана;

г) опір шумоглушника (якщо передбачається його встановлення) попередньо можна оцінити величиною КМО, рівною 2,0.

4. Додають утрати тиску на ділянках розрахункової гілки. У довіднику [12, табл. 12.57] додавання ведеться послідовно по ділянках в останньому стовпчику. Загальні втрати тиску виявилися рівними 120 Па. Такий тиск повинен розвивати вентилятор.

5. Розраховують відгалуження від розрахункової гілки. Розрахунковий тиск для відгалужень може встановлюватися так само, як для природної вентиляції: від загального тиску (в цьому випадку тиск вентилятора) віднімають опори вже розрахованих ділянок. Однак тут можна діяти простіше: розрахунковий тиск для будь-якого відгалуження можна визначити за опором паралельних ділянок головної гілки, оскільки цей тиск дорівнює повному тиску в точці відгалуження. Так, тиск для ділянки 10 дорівнює сумі втрат тисків ділянок 1 і 2, що становить у даному випадкові 32 Па. Цю цифру можна відразу прочитати в останньому стовпчику таблиці, у рядку ділянки 2.

Нев'язка між фактичним опором відгалуження при розрахункових витратах та розрахунковому тиску допускається до 10% у більшу чи меншу сторону. Ув'язку відгалужень виконують шляхом підбору перерізів ділянок або вентиляційних решіток відгалуження. При дуже малих витратах повітря через решітку для підвищення аеродинамічного опору можна частину перерізу решітки мінімального розміру закривати металеву пластину. У крайньому випадку на відгалуженні встановлюють діафрагму для поглинання надлишкового тиску.

Для підбору діафрагми спочатку визначають, який коефіцієнт місцевого опору ζ_a вона повинна мати, для чого ділять невитрачений тиск на швидкісний тиск у ділянці, на котрій ставлять діафрагму,

$$\zeta_a = \frac{2 \cdot \Delta P_{\Pi}}{V^2 \cdot \rho_{\Pi}} \quad (7.10)$$

Продовження таблиці 7.2

1	2	3	4
3	Випуск через шахту із зонтом Н при $\frac{l}{d} = 0,4$	1,3	[15, с. 252]
4,а	Решітка щілинна на витяжці	2,0	[15, с. 252]
4	3 коліна зі співвідношенням сторін 2:1: 2·1,2·0,9=2,16	3,2	[15, с. 258]
5	Трійник на прохід: $\frac{F_O}{F_C} \approx 0,5; \frac{L_O}{L_C} = 0,4;$	0,6	[15, с. 248]

7.3. Розрахунок систем механічної вентиляції

Розрахунок системи механічної вентиляції розглянемо на прикладі, наведеному в довіднику [12]. Схема системи подана на с. 274, таблиця розрахунку – на с. 277 (табл. 12.57). Розглядаємо припливну систему з металевими повітроводами круглого перерізу, з відгалуженнями під гострим кутом. Нижче викладено хід розрахунку.

1. Вибираємо розрахункову гілку. Звичайно за таку приймають найдовшу гілку, однак якщо витрати повітря в найдовшій гілці малі, то доцільно за розрахункову прийняти трохи коротшу, але більш навантажену гілку.

Ділянки розрахункової гілки нумерують і записують в таблицю розрахунку (розрахунковий бланк) підряд, порядково. Решітки рекомендується розглядати як самостійні ділянки.

У припливних системах у розрахункову гілку, крім ділянок повітроводів, уводять також повітроприймальні решітки, шахту, утеплений клапан, фільтр і калорифер. Доцільно всі ці елементи розглядати як самостійні ділянки повітряного тракту та записувати їх у бланк окремими рядками [12].

2. Призначають за швидкостями, що рекомендуються, перерізи всім ділянкам схеми. Для ділянок розрахункової гілки можна приймати такі швидкості (див. таблицю 7.3).

Таблиця 7.3

Рекомендовані значення швидкостей повітря залежно від витрат для систем з примусовою циркуляцією

Витрати повітря $L, \text{ м}^3/\text{год}$	До 100	100 – 1000	1000 – 10000	Більш 10000
Швидкість, м/с	2,5	2,5 – 4,5	4,5 – 7	7 – 8

Зали для глядачів кінотеатрів I класу і зали на 600 місць і більше обладнують установками для кондиціонування повітря.

У залах для глядачів кінотеатрів I і II класів цілорічної дії для економії тепла в зимовий і перехідний періоди року, а влітку – в системах кондиціонування повітря застосовують рециркуляцію повітря. Витяжну вентиляцію, природну або штучну, проектують з верхньої зони приміщення через отвори в стелі або бічних стінах.

Вентиляцію залів для глядачів залежно від їх розмірів і конфігурації застосовують за схемою «зверху-вгору та вниз» з такими рекомендаціями:

- у залах для глядачів у вигляді амфітеатрів на 200 – 600 місць подача повітря приточування може бути прийнята як з боку проекційної, так і з боку екрана;

- у залах для глядачів більше ніж на 600 місць припливне повітря допускається подавати через анемостати в стелі (плафони з відбивачами та роздачею повітря в горизонтальному напрямі) або з протилежного боку екрана. Видалення повітря із залу для глядачів здійснюється з верхньої зони або з верхньої й частково з нижньої зон;

- у широких залах (при ширині залу, близькій до його довжини) для глядачів припливне повітря подається через отвори в стелі біля однієї з бічної стіни (або стіни торця, залежно від того, яка із стін довше), а відсмоктується через отвори в стелі біля іншої бічної стіни (або торцем). Може бути прийнята схема з подачею припливного повітря через отвори в стелі у бічних (торцях) стін і видаленням повітря через отвори в середині стелі;

- за наявності в залі балкона припливне повітря подається під стелею балкона з боку проекційної. За наявності підбалконної пазухи достатньої висоти повітря приточування в партер може бути подане через нижню частину бар'єра балкона. Місця під балконом і на балконі повинні бути забезпечені припливним повітрям в об'ємі, відповідному кількості місць. Відстань від підлоги до низу припливного отвору в задній стіні балкона або підбалконного простору повинна бути не менше ніж 2,1 м. Припливний факел має бути направлений на стелю або паралельно стелі. При подачі припливного повітря на висоті до 2 м від підлоги температура припливного повітря не повинна відрізнятися від температури повітря в цій зоні більше ніж на 2°C.

При подачі припливного повітря в партер залу для глядачів через бічні або торці стіни повітровипускні отвори повинні бути розташовані на відстані 3 – 6 м від рівня підлоги до нижньої частини отвору. Припливні отвори, як правило, слід розміщувати у площині стін. Вони повинні мати пристрої, що виключають дуття повітря на глядачів.

Припливне повітря фойє слід подавати у верхню зону. Припливна система фойє може бути прийнята у вигляді окремої системи або

суміщеною з припливною вентиляцією залу для глядачів. У фойє з буфетом чи в розподільні кулуари необхідно забезпечувати подачу припливного повітря в об'ємі, не меншому від об'єму, що видаляється із суміжних приміщень – курильні, санітарних вузлів та інших обслуговуючих приміщень.

Припливне повітря у вестибуль може бути подане через фойє, розподільні кулуари або безпосередньо у вестибуль.

У кінотеатрах сезонної дії (літніх) витяжна припливна вентиляція передбачається тільки в залах для глядачів і кіноапаратах.

У кінопроекційних улаштовують штучну припливну вентиляцію з підігрівом зовнішнього повітря за рахунок рециркуляції частини повітря з кінопроекційної. Витяжка повітря виконується через витяжні труби від кінопроекторів з дуговими лампами і через витяжні шахти (або дефлектори) з верхньої зони кіноапарата. Витяжка з кінопроекторів з дуговими лампами проектується штучна або природна, з приміщення кінопроекторів з лампами розжарювання – природна.

Витяжна вентиляція курильних і санітарних вузлів об'єднується в загальну систему. При висоті курильні більше ніж 3 м витяжні грати влаштовують у двох зонах – під стелею і на висоті 2 м від підлоги; при висоті менше ніж 3 м витяжку проектують тільки з верхньої зони.

До витяжних систем вентиляції проєкційних допускається приєднання витяжних каналів з приміщень для перемотування плівок. У службово-господарських приміщеннях, як правило, влаштовують витяжну природну вентиляцію. Штучну витяжну вентиляцію у вигляді самостійних систем улаштовують у санвузлах, курильних, акумуляторних і кислотних. Системи вентиляції кислотних акумуляторних проєктують у вибухобезпечному виконанні. Витяжні отвори в лужних акумуляторних розташовують під стелею, а в кислотних – під стелею і на висоті 0,2 м від підлоги. Штучна вентиляція акумуляторних, таких, що не мають денного світла, повинна блокуватися із зарядним пристроєм (виключення вентиляції – відключення зарядного пристрою).

При визначенні повітрообміну залів для глядачів для теплого періоду року не рекомендується приймати кількість зовнішнього припливного повітря більше ніж 80 м³/год на людину. У розрахунках для південних кліматичних районів приймають нижню межу відносної вологості повітря.

Приплив повітря в кулуари і фойє визначається з урахуванням витяжки із суміжних приміщень, що не мають припливної вентиляції. Рухливість повітря в робочій зоні залів для глядачів у холодний період не повинна перевищувати 0,3 м/с, у теплий – 0,4 м/с.

Витяжні шахти обладнують утепленими клапанами з дистанційним управлінням і піддонами з відведенням конденсату. Вентиляційні камери, як правило, не повинні розміщуватися над та під залом для глядачів. Вентиляційні припливні камери влаштовують у підвалі або на першому

4. Обчислюємо еквівалентні діаметри повітропроводів розрахункової гілки та записуємо в графу 7. Діючи далі, як зазначено раніше, заповнюємо графи 8, 9, 10, 11, 12. Графа 9 заповнена з урахуванням того, що вертикальні канали цегляні, горизонтальні – шлакогіпсові, а витяжна шахта оббита зсередини покрівельною сталлю.

5. У графу 13 записуємо дані за допомогою таблиць [15, с. 248 – 253]. Докладніше про визначення КМО див. нижче.

6. Після заповнення граф 14 і 15 одержуємо повні опори всіх ділянок Δp . У результаті їх додавання – повний опір розрахункової гілки, який в цьому випадку виявився рівним 2,10 Па.

7. Отриманий опір гілки зіставляємо з розрахунковим тиском (у даному випадкові 2,05 Па). Обчислюємо відсоток нев'язки, що в цьому випадку виявився рівним 2%. При абсолютному значенні нев'язки, більшому ніж 10%, слід змінити розмір однієї з ділянок чи решіток.

8. Переходимо до розрахунку відгалужень від розрахункової гілки. Ділянки чергового відгалуження нумеруємо (див. ділянки 4 і 5) та записуємо в таблицю. Для кожного відгалуження можна простежити свою гілку, частина ділянок якої входить у розрахункову гілку і, таким чином, уже розрахована. Розрахунковий тиск для відгалуження знайдемо як різницю розрахункового тиску ділянок цього поверху та опорів уже розрахованих ділянок гілки (див. таблицю). Площі перерізу ділянок 4,а, 4 і 5 повинні бути підібрані так, щоб їх загальний опір відрізнявся від розрахункового тиску в меншу або більшу сторону не більше ніж на 10% (у цьому випадку нев'язка – 9,5%). Аналогічно розраховуємо друге відгалуження (ділянки 6 та 7). У таблиці 7.1 розрахунок другого відгалуження не наведений. До таблиці мають бути додані пояснення щодо визначення місцевих опорів ділянок. У цьому прикладі такі пояснення подано у вигляді таблиці 7.2.

Таблиця 7.2

Визначення КМО ділянок

№ ділянки	Назва елемента і розрахунки	КМО	Примітки
1	2	3	4
1а	Решітка щілинна витяжна	2,0	[15, с. 252]
1	2 коліна зі співвідношенням сторін 2:1: 2·1,2·0,9=2,16; трійник у відгалуженні: $\frac{F_o}{F_c} = \frac{14 \cdot 27}{25 \cdot 32} \approx 0,5$; $\frac{F_o}{F_c} = \frac{25 \cdot 22}{25 \cdot 32} \approx 0,7$; $\frac{L_o}{L_c} = \frac{80}{205} = 0,4$	2,2	[15, с. 253]
	Усього по ділянці 1	3,0	[15, с. 248]
2	Трійник на протитечію	2,0	Приблизно

1. Визначаємо циркуляційний тиск P , Па, для кожного з поверхів за формулою

$$P = 0,9 \cdot h \cdot (\rho_n - \rho_e) \cdot g, \quad (7.4)$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;
 h – різниця висот устя шахти і центрів вентиляційних решіток цього поверху, м;
 ρ_n – густина зовнішнього повітря, кг/м^3 , при температурі $+5^\circ\text{C}$ при нормальному барометричному тискові (0,1013 МПа), $\rho_n = 1,245 \text{ Н/м}^3$;
 ρ_e – густина повітря приміщення; при нормальному барометричному тискові може визначатися з рівняння

$$\rho_e = \frac{353}{273 + t}, \quad (7.5)$$

де t – температура повітря, $^\circ\text{C}$. У нашому випадку при $t = 18^\circ\text{C}$, кг/м^3 ,

$$\rho_e = \frac{353}{273 + 18} = 1,189. \quad (7.6)$$

Тоді для другого і першого поверхів відповідно отримаємо значення циркуляційного тиску, Па:

$$P_2 = 0,9 \cdot (10 - 6) \cdot (1,245 - 1,189) = 2,05;$$

$$P_1 = 0,9 \cdot (10 - 2) \cdot (1,245 - 1,189) = 4,10.$$

Коефіцієнт 0,9 уведений для того, щоб розрахунок на випадок неврахованих місцевих опорів здійснювався із запасом тиску 10%.

2. Виявляємо розрахункову гілку системи. Як правило, за розрахункову приймають найдовшу гілку з верхнього поверху. Ділянки цієї гілки нумеруємо (на схемі вони одержали номери 1а, 1, 2, 3) і записуємо порядково в таблицю 7.1, заповнюючи графи 1, 2, 3.

3. Швидкості для ділянок повітропроводу, розташованих у приміщеннях верхнього поверху, приймаємо 0,5 – 0,8 м/с, для інших ділянок – 0,7 – 1,0 м/с. Виходячи зі швидкостей, що рекомендуються, попередньо знаходимо розміри всіх ділянок схеми та пропонуємо їх на схемі. Для ділянок розрахункової гілки визначаємо фактичні швидкості й заповнюємо графи 4, 5 і 6 таблиці 7.1.

поверсі. Припливне повітря має бути очищене від пилу. Розміщення транзитних повітропроводів для інших приміщень не вирішується: у проекційній, перемотувальній та у стінах залів для глядачів, що розділяють зали для глядачів двозальних кінотеатрів.

У кінотеатрах II класу передбачають приховану прокладку трубопроводів систем опалювання і вентиляції в залах для глядачів, вестибулях, фойє і розподільних кулуарах. Вентиляційні камери, шахти, повітропроводи, огорожі звукоглушників та звукоглушники систем вентиляції і кондиціонування повітря виконують з матеріалів, що не згорають.

Лазні (ДБН В.2.2-11-2002) обладнують витяжною припливною штучною вентиляцією з підігрівом припливного повітря. У приміщеннях з повітрообміном одноразовим і менше приплив може бути неорганізованим. Подача припливного повітря й розміщення припливних отворів у роздягальнях, умивальнях, ваннах та душових кабінах повинні виключати відчуття дуття й утворення невентельованих ділянок. Швидкість випуску повітря з припливних отворів у роздягальнях, умивальнях, душових, ваннах і душових кабінах слід приймати не більше ніж 0,7 м/с, у решті приміщень – не більше ніж 1,5 м/с. Швидкість повітря у витяжних ґратах має бути не більше ніж 2 м/с.

Верх припливних ґрат і витяжних повинен бути на відстані не більше ніж 400 мм від стелі. Конструкція ґрат має забезпечувати регулювання повітря, що пропускається.

Витяжні системи вентиляції повинні бути розділними для таких приміщень: роздягалень, умивалень, парильних, ванн, душових кабін, брудної половини дезінфекційних камер, чистої їх половини, вбиралень, решти приміщень.

У дезінфекційних камерах улаштовують аварійну вентиляцію у десятиразовому об'ємі витяжним осьовим вентилятором з утепленням клапаном. Приплив неорганізований через зовнішні вікна, що відчиняються, і двері. При роботі аварійної вентиляції допускається тимчасове охолодження приміщень.

У приміщенні для топки печей-кам'янок передбачається, як правило, природна витяжна для припливної вентиляції в триразовому об'ємі.

У роздягальнях і умивальнях лазень місткістю 200 місць та більше допускається устрій повітряного опалювання, суміщеного з припливною вентиляцією, без рециркуляції повітря, але з урахуванням можливості рециркуляції повітря в робочий час. Температура припливного повітря повинна бути не більше 70°C . Як теплоносії для систем вентиляції й повітряного опалювання приймається пара тиском до 5 атн або вода з температурою не вище 150°C . Трубопроводи для систем вентиляції прокладають окремо.

Припливне повітря для компенсації повітря, що видаляється з

ванних і душових кабін, повинне надходити через кабінки для роздягання. За відсутності організованого припливу кратність повітрообміну в роздягальнях, умивальних, парильних, ванних та душових кабінах приймається 1,5. У лазнях місткістю 200 місць і більше, при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для проектування опалювання нижче від $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, у тамбурах вхідних дверей рекомендується пристрій повітряних теплових завіс. Не допускається розміщення вентиляційних каналів у товщі зовнішніх та внутрішніх стін приміщень з мокрим і вологим режимами. Витяжні канали з таких приміщень повинні прокладатися з ухилом у бік руху повітря й відведенням конденсату з повітроводів та вентилятора.

Пральні (ДБН В.2.2-11-2002) обладнують витяжною припливною вентиляцією з підігрівом припливного повітря.

У пральних і сушильно-прасувальних цехах подача припливного повітря проводиться у верхню й робочу зони; у решті приміщень пралень, як правило, – тільки у верхню зону.

У пральнях продуктивністю 1000 кг білизни і більше за зміну вентиляційні витяжні системи повинні бути розділними для таких приміщень: цехи приймання білизни, прального і сушильно-прасувального цехів, душових, убиралень. Вентиляційні системи пралень не повинні об'єднуватися з вентиляційними системами будівлі, що вентилюють приміщення іншого призначення.

Баланс припливу і витяжки повинен прийматися з таким розрахунком, щоб забезпечити перетікання повітря з приміщень видачі чистої білизни в приміщення приймання брудної білизни.

Сушильно-прасувальні машини пралень обладнують місцевими відсмоктуваннями. Вентиляційне устаткування сушильно-прасувальних машин повинне блокуватися з технологічним устаткуванням.

Витрату тепла на вентиляцію визначають за розрахунковою температурою зовнішнього повітря.

Тиск пари для калориферів повітряного опалювання і вентиляції приймають не вище від 5 атн. Характерний тиск пари для технологічного устаткування такий: пральні машини – 1,5 – 2 атн, сушильно-прасувальні машини – 6 – 8 атн. Паропроводи до калориферів вентиляційних систем виконують окремою гілкою від розподільної гребінки.

У пральнях продуктивністю 3000 кг білизни і більше за зміну допускається пристрій повітряного опалювання, сумішеного з припливною вентиляцією, без рециркуляції повітря, але з урахуванням можливості рециркуляції повітря в неробочий час.

У приміщенні сортування білизни додатково до основної влаштовують аварійну вентиляцію.

Відносну вологість повітря приймають в пральному цеху – 70%, у сушильно-прасувальному – 60%.

Таблиця 7.1

Аеродинамічний розрахунок системи ВГ-1

№ з/п	L_s , м ³ /год	l_s , м	v_s , м/с	$a \times b$, см	F_s , м ²	d_e , мм	R_s , Па/м	K_s , мм	n	R_{ln} , Па/м	R_{dln} , Па/м	ξ	Z_s , Па	R_{ln+Z_s} , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1а														
1	80	-	0,56	20x20x2	0,0396	-	-	-	-	-	0,19	2	0,38	0,38
2	80	1	0,59	14x27	0,0378	180	0,04	4	1,33	0,053	0,21	3	0,63	0,68
3	205	2	0,71	25x32	0,08	280	0,035	1	1,12	0,078	0,31	2	0,62	0,7
	315	3	0,6	35x42	0,147	380	0,016	0,1	1	0,048	0,22	1,3	0,29	0,34
														2,1
Нев'язка $(2,05-2,10)/2,05=-0,02$ (2%)														
$R_{4,5}=4,1-1,04=3,06$ Па														
4а	125	-	0,88	20x20x2	0,0396	-	-	-	-	-	0,47	2	0,94	0,94
4	125	4	0,92	14x27	0,0378	180	0,087	4	1,43	0,5	0,51	3,2	1,63	2,13
5	125	1,	0,63	25x22	0,055	235	0,037	1	1,12	0,06	0,24	0,9	0,22	0,28
		5												3,35
Нев'язка $(3,06-3,35)/3,06=-0,095$ (менше ніж 10%)														
Далі повинен наводитись розрахунок ділянок 6 та 7														

семикратному об'ємі.

Компенсацію аварійної витяжки передбачають за рахунок надходження зовнішнього повітря або повітря із сусідніх приміщень з пристроєм за необхідності для цього отворів, але не передбачаючи спеціальних припливних систем. При включенні аварійної вентиляції допускається тимчасове порушення нормованих метеорологічних умов у приміщеннях.

Включення аварійної вентиляції влаштовують зовні та в приміщенні. У приміщенні пуск рекомендується дублювати включенням від руки і від газоаналізаторів, що настроюються на допустиму за санітарними й протипожежними нормами концентрацію газів. Одночасно з включенням аварійної вентиляції слід передбачати автоматичне відкриття отворів для припливу повітря в приміщення.

У машинних і апаратних відділеннях, у системах яких є менше ніж 300 кг аміаку, проектують тільки витяжну вентиляцію в триразовому об'ємі повітря за 1 год без спеціальної аварійної вентиляції.

Холодильники з витратою холоду до 150 000 ккал/год обладнують фреоновими холодильними установками. У машинних відділеннях фреонових холодильних установок проектують таку вентиляцію:

– для установок групи В (робочий об'єм циліндрів компресорів – до 25 м³/год) – витяжка природна в триразовому об'ємі за 1 год, приплив неорганізований;

– для установок групи Б (робочий об'єм циліндрів компресорів – до 100 м³/год) штучний приплив у двократному об'ємі, витяжка – у п'ятикратному; спеціальна аварійна вентиляція не влаштовується.

Витяжку в машинних відділеннях проектують з нижньої зони, біля підлоги.

У холодильних камерах витяжку проектують з верхньої зони в п'ятикратному об'ємі без припливу. Камери для риби й інших продуктів з різким запахом вентиліюються самостійними системами. Викид повітря влаштовують вище коника даху; огорожу повітря припливних камер – на висоті не нижче 3 м від поверхні землі. У решті приміщень вентиляцію проектують за даними таблиць.

Підприємства громадського харчування (ДБН В.2.2.9 – 99) обладнують системами штучної припливно-витяжної вентиляції. Системи витяжної вентиляції проектують роздільними для таких груп: убиралень, умивальних, душових, охолоджувальних камер для зберігання овочів, фруктів і харчових відходів, приміщень для відвідувачів, гарячих цехів та мийних (якщо систему вентиляції обслуговують офіціанти, то для цих приміщень проектують роздільні системи), виробничих, складських й адміністративних.

Припливні системи проектують роздільними для торгових і виробничих приміщень. У підприємствах на 100 посадочних місць одна

З місцевих опорів необхідно особливо відзначити трійники. Оскільки в адміністративних будинках розгалуження повітроводів виконують під кутом 90°, то трійники наближаються за формою до уніфікованих. Тому КМС можна визначати за джерелом [15, с. 244 – 249], [16, с. 125 – 129], [11, с. 217 – 226].

У житлових, громадських та адміністративних будинках вертикальні канали різних поверхів часто розташовують поряд. Вузол приєднання таких каналів до магістрального каналу слід розглядати не як кілька трійників, а як один трійник, у якому площа бічного перерізу дорівнює сумі площ бічних перерізів окремих каналів, а витрати у відгалуженні – сумі витрат.

Для випадку встановлення решітки у стінці транзитного (припливного або витяжного) повітроводу КМС опорів на прохід і у відгалуженні визначають за довідником [12, табл. 12.22 та 12.26] чи [15, с. 251 – 252, випадок 5 і 11].

Розрахунки виконують у табличній формі наведеній у джерелі [16, с. 133].

Складання розрахункової схеми

Розрахункову схему викреслюють на кожну вентиляційну систему, що розраховують, у фронтальній аксонометричній проекції. На схемі повинні бути відтворені всі повороти й інші елементи, що мають бути враховані як аеродинамічний опір. Дотримання масштабу не обов'язкове. На кожній ділянці схеми проставляють значення витрат повітря, довжини і номер ділянки. Вентиляційні решітки варто розглядати як самостійні ділянки, що не мають довжини.

7.2. Розрахунок систем гравітаційної вентиляції

Розрахунок пояснимо на прикладі. Розрахункова схема з проставленими навантаженнями і довжинами показана на рисунку 7.1. Така схема повинна бути наведена в пояснювальній записці. Температуру повітря в приміщеннях приймемо рівною 18°C. Розрахунок указуватимемо у формі таблиці 7.1.

$$\Delta p = R \cdot l \cdot n + \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot \sum \xi, \quad (7.1)$$

де R – питомий опір тертя на один погонний метр металевого повітровою, Па/м; для круглих повітровою знаходять за номограмою [19, с.162 – 163], а також [16, с.134, 135] та [11, табл. 22.15], за відомими витратами повітря й діаметром;

l – довжина ділянки, м;

v – швидкість повітря у повітровою, м/с;

$\frac{v^2}{2} \cdot \rho$ – динамічний тиск, Па;

$\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів ділянки;

n – коефіцієнт, який ураховує шорсткість повітровою.

Коефіцієнти місцевих опорів визначають із таблиць за довідником [11, с. 213 – 231] чи [12, с. 266 – 272].

Швидкість v у повітровою круглого перерізу може бути визначена за тими ж номограмами, а у повітровою прямокутного перерізу за формулою, м/с,

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F}, \quad (7.2)$$

де L – витрати повітря, м³/год;

F – площа поперечного перерізу каналу, м².

Для повітровою прямокутного перерізу величину R визначають таким способом:

1. Обчислюють еквівалентний діаметр за формулою

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}, \quad (7.3)$$

де a і b – сторони прямокутного перерізу.

2. За еквівалентним діаметром та швидкістю в прямокутному повітровою за джерелом [11, табл. 22.15] знаходять питомий опір тертя на один погонний метр повітровою (R).

Номограми і таблиці для знаходження R у довідниках дають для сталевих повітровою, що мають коефіцієнт абсолютної шорсткості стінок $K_s=0,1$ мм, для повітровою з інших матеріалів для одержання значення R уводять поправковий коефіцієнт n за довідником [12, табл. 12.14]. Значення K_s для неметалевих повітровою приймають за роботами [12, табл. 12.13], а також [11, табл. 22.12, с. 204].

загальна система припливної вентиляції може обслуговувати всі приміщення.

Убиральні та душові обладнують самостійною системою вентиляції.

Вентиляційні системи підприємств громадського харчування, що розміщують у будівлях іншого призначення, не повинні поєднуватися з вентиляційними системами цих будівель. Рециркуляція повітря не допускається.

У підприємствах із самообслуговуванням витяжка із залу і гарячого цеху проектується через гарячий цех. Приплив у гарячий цех приймається 35%, а у зал – 65% (додатково до розрахункового припливу в зал).

У підприємствах з обслуговуванням офіціантами витяжку з гарячого цеху і роздавальну проектують через гарячий цех. Приплив у гарячий цех приймається 65%, а в роздавальну – 35% (додатково до розрахункової притоки роздавальної).

У гарячих цехах, у приміщеннях для випікання кондитерських виробів і в мийках витяжка повинна перевищувати приплив повітря не менше ніж на 2 об'єми цих приміщень, а в залах – не менше ніж на 2 об'єми приміщень гарячого цеху й мийки. У виробничі, складські, адміністративні, допоміжні приміщення торгової групи припливне повітря подається через коридори або безпосередньо в приміщення.

Припливне повітря в гарячому цеху і в приміщенні випікання кондитерських виробів надходить у робочу зону, в решті приміщень – у верхню зону.

При розрахунку повітрообмінів, тепловиділення в залах приймають 100 ккал/год на відвідувача (включаючи 25 ккал/год прихованого тепла від їжі). Тепловиділення від технологічного устаткування визначають з урахуванням коефіцієнтів одночасності роботи і завантаження. Коефіцієнт одночасності роботи електричного й газового устаткування їдалень, кафе та закусочних – 0,8; у ресторанах – 0,7. Коефіцієнт завантаження електроплити – 0,65; електроарміти теплових шаф, електросковороди й електрофритюрниці – 0,5; іншого електроустаткування – 0,3. Розрахунок систем вентиляції проводять за параметрами A зовнішнього повітря. Для розрахунку повітрообміну в гарячих цехах і в приміщеннях для випікання кондитерських виробів температура повітря, яке видаляється через кільцеві повітровою, зони й завіси над технологічним устаткуванням, що виділяє тепло, приймається +42°C, під стелею приміщень – +30 °C. Кількість повітря, яке видаляється через кільцеві повітровою, завіси і зони, приймають 65%, а кількість повітря, яке видаляється загальнообмінною вентиляцією з верхньої зони приміщень, приймають 35% від загальної кількості повітря, що видаляється.

Над кухонними плитами проектують витяжні кільцеподібні повітровою з відсмоктуванням з внутрішньої частини кільця. Кільце розташовують на рівні не нижче ніж 2,2 м від підлоги кухні. Внутрішні

розміри кільцевого повітропроводу повинні бути на 0,5 м більше від габаритів плити з кожного боку. Між повітроводом і стелею має бути глуха завіса з некордуючого металу або з армованого скла. Кільцевий повітропровід рекомендується приєднувати окремим коробом до вентиляційної камери, через яку видаляється повітря з кухні. Окрім витяжки над плитою, в кухні рекомендується витяжка з верхньої зони.

Входи для відвідувачів на підприємствах громадського харчування з кількістю місць у залах 100 і більше в районах з розрахунковою температурою -15°C і нижче проєктують з повітро-тепловими завісами. Огорожу повітря, як правило, влаштовують з верхньої зони вестибуля.

Охолоджувальні камери для зберігання всіх видів продукції (крім фруктів, ягід, овочів, напоїв і харчових відходів) та шлюз при камері харчових відходів – не вентилюються. Кільцевий повітропровід над плитою, за ДБН В.2.2.9 – 99, рекомендується встановлювати впритул до стелі, без проміжку.

У залах і гарячих цехах ресторанів, кафе та їдальнях відкритої мережі з кількістю місць більше ніж 300 (у південних районах – більше ніж 200 місць) допускається при техніко-економічному обґрунтуванні проєктувати системи кондиціонування повітря, приймаючи оптимальні параметри внутрішнього повітря за ДБН В.2.2.9 – 99. При цьому роботу в гарячих цехах потрібно відносити до робіт середньої тяжкості. Для ідалень до 100 посадочних місць допускається витяжна вентиляція без організованого припливу.

Підприємства побутового обслуговування (ДБН В.2.2-11-2002) обладнують припливно-витяжною вентиляцією. У приміщеннях термінового хімічного чищення і в приміщеннях для відвідувачів на підприємствах хімічного чищення із самообслуговуванням видалення повітря повинне проводитися з верхньої й нижньої зон у безпосередній близькості від машин знежирення. Місцеві відсмоктування повітря, вбудовані в знежирювальні машини, не повинні об'єднуватися з іншими системами. За наявності у вентиляційних викидах пари перхлоретилена, трихлоретилена та інших шкідливих газів необхідно передбачати рекуперацію пари розчинників за допомогою адсорберів і забезпечувати «факельний» викид повітря.

У районах з розрахунковою температурою для опалювання -15°C і нижче при кількості відвідувачів більше ніж 250 чоловік на годину біля входів у приміщення проєктують легкі теплові завіси з огорожею циркуляційного повітря з верхньої зони вестибуля.

У виробничих приміщеннях при визначенні повітрообміну по тепловиділенням від електродвигунів коефіцієнт переходу електроенергії в теплову приймається: для швейних виробництв – 0,3; для решти виробничих приміщень – 0,2.

РОЗДІЛ 7. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

7.1. Загальні відомості

Метою аеродинамічного розрахунку є визначення таких розмірів повітроводів схеми, при яких через усі ділянки буде проходити необхідна кількість повітря. Для системи з примусовою вентиляцією повітря за результатами аеродинамічного розрахунку проводять також підбір вентагрегатів.

При розрахунку систем гравітаційної вентиляції аеродинамічний опір відгалужень повинен бути ув'язаний з існуючим перепадом тиску, що є рушійною силою для повітря. У механічних системах утрати тиску в мережі визначають за результатами аеродинамічного розрахунку, і саме з ними та продуктивністю системи вибирають тип і марку вентилятора.

У першу чергу необхідно виконати повний розрахунок усіх систем, що обслуговують приміщення, для яких повітрообмін згідно із нормами визначається розрахунком. Це повинні бути окремі системи, не пов'язані з іншими приміщеннями. Якщо для цих приміщень передбачена рециркуляція, то розрахунок припливної та витяжної систем має виконуватися для випадку, коли рециркуляція не застосовується. Окремо має бути розрахований рециркуляційний канал.

Починають аеродинамічний розрахунок системи вентиляції з призначення розрахункової гілки, що складається з послідовно з'єднаних ділянок повітропроводів і має найбільше навантаження по витраті повітря та найбільшу протяжність від точки входу повітря до точки виходу. По кожній ділянці, що входить до складу розрахункової гілки, визначають геометричні розміри (за витратою та рекомендованою швидкістю руху повітря) та сумарні втрати тиску. Після цього приступають до розрахунку відгалужень системи вентиляції. Ув'язування тисків між окремими відгалуженнями системи виконують з точністю до 10%. Його проводять шляхом підбору розмірів каналів і решіток, у крайньому випадкові – за допомогою діафрагм.

Отримані аеродинамічним розрахунком розміри каналів, решіток та діафрагм підписують на планах і схемах (діафрагми тільки на схемах).

Визначення втрат повного тиску на окремій ділянці повітропроводу

Установлення опорів ділянок є головною частиною аеродинамічного розрахунку, тому розглянемо це питання детальніше.

Опір ділянки повітропроводу Δp , Па, визначають за формулою

нормативної температури, приймається за роботою [1]: $\Delta t_2 = 2^\circ\text{C}$; $\Delta t_{\text{дон}} > \Delta t_x$, $2^\circ\text{C} > 0,8^\circ\text{C}$. Прийнята в приміщенні система повітророзподілу задовольняє нормовані значення.

Таблиця 6.2

Допустимі відхилення температури в припливному струмені від нормованої температури повітря в обслуговуваній чи робочій зоні

Метереологічні умови	Приміщення	Допустимі відхилення температури, °C				
		При недостачі теплоти в приміщенні		При асиміляції надлишків теплоти в приміщенні		
		Розміщення людей				
		У зоні прямої дії припливного струменя	Поза зоною прямої дії припливного струменя	У зоні прямої дії припливного струменя	Поза зоною прямої дії припливного струменя	
Допустимі	Житлові, громадські й адміністративно-побутові:	Δt_1	3	3,5	-	-
		Δt_2	-	-	1,5	2
	Промислові	Δt_1	5	6	-	-
		Δt_2	-	-	2	2,5
Оптимальні	Будь-які, за винятком приміщень, до яких ставлять спеціальні технологічні вимоги,	Δt_1	1	1,5	-	-
		Δt_2	-	-	1	1,5

Допоміжні будівлі і приміщення промислових підприємств [25] обладнують штучними припливно-витяжними системами вентиляції.

У приміщеннях з одноразовим повітрообміном і менше допускається природна припливна витяжна вентиляція. Природна витяжна вентиляція допускається в душових і вбиральнях, якщо суміжні приміщення не обладнані механічною витяжкою й при кількості приладів 3 і менше (у вбиральні та душі). При цьому підрахунок приладів ведеться підсумовуванням їх у суміжних приміщеннях поверху.

При розміщенні побутових приміщень у підвальних поверхах і в приміщеннях без природного провітрювання проектують тільки штучну припливно-витяжну вентиляцію із збільшенням повітрообміну на дві кратності, порівняно з указаними в таблиці.

У приміщеннях хімічного чищення робочого одягу, світлокопіювальних майстерень, пиловивбних пристроїв й іншого устаткування з шкідливими виділеннями слід проектувати місцеві відсмоктування.

Зали нарад і зали зборів місткістю 100 чоловік і більше повинні мати окремі системи вентиляції (допускається кондиціонування повітря). Подачу припливного повітря слід проектувати безпосередньо з повітроводів у верхню зону приміщень та зосереджено в коридори без розводки. Для надходження повітря з коридорів у приміщення (крім убиральних і курільних) установлюють жалюзійні ґрати (сітки) в стінах та перегородках, що відокремлюють приміщення від коридорів. При кратності 1,5 по витяжці встановлення ґрат можна не передбачати.

У приміщеннях без значних виділень шкідливостей (управління, громадські організації тощо) допускається влаштовувати приплив повітря безпосередньо в приміщення, а витяжку з них передбачати через вбиральні, курільні й коридори.

У тамбурах входних дверей вестибулів допоміжних будівель улаштовують легкотеплові завіси залежно від розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря (параметри Б) і кількості людей, що проходять через тамбур за годину: при мінус 15°C і нижче – 400 чол/год; мінус 26°C і нижче – 250 чол/год; мінус 45°C і нижче – 100 чол/год.

У шлюзи (виключаючи шлюзи біля вбиральень) для створення підпору повинне подаватися повітря приточування в п'ятикратному об'ємі, але не менше ніж $200\text{ м}^3/\text{год}$. Повітря в шлюзи при приміщеннях, що кондиціонують, має подаватися таких же кондицій, що і в приміщення. Приплив повітря в душові проектують з убиральень (зберігання вуличного, робочого або домашнього одягу) через приміщення переддушової. Для цієї мети у верхній частині перегородок вбиральні й переддушової встановлюють жалюзійні ґрати (сітки). Якщо повітрообмін вбиральні перевищує повітрообмін душової, то їх різниця віддається безпосередньо з убиральні.

У вбиральнях при виробничих процесах груп Ша, Шв передбачають відсмоктування повітря з шаф в об'ємі, не менше ніж 25 м³/год з кожної шафи. Відсмоктування з шаф проектується самостійною системою штучної вентиляції. Для припливу повітря в нижній частині шафи влаштовують отвори загальною площею 0,03 м².

У районах з розрахунковою температурою теплого періоду вище від 25°C (параметри А) у робочих приміщеннях управлінь, конторських бюро, приміщеннях навчальних занять, громадських організацій, бібліотеках і залах нарад рекомендується встановлення пропелерних вентиляторів (фенів) додатково до звичайних вентиляційних пристроїв для підвищення руху повітря до 0,3 – 0,5 м/с. У душових приміщеннях, кімнатах для зберігання домашнього й робочого одягу, кімнатах для годування грудних дітей швидкість повітря через ґрати приймається не більше: 0,7 м/с для припливних систем; 2 м/с для витяжних систем. Жалюзійні ґрати (сітки) в горизонтальних повітропроводах для суміжних приміщень слід розташовувати на максимально можливій відстані один від одного. Температура повітря в приміщеннях для відпочинку в теплий період не повинна перевищувати 25 °С.

У районах з розрахунковою температурою вище від 25°C для теплого періоду року (параметри А), а також у будь-яких кліматичних районах для тих, хто працює на виробництвах з тепловим випромінюванням 1500 ккал/м²год і більше, на робочих місцях та в приміщеннях для відпочинку повинні передбачатися пристрої для радіаційного охолодження (наприклад, у вигляді панелей з температурою поверхні 2 – 5 °С й ін.). У всіх приміщеннях, для яких указана температура вище від 22°C, у холодний період року приймається температура 22 °С. Для приміщень пралень, їдалень, буфетів, здоровпунктів розрахункові температури повітря й кратності повітрообмінів потрібно приймати за спеціальними нормами.

Підприємства з обслуговування автомобілів [27] і приміщення постів обслуговування обладнують загальнообмінною вентиляцією, розрахованою на розчинення газових шкідливостей. У приміщення для зберігання автомобілів припливне повітря подається зверху вниз зосередженими струменями, у приміщення постів обслуговування автомобілів – розосереджено в робочу зону, в приміщення для шпалерних робіт – розосереджено у верхню зону.

Видалення повітря з приміщень зберігання автомобілів здійснюється з верхньої й нижньої зон, а з приміщень постів обслуговування автомобілів – тільки з верхньої зони. Видалення повітря з верхньої зони виконують зосереджено даховими вентиляторами, дефлекторами і т.д.

Локалізацію шкідливостей, як правило, здійснюють за допомогою укриттів з місцевими відсмоктуваннями. У разі неможливості пристрою місцевих відсмоктувань (при русі автомобілів у приміщеннях, при запуску

Продовження таблиці 6.1

1	2	3	4
Оптимальні	У зоні прямої дії припливного струменя повітря в межах: а) початкової ділянки; б) основної ділянки. Поза зоною прямої дії припливного струменя або в зоні зворотного потоку повітря.	1 1,2 1,2	1 1,2 1,2
<i>Примітка.</i> Зону прямої дії струменя знаходимо як площу поперечного перерізу струменя, в межах якого швидкість руху повітря змінюється від V_x до $0,5 V_x$.			

$k = 1,4 / V_n$ – нормативне значення швидкості [1, додаток 1*].

$$V_n = 0,2 \text{ м/с};$$

$$V_x^{don} = 0,2 \cdot 1,4 = 0,28 \text{ м/с}, \text{ тобто } V_x^{don} > V_x; 0,28 > 0,15.$$

Перевірка надлишкової температури в струмені здійснюється за роботою [16, формула 5.6], [2, формула 4.118], °С:

$$\Delta t_x = \frac{n \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{F_0} \cdot K_g}{X \cdot K_c \cdot K_n} = \frac{1,1 \cdot 9 \cdot \sqrt{0,08} \cdot 1}{5 \cdot 0,72 \cdot 1} = 0,77.$$

Допустиме значення Δt_{don} знаходимо за джерелом [16, формула 1.3].

$$t_x = t_g - \Delta t_2,$$

де t_g – нормативна температура в приміщенні;
 $\Delta t_{don} = \Delta t_2$ – припустиме відхилення температури в струмені від

Значення коефіцієнта неізотермічності K_n у для горизонтальних струменів, які насталяються, можна приймати рівним 1.

Максимально допустиме значення швидкості на вході струменя в зону, що обслуговується, яке повинне бути не більшим від значень, обумовлених джерелом [16, формула 1.1],

$$V_x^{don} = k \cdot V_n,$$

де k – коефіцієнт переходу від необхідної швидкості в зоні, котра обслуговується, до максимальних значень швидкості в струмені [1] (таблиця 6.1 навчального посібника) :

Таблиця 6.1

Коефіцієнт k переходу від нормованої швидкості руху повітря до максимальної швидкості в струмені[1]

Метереологічні умови	Розміщення людей	Коефіцієнти К для категорій робіт	
		Легкої –I	Середньої тяжкості – II, тяжкої – III
1	2	3	4
Допустимі	У зоні прямої дії припливного струменя повітря в межах: а) початкової ділянки і при повітряному душуванні; б) основної ділянки. Поза зоною прямої дії припливного струменя повітря. У зоні зворотного потоку повітря.	1	1
		1,4	1,8
		1,6	2
		1,4	1,8

двигунів автомобілів) улаштовують загальнообмінну вентиляцію приміщень.

У приміщеннях для випробування автомобільних двигунів, а також на постах обслуговування автомобілів, що призначаються для регулювання роботи двигунів, улаштовують місцеві відсмоктування вихлопних газів. Вихлопні труби приєднують гнучкими шлангами до витяжних індивідуальних каналів у вигляді стояків із сталевих труб діаметром 100 мм.

Кількість припливного повітря в усіх випадках повинна бути в зимовий час достатньою для компенсації повітря, що видаляється місцевими відсмоктуваннями.

Температура зовнішнього повітря в розрахунках вентиляції приточування для систем, компенсуючих місцеві відсмоктування, приймається за параметрами Б; для систем, компенсуючих загальнообмінну вентиляцію – за параметрами А.

Для приміщень регенерації масла і зарядки акумуляторів, а також приміщення для малярних робіт із застосуванням пульверизаторів системи вентиляції виконують самостійними для кожного приміщення у вибухонебезпечному виконанні, застосовують спеціальні вентилятори або ежектори. Повітря, що видаляється з цих приміщень, повинне очищатися в гідрофільтрах.

У робочі ями приміщень постів обслуговування автомобілів припливне повітря подається в зимовий час підігрітим (не більше ніж до 25 °С), у літній час температура не нормується.

Пристрій для всмоктування припливного повітря повинен влаштовуватися в місцях, найбільш віддалених і захищених від викиду забрудненого повітря. При відстані між отвором викиду й отвором всмоктування повітря 20 м та більше зазначені отвори можуть розташовуватися на одному рівні. При відстані менше ніж 20 м отвір для всмоктування повітря має розташовуватися нижче за отвір для викиду повітря не менше ніж на 6 м.

Подача припливного повітря в приміщення для зберігання автомобілів проводиться в основні проїзди.

При проектуванні опалювальних і вентиляційних установок слід застосовувати блокування й автоматизацію, а при кількості установок більше ніж 20 слід застосовувати: дистанційне керування або блокування вентиляційного устаткування з технологічним устаткуванням, від якого передбачені місцеві відсмоктування; установку автоматичних клапанів на підведенні теплоносія до опалювальних агрегатів; автоматизацію найбільш відповідальних вентиляційних установок; механізацію або автоматизацію відкривання та закривання воріт з блокуванням роботи повітряних або повітряно-теплових завіс.

Вентиляція приміщень у вбудованих гаражах і парках повинна бути

відокремленою. Видалення забрудненого повітря проводиться через шахти, що не згорають і газонепроникні, виведені вище від даху будівель.

Опалення приміщень для зберігання та обслуговування автомобілів проектується повітряним, сумішним з припливною вентиляцією. У неробочий час припливні системи працюють на рециркуляцію.

У приміщеннях об'ємом менше ніж 300 м³ система опалення при тримісній роботі проектується з перегрівом припливного повітря, у неробочий час припливна система або частина її перемикається на рециркуляцію; при одно- і двомісній роботі – змішана система: місцевими нагрівальними приладами для чергового опалювання з перегрівом припливного повітря в робочий час для підвищення температури повітря в приміщенні до заданих температур.

Допускається рециркуляція повітря, за винятком приміщень для ремонту і зарядки акумуляторів, малярних, шпалерних, шиномонтажних, вулканізаційних, регенерації масел та випробування двигунів.

Окрім тепловтрат через огорожувальні конструкції, урахують витрату тепла на нагрів автомобілів, що в'їжджають, і повітря, що вривається через ворота. Кількість повітря, що вривається, приймають не більше ніж 75% від об'єму приміщення. Тривалість обігріву легкових автомобілів приймається 1 год, для обігріву інших автомобілів протягом першої години системною опалення забезпечується 70% від розрахункових витрат тепла на нагрівання автотранспорту, що в'їжджає в гараж.

Для повітряного опалювання рекомендується приймати укрупнені агрегати із зосередженою подачею повітря.

Передаючі та приймальні радіоцентри [28].

У приміщеннях (залі передавачів, диспетчерських, апаратних радіорелейних ліній, апаратних технічного контролю) проектується кондиціонування повітря. Розрахункову температуру зовнішнього повітря приймають за параметрами Б. У решті приміщень систему вентиляції проектується припливно-витяжною: приплив штучний, а витяжка природна, за рахунок гравітаційного тиску і підпору припливної вентиляції. Може бути застосована штучна вентиляція при відповідному обґрунтуванні. Розрахункова температура зовнішнього повітря приймається за параметрами А.

У робочій зоні основних і допоміжних виробничих приміщень, обладнаних системами кондиціонування повітря, з постійним перебуванням людей температура повітря приймається: влітку 22 – 25°C; узимку 18 – 21 °С, а відносна вологість повітря – 60 – 40%. У приміщеннях без кондиціонування повітря температура влітку приймається на 3°C вище від зовнішньої для приміщень з незначними тепловиділеннями і на 5°C вище для приміщень із значними тепловиділеннями.

В окремих виробничих приміщеннях (без постійного перебування людей), обслуговувальних і в автоматизованих радіостанціях температура

коєфіцієнтів τ , π і F_0 [15, табл. 4.24], [4, табл. 3.1] $\tau=1,0$; $\pi=1,1$; $F_0 = 0,08$ м². Швидкість витікання повітря з повітророзподільвача, м/с,

$$V_0 = \frac{L_0}{3600 \cdot F_0} = \frac{1112}{3600 \cdot 0,08} = 3,86.$$

Швидкість повітря у віялоподібному струмені при вході в зону, що обслуговується, обчислимо за джерелами [16, формула 5.6], [15, формула 4.137] чи [4, формула 3.20], м/с:

$$V_x = \frac{m \cdot V_0 \cdot \sqrt{F_0}}{X} \cdot K_c \cdot K_B \cdot K_H = \frac{10 \cdot 3,86 \cdot \sqrt{0,08}}{5,4} \cdot 0,72 \cdot 1 \cdot 1 = 0,1,$$

де X – відстань від ПР до розрахункової точки. Для її визначення попередньо встановимо місце відриву струменя від стелі з робіт [16, залежність 5.23], [15, залежність 4.137] чи [4, залежність 3.20]. $X_{відр} = 0,4 \cdot H$, де H – геометрична характеристика струменя згідно з джерелами [16, формула 5.8], [15, формула 4.120] або [4, формула 3.11].

$$H = 5,45 \cdot m \cdot V_0 \cdot \left(\frac{\sqrt[4]{F_0}}{\sqrt{n \cdot \Delta t_0}} \right) = 5,45 \cdot 1 \cdot 3,86 \cdot \left(\frac{\sqrt[4]{0,08}}{\sqrt{1,1 \cdot 9}} \right) = 3,55 \text{ м.}$$

Тоді $X_{відр} = 3,55 \cdot 0,4 = 1,4$ м, що вказує на відрив струменя від стелі на відстані 1,4 м від повітророзподільника, а значення X відповідно буде дорівнювати $X = 1,4 + 4 = 5,4$ м, тут 4 – це відстань від ПР до зони, що обслуговується, по вертикалі.

Коєфіцієнт K_c стиснення для повного віялового струменя визначають за джерелами [16, табл. 5.2], [15, табл. 4.29] чи [4, табл. 3.6] залежно від значення відношення

$$\frac{H_{ном} - h_{пз}}{\sqrt{F_{ном}}} = \frac{6 - 2}{\sqrt{6 \cdot 5}} = 0,73, \text{ при якому } K_c = 0,72.$$

Коєфіцієнт взаємодії струменів K_B знаходять за роботами [16, табл. 5.3], [15, табл. 4.29] або [4, табл. 3.7] і залежить від кількості струменів та відношення $\frac{x}{l}$, де l – половина відстані між повітророзподільвачами. При $\frac{x}{l} = \frac{5,4}{2,5} = 2,1$ K_B буде дорівнювати 1.

повітророзподільника № 23 дійсні формули [12, формули (8.59) і (8.60)]; зображення схем струменя – [12, рис. 8.1].

Приклад 10. На підставі даних прикладу 8 зробити перевірку системи повітророзподілення в приміщенні адміністративного будинку за методикою, викладеною в роботах [4, 15, 16]. Вихідними даними для розв'язання задачі є: розміри приміщення 15x15x6 м; повітрообмін по теплу 6670 м³/год; робоча різниця температур $\Delta t_0 = 9^\circ\text{C}$.

Розв'язання. Приймаємо до установки повітророзподільника типу ВДУМ, що створюють повний віялоподібний струмінь, який настається на стелю (див. схему подачі повітря [16, рис. 5.1, м], [15, рис. 4.59, л] чи [4, рис. 3.2, л]), при цьому передбачається, що над цим приміщенням є можливість розмістити повітроводи системи припливної вентиляції, тобто знаходиться чи горище, чи технічний поверх. Для приміщення з розмірами в плані 15x15 м (відповідно до схеми рисунка 2, г) намічаємо 6 повітророзподільвачів (ПР). Задача, як і в попередньому прикладі 8, зводиться до перевірки значень осьової швидкості V_x та надлишкової температури Δt_x у тій точці, де струмінь входить у зону, що обслуговується (зазначено жирною крапкою, див. рисунок 6.3).

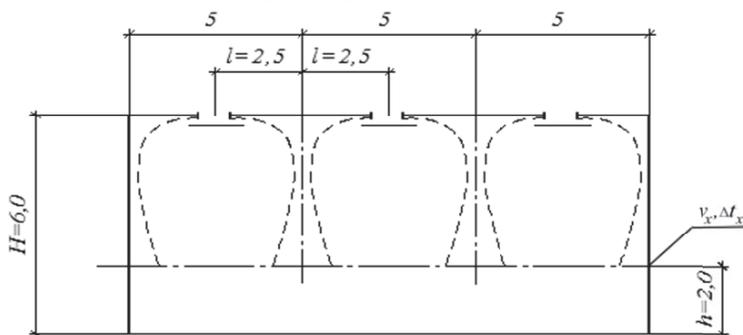


Рис. 6.3. Схема подачі повітря прямонаправленими струменями через повітророзподільвач типу ВДУМ

Розрахункові формули для цієї схеми повітророзподілення наведені в роботах [16, с. 107 – 113], [15, с. 211 – 216] чи [4, с. 55 – 61].

Витрата повітря на один ПР становитиме, м³/год,

$$L_o = \frac{L}{n} = \frac{6670}{6} = 1112.$$

Використовуючи значення витрати L_o , приймаємо повітророзподільвач ВДУМ №3, для якого вибираємо табличні значення

повітря нормується вимогами заводів-виробників технологічного устаткування, але не повинна бути вище від 40°C для станцій, що ведуть трансляцію, і 45°C – для станцій-приймачів. На автоматизованих станціях управління й регулювання систем вентиляції повинні бути автоматизовані.

Припливне повітря, що подається в технічні приміщення, повинне фільтруватися у фільтрах тонкого очищення (сухих або вологих). Вентиляційні припливні ґрати і насадки розташовують у місцях, що виключають безпосереднє обдування людей. Повітряні душі застосовують у разі, коли температура в робочій зоні не може бути отримана нижче від 30°C.

У приміщеннях з інтенсивним тепловиділенням від технологічного устаткування вентиляційні установки проектують з двома вентиляторами. Залежно від режиму роботи, вентилятори можуть бути використані для паралельної або роздільної роботи.

На необслуговуваних (автоматичних) станціях охолодження технологічного устаткування, як правило, слід проектувати системи кондиціонування повітря. Систему водоохолодження кондиціонерів проектують одну для всіх кондиціонерів.

В акумуляторних і кислотних приміщеннях проектують штучну припливно-витяжну вентиляцію. Припливне повітря піддають очищенню від пилу; його об'єм не повинен перевищувати 85% об'єму витяжки. Витяжка з нижньої зони становить 1/3 загальної кількості повітря, з верхньої – 2/3.

Повітрообмін в акумуляторних визначають за зарядним струмом за умови допустимої концентрації водню в повітрі не більше ніж 0,7 % об'єму. Кількість водню, що виділяється, B , м³/год, може бути визначено за залежністю $B = 0,000105 \cdot E \cdot n$, де E – ємність акумуляторних батарей, а-год; n – число послідовно встановлених акумуляторних батарей (n дорівнює величині напруги, що ділиться на 2).

За відсутності даних про акумуляторні батареї приймають витяжку за кратністю для приміщень кислотних акумуляторних – 10; лужних – 3.

Вентиляційні системи приміщень для зарядки акумуляторів проектують самостійними, не пов'язаними з вентиляційними установками інших приміщень. На період між зарядками акумуляторів слід передбачати можливість переходу на природну вентиляцію акумуляторних і кислотних приміщень при відключених вентиляторах.

Окрім цих нормативних вимог, при виборі схеми вентиляції необхідно враховувати такі міркування. Незалежно від наявності вентиляції, у вікнах кожного приміщення всіх типів будівель улаштовують кватирки або фрамуги. Кватирки та фрамуги не допускається відчиняти у випадках, коли в приміщенні є різкі запахи, підвищена вологість, пил та інші шкідливості й приміщення ці розташовані під житловими та адміністративними приміщеннями.

Якщо в приміщеннях кратність повітрообміну не перевищує 0,5 за 1 год, допускається природна вентиляція провітрюванням через квартирки та фрамуги. При повітрообміні не більше від одноразового в приміщеннях житлових і громадських будівель й у виробничих приміщеннях вентиляція проектується витяжна, природна або штучна, без організованого припливу усю періоди року.

При виборі схем вентиляції необхідно враховувати, що природна витяжна канална вентиляція з неорганізованим припливом ненадійна, оскільки вона не забезпечує витяжки влітку через відсутність гравітаційного тиску, а взимку – через негерметичність приміщень. Тому рекомендується проектувати комбіновану припливно-витяжну вентиляцію в усіх випадках, коли кратність повітрообміну більше від одиниці або необхідна ефективно діюча вентиляція. Система комбінованої вентиляції в зимовий час працює з природною циркуляцією повітря, а влітку або в моменти пікових навантажень перемикається на штучну циркуляцію.

Витяжні системи рекомендується виконувати з типовими витяжними камерами. При припливно-витяжній вентиляції повітря влаштовують централізований або децентралізований приплив. Централізований приплив найбільш досконалий, допускає всі види обробки повітря (нагрівання, фільтрацію, зволоження й ін.), може застосовуватися в усіх будівлях і надалі полегшує роботу досконаліших систем вентиляції – кондиціонування повітря. Пристрої центральних систем складніші, але вони зручніші та надійніші в експлуатації. Центральні припливні системи при складній обробці повітря й розгалуженій системі повітроводів мають великі гідравлічні опори, тому в таких системах застосовується штучна спонукання руху повітря.

Очищення припливного повітря для громадських будівель не слід передбачати в приморських і гірських районах з чистим повітрям, а також коли всмоктування повітря проводиться в зеленій зоні. У решті випадків очищення повітря від пилу передбачається при обґрунтуванні. У виробничих приміщеннях очищення зовнішнього повітря передбачається за наявності технологічних вимог або при запиленні зовнішнього повітря більше ніж на 30% від допустимих концентрацій у робочій зоні.

У великих будівлях улаштування центральних систем слід уважати обов'язковим, тим більше, що устаткування їх може проводитися по етапах, а експлуатація може бути максимально здешевлена і спрощена при роботі на природній циркуляції повітря й застосуванні в зимовий час тільки підігріву. При спрощеній обробці повітря можливий пристрій комбінованої центральної або децентралізованої припливної системи, особливо в системах, сумішених з повітряним опалюванням. Така система може тривалий час в осінньо-зимово-весняному сезоні працювати з природною циркуляцією і штучною в періоди року з нестійкою погодою.

Децентралізований приплив зазвичай здійснюють у вигляді

$$X_{\text{впор}} = 0,475 \cdot \sqrt{\frac{m_2^2 \cdot F_0}{n_2 \cdot A_2}} = 0,475 \sqrt{\frac{2,43^2 \cdot 0,096}{1,62 \cdot 0,01}} = 2,81 \text{ м.}$$

Довжина настилення виявилася меншою, ніж відстань $15/2 = 7,5$ м, на якій струмені двох рядів могли б зустрітися. У такому випадку довжина струменя до входу в зону, яка обслуговується, виявиться рівною довжині настилення, доданої до величини висоти приміщення, від стелі до зони, що обслуговується, $X_a = 2,8 + 6 - 2 = 6,8$ м.

Наступний крок – потрібно з'ясувати, чи можна розглядати струмінь на відстані 6,8 м від виходу як вільний. Віялоподібний струмінь, котрий настається, розглядається як вільний, якщо $\frac{x_{\Pi}}{\sqrt{F_{\Pi}}} < 0,5$ [12, табл. 8.2]. У

нашому випадкові площа поперечного перерізу приміщення, що припадає на один струмінь, буде $F_{\Pi} = 15 \cdot 6 / 3 = 30 \text{ м}^2$. Отримуємо відношення

$$\frac{x_{\Pi}}{\sqrt{F_{\Pi}}} = \frac{6,8}{\sqrt{30}} = 1,24, \text{ отже, струмінь у розглянутому перерізі є стиснутим і}$$

повинен розраховуватися за довідником [12]. Попередньо встановимо значення коефіцієнтів взаємодії K_B і стиснення K_C , які входять у формулу. Значення K_B визначимо за допомогою довідника [12, рис. 8,5]. При $l/x_n = 5/6,8 = 0,73$ знаходимо по лінії 5 рисунка $K_B = 1,13$. Значення K_C устанавлюємо також за довідником [12, рис. 8,4]. При $\bar{x} = 0,7 \cdot \frac{x_n}{\sqrt{F_n}} = 0,7 \cdot \frac{6,8}{\sqrt{30}} = 0,87$ знаходимо $K_C = 0,75$. Тоді швидкість руху

повітря v_X за довідником [12, формула (8.25)], м/с,

$$V_X = V_0 \frac{m_2 \cdot K_B \cdot K_C \cdot \sqrt{F_0}}{X_n} = 3,2 \cdot \frac{2,43 \cdot 1,13 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{0,096}}{6,8} = 0,3 \text{ .}$$

А надлишкова різниця температур на тій же відстані Δt_x обчислюється за формулою [12]

$$\Delta t_x = \Delta t_0 \cdot \frac{V_X \cdot n_2}{V_0 \cdot m_2 \cdot K_C} = 9 \cdot \frac{0,3 \cdot 1,62}{3,2 \cdot 2,43 \cdot 0,75} = 0,75 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Швидкість і надлишкову температуру в зворотному потоці в даному розрахунку дозволяється не перевіряти.

У випадку прийняття повітророзподільника № 8 із випуском повітря вздовж стелі розрахунки повинні вестися за роботою [12]; для

Розміри повітророзподілювачів визначають, урахувавши швидкість виходу повітря, яку для уникнення шуму варто приймати не вищою ніж 4 м/с. Якщо рівень шуму в приміщенні перевіряється акустичним розрахунком, то необхідно спочатку виходити з великих швидкостей. Якщо розрахунок струменів покаже, що за прийнятих умов рухливість повітря (v_x) чи різниця температур (Δt_x) у місці надходження струменя в робочу зону виявиться більшою від допустимої, потрібно збільшити кількість повітророзподілювачів, зменшити їх розмір і повторити розрахунок.

Приклад 9. Нехай робоча різниця температур $\Delta t_0 = 9^\circ\text{C}$, повітрообмін по теплу – 6670 м³/год, установлюють 6 повітророзподільників № 21 із живим перерізом 0,096 м², установка в 2 ряди.

Розв'язання. Схема розміщення розподілювачів, а також розміри приміщення відповідають рисунку 2, б. Задача полягає в знаходженні значень осової швидкості v_x й осової надлишкової температури Δt_x у точці входу струменя в робочу зону. Відповідні формули наведені в таблиці 8.2 довідника [12] (див. формули від (8.23) до (8.25) на с.184).

Відповідно до вказівок таблиці 8.2 у першу чергу необхідно знайти за формулою (8.74) [12, с.190] довжину настилення струменя $X_{\text{вiдр}}$. Попередньо знайдемо значення V_0, m_2, n_2 і A_2 , що входять у формулу.

Швидкість у вихідному перерізі решітки буде, м/с,

$$V_0 = \frac{6670}{3600 \cdot 6 \cdot 0,096} = 3,22.$$

Для повітророзподілювача № 21, відповідно до таблиці 8.1 [12], маємо значення швидкісного та температурного коефіцієнтів $m_1 = 1,8$, $n_1 = 1,2$. Поправковий коефіцієнт для струменів, що настиляються, дозволяється приймати рівним $K = 1,35$. Тоді одержимо $m_2 = 1,35 \cdot 1,8 = 2,43$; $n_2 = 1,35 \cdot 1,2 = 1,62$. Критерій A_2 для віялового струменя обчислюють за формулою

$$A_2 = 11,1 \frac{\Delta t_0 \cdot \sqrt{F_0}}{V_0^2 \cdot T_{\text{вiдр}}} = 11,1 \frac{3 \cdot 0,096}{3,22^2 \cdot (213 + 20)} = 0,01.$$

$X_{\text{вiдр}}$ визначаємо за формулою

припливних каналів у зовнішніх стінах, що підводять повітря за нагрівальний прилад. Децентралізований приплив спрощує й здешевлює будівельні роботи, але він менш надійний і менш зручний в експлуатації, обмежує обробку повітря та здорожує системи опалювання. На практиці децентралізовані припливні системи часто перетворюються на витяжні, особливо на верхніх поверхах. Найбільш ненадійними виявилися підвіконні припливні щілини з випуском повітря над радіатором. Цю схему застосовувати не слід. Децентралізований приплив рекомендується застосовувати в будівлях невеликої поверховості й кубатури.

Для котеджів можна рекомендувати припливно-витяжну вентиляцію, тобто приплив у житлові кімнати децентралізований, а витяжка – з кухні через ковпак над газовою плитою і з санвузла.

В окремих випадках децентралізований приплив може бути здійснений у вигляді припливної шафи, пристрій якої аналогічний підвіконному. Припливні шафи встановлюють у між віконних простінках. Вони мають більшу висоту і поверхню нагріву. Припливні шафи для підігріву й подачі в приміщення зовнішнього повітря допускається застосовувати при об'ємі припливного повітря не більше ніж 1000 м³/год.

Приміщення із значним виділенням шкідливостей і різкими запахами (пральні, душові, кухні ідалень та ін.) повинні мати самостійний вихід, що не сполучається зі сходовими клітками або з приміщеннями, що мають вихід на сходову клітку.

За наявності самостійних виходів приміщення з надмірними виділеннями вологи і тепла можна обладнати самостійними комбінованими системами витяжної вентиляції з природним імпульсом. У вологих приміщеннях слід передбачати подачу підігрітого зовнішнього повітря.

У громадських будівлях витяжка з убиралень рекомендується штучна незалежно від кількості вічок або унітазів.

У душових приміщеннях проектують штучну витяжку при числі ріжків більше від п'яти; приплив виконують у роздягальні. Якщо душові ізольовані від роздягалень і перетікання повітря утруднене, частину припливного повітря слід подавати в душову.

У курільних приміщеннях, як правило, здійснюється штучна витяжка. Витяжна вентиляція із санвузлів, розташованих поблизу приміщень з механічною витяжкою, повинна виконуватися з механічною спонукою.

5.2. Вибір способу та схеми вентиляювання промислових об'єктів різного призначення

При розробленні проекту з вентиляції приміщень промислових споруд інженер-будівельник повинен урахувати: їх призначення, технологічні процеси, що відбуваються в будівлі, види шкідливих речовин, які потрапляють при цьому, конструктивні особливості приміщення, вимоги щодо параметрів припливного та внутрішнього повітря. Особливу увагу проектувальник повинен приділяти питанням конструювання вентиляційних систем для різноманітних виробничих об'єктів відповідно до норм технологічного проектування та їх зв'язку із загальним об'ємом споруд і конструкціями будівлі.

Велике різноманіття технологічних процесів, режимів роботи технологічного обладнання, виділення шкідливих речовин, теплової енергії та водяної пари в різних цехах не дозволяє уніфікувати проектні рішення. Тому в кожному випадку, як правило, доводиться застосовувати свої, найбільш ефективні підходи до проектування вентиляційного устаткування.

У першу чергу проектують місцеві витяжні та припливні вентиляційні системи. Повітрообміни для місцевої витяжної вентиляції визначають за типом місцевих відсмоктувачів, технологічним обладнанням, видом шкідливих речовин й іншими факторами. Вони можуть задаватися технологом цеху, визначатися за довідниковою літературою (для типового устаткування) і на основі розрахунків (для місцевих відсмоктувачів чи укриття виготовлених власними силами, на підприємстві).

На наступному етапі визначається можливість об'єднання місцевих відсмоктувачів від різних видів обладнання в одну вентиляційну систему. При цьому необхідно враховувати низку факторів: ритмічність роботи технологічного обладнання та його розташування, вид шкідливих речовин, механічне чи гравітаційне спонукання для вентиляційного устаткування. Бажано об'єднувати між собою вентиляційні системи з механічним спонуканням від однотипного обладнання й обладнання, де виділяються хімічні речовини, що не вступають між собою в хімічні реакції, знаходяться на невеликій відстані одна від іншої й мають приблизно однаковий режим роботи. Від обладнання, що виділяє гарячі гази, бажано влаштовувати гравітаційні витяжні системи, які не об'єднуються між собою.

Біля устаткування, що інтенсивно виділяє тепло чи шкідливі речовини, необхідно встановлювати засоби місцевої припливної вентиляції (душі). Вид патрубків душуювання та параметри повітря, яке подається,

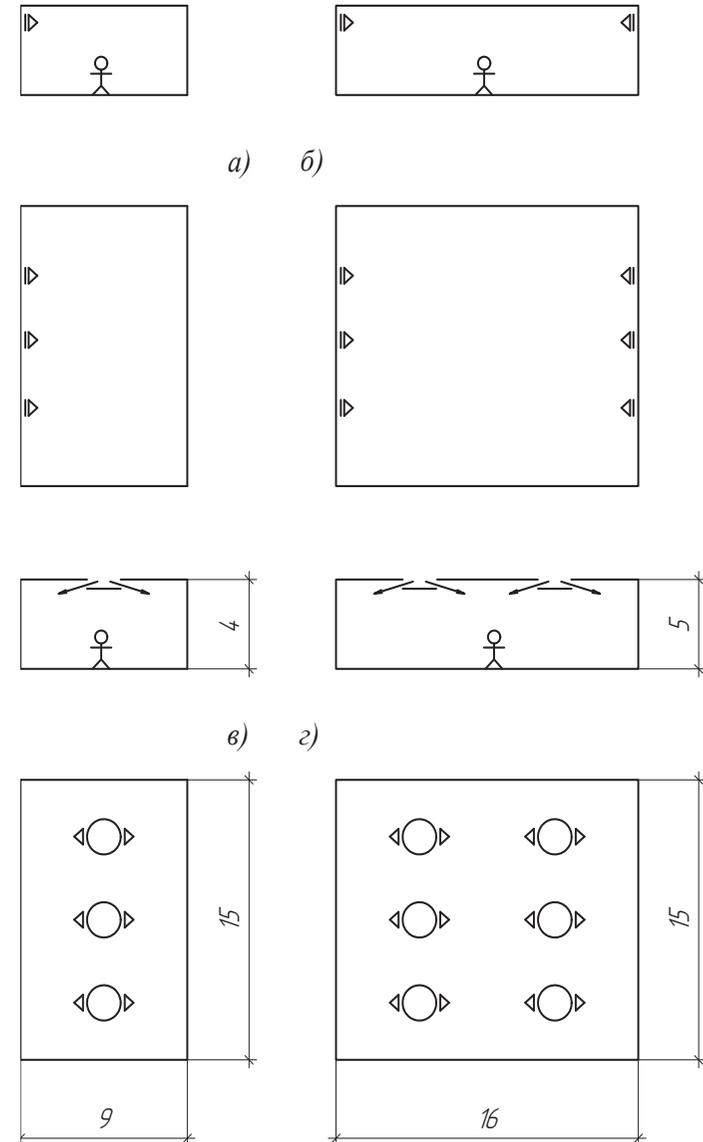


Рис. 6.2. Приклад розміщення повітророзподілювачів:

а) однорядне розташування решіток; б) дворядне розміщення решіток; в) однорядне розташування плафонів; г) дворядне розміщення плафонів

струменів.

До розрахунку можна приступити тільки після того, як вибрана робоча різниця температур $t_{внут} - t_{нр}$ і визначений повітрообмін. Для проведення розрахунку попередньо задають тип повітророзподільвачів, їх кількість, розміри та розміщення.

На рисунку 6.2 наведено можливі варіанти розташування повітророзподільників у великих приміщеннях.

визначаються розрахунком. Оскільки, як правило, повітря для душів обробляється в одному кондиціонері, бажано підбирати патрубки душуювання таким чином, щоб температура повітря, яке подається з них, була однаковою. Крім того, для економії енергоресурсів ця температура повинна бути такою, щоб у теплий період року можна було обійтися лише адиабатним охолодженням зовнішнього повітря в кондиціонері.

Після визначення повітрообмінів переходять до проектування загальнообмінних витяжних та припливних вентиляційних систем. Необхідно враховувати, що в кожний період року може застосовуватися своя схема роботи вентиляційного устаткування. Як правило, в теплий період року використовують аерацію. При значних надлишках теплоти аерацію також можна застосовувати і в перехідний період. У холодний період зазвичай використовують лише механічну загальнообмінну вентиляцію – хоча за певних умов може бути застосована й аерація.

Температуру припливного повітря, що подається механічними системами загальнообмінної вентиляції, визначають із системи рівнянь теплового і повітряного балансу цеху. При значних теплових надлишках у цеху ця температура може виявитися занадто низькою для якісної роздачі повітря існуючими повітророзподільвачами. У цьому випадку рекомендується виключити з теплового балансу систему опалення або перевести її на черговий режим роботи. Для «холодних» цехів характерною є висока температура припливного повітря, що теж погано, оскільки нагріте повітря має здатність підійматися вгору, де видаляється засобами загальнообмінної витяжної вентиляції. У цьому разі бажано знижувати тепловтрати цеху (наприклад, застосувавши локальний обігрів робочих місць або за рахунок утеплення) чи компенсувати тепловтрати за рахунок роботи системи опалення.

Подача припливного повітря засобами загальнообмінної механічної вентиляції залежить від температури припливного повітря та параметрів мікроклімату, які необхідно створити в робочій зоні цеху. Для аерації в теплий період відкривають вікна нижнього ярусу. Для аерації в перехідний період відкривають вікна верхнього ярусу. В холодний період подачу нагрітого повітря здійснюють у робочу зону, подачу охолодженого повітря – похилими струменями за схемою «зверху – вниз». При виділенні пилу, «важких» шкідливих речовин подачу припливного повітря бажано застосовувати за схемою «зверху – вниз» повітропроводами рівномірної роздачі.

Видалення повітря з верхньої зони засобами загальнообмінної вентиляції виконують в усіх випадках. Додаткову загальнообмінну витяжку з робочої зони встановлюють при виділенні «важких» газів та парів. У випадку застосування аерації – відчиняють вікна аераційного ліхтаря. Якщо застосовують механічну витяжку – вмикають дахові вентилятори. Розташування дахових вентиляторів повинне відповідати

двом вимогам: рівномірності їх розміщення по площі даху та переважній локалізації біля джерел інтенсивних тепловиділень. Для великих цехів кількість дахових вентиляторів приймають не менше від двох (за умови надійної роботи).

Ливарні цехи

Залежно від об'єму цеху він може містити: склад формувальних матеріалів, землекліпдготовлююче відділення, відділення розмолу вугілля і глини, плавлення й заливання металу, формування і сушіння форм та стрижнів, очищення, обрубки, термообробки й лиття.

Шкідливими надходженнями у чавуно- і сталеварних цехах є надлишкове конвективне та променеве тепло, пара, газ, пил.

Надлишкове конвективне і променеве тепло виділяється при плавленні й заливанні металу, охолодженні залитих форм, сушінні форм та стрижнів.

Виділенням водяної пари супроводжуються процеси переробки свіжої та обробленої землі, сушіння опок і стрижнів.

Виділення газів (в основному CO) відбувається в періоди завантаження вагранок, заливання металу у форми, сушіння форм.

Виділення пилу супроводжує приготування сумішей, формування при обробленні висушених стрижнів.

У складах формувальних матеріалів, металу, коксу, флюсу і вуглекислоти для локалізації пилу використовують місцеві відсмоктувачі. Повітропроводи, що транспортують пилоповітряну суміш, обладнують герметичними люками для очищення від пилу, що осів. Перед викидом в атмосферу повітря очищують.

Коли виробничий процес супроводжується виділенням пилу і вологи, додатково до місцевої витяжної вентиляції влаштовують витяжку з верхньої зони з кратністю повітрообміну 5.

При надлишкових тепловиділеннях організацію повітрообміну необхідно виконувати за схемою «знизу – вгору» з видаленням повітря з верхньої зони природним шляхом через ліхтар або шахту з дефлектором.

Ковальські цехи

Основні шкідливі виділення в ковальських цехах, окрім конвективного і променевого тепла, – продукти горіння, що містять оксиди вуглецю, сірчистий газ, дим.

Для локалізації шкідливих виділень використовують місцеві відсмоктувачі-зонти, які встановлюють над горнами; зонти-козирки, які розміщують над завантажувальними отворами печей, а також укриття і бортові відсмоктувачі. Для асиміляції надлишкової теплоти широко використовують аерацію. Аераційне повітря подається через прорізи, розташовані в нижній зоні приміщення на висоті від 0,3 до 0,8 м, із напрямком потоку на робочі місця. Із верхньої зони повітря видаляється через ліхтарі, шахти або дахові вентилятори.

оскільки при витoku з розподільника вектори швидкостей униз складаються з поступового та обертального руху.

У приміщенні, що вентилюється, струмені розділяють на *припливні* та *витяжні*, які відповідно формуються на виході з повітророзподільників і біля всмоктуючих отворів повітрозабірних пристроїв. У свою чергу припливні струмені підрозділяються на *ізотермічні* й *неізотермічні*. Ізотермічним вважається струмінь, температура в усьому об'ємі якого однакова і дорівнює температурі повітря навколишнього середовища. У тому випадку, коли різниця між температурою в струмені та, наприклад, температурою повітря у приміщенні досить мала – струмінь вважається *слабоізотермічним*.

При розгляді руху повітряних мас у приміщенні вводять поняття: *вільних*, *стиснених* і *взаємодіючих* струменів. Струмінь вважається вільним за умови, коли закономірності його витoku, розвитку й розповсюдження не порушуються впливом обмежуючих площин (огорожувальних конструкцій) та інших струминних потоків. Якщо після проходження струменем певного шляху від розподільника на його розвиток починає впливати дія зворотного потоку, викликаного рухом самого повітряного струменя, необхідно враховувати стиснення струменя. При цьому швидкість руху знижується більш інтенсивно, а збиткова температура повільніше – порівняно з розвитком не стисненого повітряного потоку. За умов руху струменя поблизу огорожувальних конструкцій чи перешкод також необхідно враховувати стиснення повітряних струменів. У разі витoku повітря у приміщення одночасно через декілька повітророзподільників необхідно враховувати їх взаємодію.

Крім того, для характеристики припливних струменів вводять поняття *первинного* та *вторинного* повітря. Первинне повітря – це повітря, що виходить з повітророзподільника. Вторинне (повітря з приміщення) приєднується до першого й утворює спільний рух завдяки ефекту ежекції.

Для характеристики геометричних параметрів припливних струменів також вводять поняття: *далекобійності*, *ширини* та *границі струменів*.

6.2. Мета та порядок розрахунку повітророзподілення в приміщеннях. Приклад розрахунку

Умови входження повітряного струменя в робочу зону формуються за швидкістю повітря та надлишковою різницею температур (див. [11, с.115 – 116]).

Щоб переконатися в тому, що швидкості й надлишкові температури в усій зоні, яка обслуговується, залишаються в межах допустимих, у деяких випадках виконується перевірений розрахунок повітряних

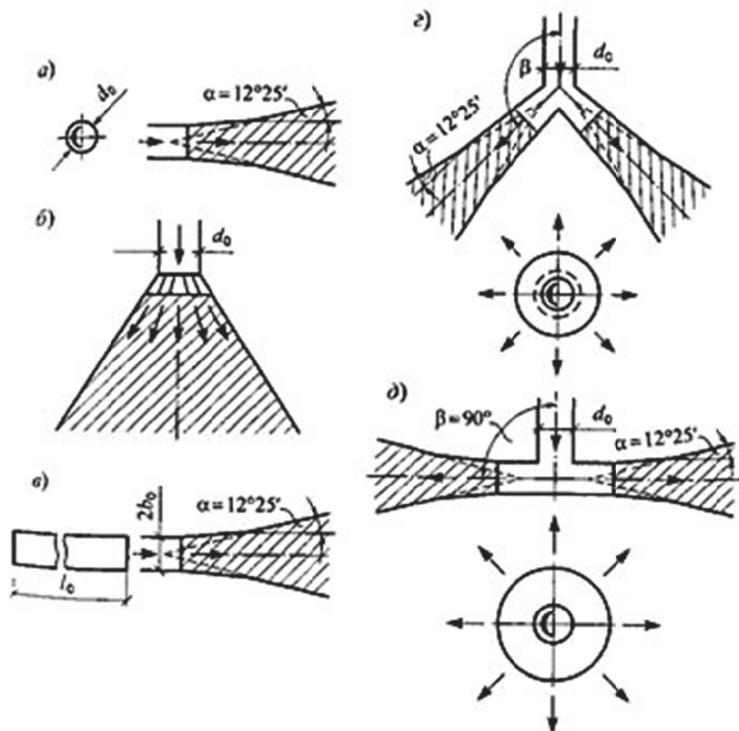


Рис.6.1. Схеми струменів різноманітної форми: а) компактна вісесиметрична; б) конічна; в) плоска; г) кільцева, або неповна віялоподібна; д) повна віялоподібна

Плоскі струмені (рисунок 6.1, в) утворюються на виході повітря з витягнутих (щільових) отворів зі співвідношенням сторін $a/h > 5$. Віялоподібні струмені утворюються при примусовому збільшенні кута розкриття струменя. При цьому слід розрізняти *повні віялоподібні* струмені (рисунок 6.1, д), у яких кут розкриття становить 360° , та *неповні віялоподібні* струмені (рисунок 6.1, г), для яких кут – менше ніж 360° . Конічні струмені (рисунок 6.1, б) утворюються також при примусовому збільшенні кута розкриття повітряного струменя із застосуванням, наприклад, направляючих пристроїв чи спеціальних насадок.

Закручені струмені також утворюють шляхом установалення закручуючих пристроїв на виході з повітророзподільника або при тангенціальному підводі повітря до повітророзподільника. На виході з розподільника струмінь має форму віялоподібного або конічного струменя,

Термічні цехи

Основні шкідливі виділення :

- а) тепловиділення від гарячих поверхонь печей і нагрітих виробів;
- б) випромінювання з відкритих завантажувальних отворів печей, розігрітих дверцят і стінок;
- в) оксиди вуглецю при неповному згоранні палива і витік газу в робоче приміщення через нещільності печей;
- г) пара і пил (свинцю, ціанистих з'єднань вуглеводнів) від ванних печей при гартуванні виробів.

Для локалізації шкідливих виділень застосовують зонти, кільцеві відсмоктувачі (для ванної печі), укриття ванної печі з верхнім або нижнім відсмоктувачем. Також застосовують механічний та природний приплив повітря і витяжку.

Гальванічні цехи

У приміщеннях гальванічних цехів виділяються різноманітні шкідливості: тепло, волога, пара, гази, краплі, рідкі аерозолі, пил. Особливою токсичністю вирізняються пари й аерозолі ціанідів, солей хромової та азотної кислоти.

Найбільш поширеними пристроями для локалізації шкідливих виділень є бортові відсмоктувачі, які розміщують по довгій стороні ванни, у деяких випадках, якщо дозволяє технологічний процес, – зонти і ширми, що відділяють майданчик з обладнанням.

При виборі бортових відсмоктувачів перевагу слід надавати «перевернутим» як найбільш ефективним. Місцеві відсмоктувачі від ванн для обезжирення деталей органічними розчинами, від ванн із розчинами ціанідів, процесів хромування і нікелювання слід об'єднати в самостійні вентиляційні установки. Системи місцевих відсмоктувачів від ванн із ціанистими розчинами, азотною й соляною кислотою повинні мати резервні вентилятори з автоматичним увімкненням їх при зупиненні основного.

При виборі вентиляційного обладнання необхідно дотримуватися правил пожежо- і вибухобезпечності: для витяжних систем, що виділяють пари розчинювачів чи газів від електролітичних ванн, вентилятори та електродвигуни роблять іскрозахищеними, повітропроводи заземлюють.

Зварювальні цехи

Електричне дугове зварювання супроводжується виділенням у повітря тепла, пилу, газів-оксидів азоту, оксидів вуглецю, фтористих з'єднань. Основний принцип вентиляції зварювальних цехів і відділень – місцева витяжка від зварювальних постів та різання невеликих деталей і загальнообмінна припливно-витяжна вентиляція, призначена для розбавлення не вловленої місцевими витяжними пристроями частини шкідливих речовин й асиміляції теплонаходжень у приміщення.

Цехи металопокриття

У випадку електролітичного знежирення в повітрі виділяються аерозолі водних розчинів лугів їдкого натру, фосфорнокислого і вуглекислого натрію, при застосуванні бензину та керосину – їх пари, а у випадку використання сірчаної, соляної та азотної кислот – туман кислотних розчинів, сірчистий ангідрид й оксиди азоту.

Найбільш цілісне видалення шкідливих надходжень – це повне укриття ванн у капот із верхньою кришкою, що відсувається. Якщо повне укриття неможливе у зв'язку з особливостями технологічного процесу (при механізованому завантаженні деталей, короткочасності процесу, необхідності постійного нагляду), то для видалення шкідливих парів необхідно передбачити бортові відсмоктувачі.

Фарбувальні цехи

У фарбувальних цехах улаштування вентиляції залежить від способу нанесення лакофарбових матеріалів на різні за розміром виробу. Як розчинники найбільш часто використовують ароматичні вуглеводи: толуол, ксилол, сольвент, спирти, ефіри, вуглеводні.

У фарбувальних камерах використовують місцеві відсмоктувачі. Улаштування природного притоку повітря не допускається, оскільки пил у повітрі, яке надходить, може призвести до пошкодження продукції. Тому перед подаванням у цех припливне повітря необхідно обов'язково очищати від пилу.

Вентиляційні системи фарбувальних цехів не можуть об'єднуватися з вентиляційними системами інших виробництв. Системи місцевих відсмоктувачів і системи загальнообмінної вентиляції проектується окремо. При здійсненні витяжної вентиляції однієї постійно діючої місцевої системної чи загальнообмінної установки передбачають резервний вентиляторний агрегат, який автоматично включається при зупиненні першого. Аварійна вентиляція і рециркуляція повітря не передбачаються. Вентилятори повинні бути в іскрозахисному виконанні.

Дробильно-розмельні цехи

Виробничий процес супроводжується виділенням пилу. Тому приміщення, в яких відбувається розмелення, дробіння, обробка готових виробів абразивами, магнітна сепарація, змішування і транспортування готових матеріалів, повинні бути обладнані припливно-витяжною вентиляцією. Використовують місцеві відсмоктувачі та укриття.

Механічні цехи

Основні шкідливі виділення в механічних цехах – тепло, волога, пил, що утворюються в процесі обробки крихких матеріалів. Джерелами теплонадходжень є верстати, люди, сонячна радіація, штучне освітлення. Для асиміляції теплоти застосовують механічну чи природну припливно-

РОЗДІЛ 6. ОРГАНІЗАЦІЯ ПОВІТРООБМІНІВ У ВЕНТИЛЬОВАНИХ ПРИМІЩЕННЯХ

6.1. Класифікація припливних струменів та повітророзподільників, що їх утворюють

Повітряним струменем у системах вентиляції можна вважати потік, який формується внаслідок витоку повітря (природного чи штучного) з повітророзподільників чи інших пристроїв (відкрита квартира, двері, технологічний отвір, ворота та ін.). При цьому струмінь вважається *затопленим*, якщо повітряний потік рухається у середовищі з такими ж фізико-механічними властивостями, як і сам повітряний потік. В інших випадках струмінь є *незатопленим*. Між затопленим струменем та навколишнім середовищем постійно відбувається масообмін, під час якого маса струменя постійно збільшується, а швидкість течії постійно падає. Під час руху незатоплених струменів масообміном з навколишнім середовищем нехтують. Єдиного класифікатора припливних струменів немає, але у першому наближенні їх можна класифікувати за типом повітророзподільників на *прямострумінні* та *закручені*.

Прямонаправлені струмені у свою чергу поділяють на: *компактні*; *плоскі*; *віялоподібні* та *конічні*. Характерною ознакою компактних і плоских струменів є те, що вектори швидкостей витоку повітря паралельні між собою. У віялоподібних струменів теж простежується паралельність векторів, але направлені вони у різні сторони, хоча і розповсюджуються в одній площині. Для конічних струменів характерним є те, що вектори швидкостей у них утворюють деякий кут.

Компактні струмені утворюються внаслідок виходу повітря з круглих, квадратних, овальних та прямокутних отворів повітророзподільників. Цікавим є той факт, що для струменя, що витікає із круглого повітророзподільника в необмежений простір, форма зостається вісесиметричною по всій довжині руху повітря. Для квадратного чи прямокутного повітророзподільника струмінь спочатку повторює форму живого перерізу розподільника, а потім на деякій відстані від устрою перетворюється у вісесиметричну (рис. 6.1, а).

Приховані горизонтальні вентиляційні канали необхідно проектувати аналогічно витяжним.

Припливні установки та припливні камери

Припливні установки складаються з таких пристроїв:

- 1) повітроприймальна шахта з жалюзійними решітками;
- 2) повітроприймальний утеплений клапан;
- 3) фільтр;
- 4) калорифер;
- 5) вентиляторна установка.

Ескізне відображення прийнятих рішень

Прийняті рішення про конструкції систем зрештою повинні бути показані у вигляді креслень, виконаних у визначеному масштабі (див. розділ 10). Однак зображення в масштабі можливе лише після проведення розрахунків усіх елементів системи. До таких розрахунків усі прийняті пристрої потрібно нанести ескізною на архітектурні креслення будинку. Одночасно корисно ескізною зобразити в аксонометрії схеми всіх систем, що полегшить їх наступне викреслювання в масштабі, а також складання розрахункових схем (див. розділ 7 цього видання). Системи вже на цій стадії потрібно пронумерувати. Витяжні механічні системи одержують номери В1, В2, В3; витяжні гравітаційні – ВГ1, ВГ2, ВГ3; припливні механічні системи – П1, П2, П3.

витяжну вентиляцію з подачею повітря через витяжні ліхтарі, шахти чи дахові вентилятори.

Видалення пилу здійснюється місцевими відсмоктувачами у вигляді кожухів і відсмоктуючих воронок.

Деревооброблювальні цехи

Основні шкідливі виділення такі: дерев'яний пил, що утворюється при обробленні деталей на верстатах; пари клею в складальному відділенні, пари розчинників фарб і лаків у малярно-оздоблювальному відділенні, надлишкове тепло й водяна пара у відділенні сушильних камер, наждачний та металевий пил, що утворюється при точінні інструментів.

У столярно-складальному і малярному відділенні рекомендується влаштовувати місцеву й загальнообмінну вентиляцію. У сушильних цехах витяжка проводиться зонтами над розвантажувальними воротами сушильних камер. У верстатному відділенні витяжна вентиляція виконується місцевими відсмоктувачами від верстатів. Для видалення відходів із підлоги необхідно встановлювати відсмоктувачі на підлозі.

Особливістю вентиляційного обладнання деревообробних цехів є те, що відходи деревообробки видаляються з цеху через місцеві відсмоктувачі в обладнанні за допомогою систем *аспірації* та *пневмотранспорту*.

Системи аспірації – створюють розрідження в обладнанні, перешкоджаючи надходженню пилу в приміщення. Видаляють пил, стружки, ошурки й подають забруднене повітря в пиловловлювач. Вони можуть бути з розрідженням і з надлишковим тиском повітря. Характеризуються невисокою концентрацією μ суміші, що транспортується. У системах аспірації вихідним параметром є витрати повітря, які необхідні для створення заданого розрідження в місцевих відсмоктувачах.

Системи пневмотранспорту – застосовують для переміщення матеріалів у технологічних цілях. Характеризуються максимальним значенням μ . Також можуть бути з розрідженням і з надлишковим тиском. У системах пневмотранспорту вихідним параметром є вага матеріалу, який необхідно перемістити за одиницю часу.

Обмеження – всмоктуючі системи можуть працювати з розрідженням, не більше ніж 9,5 кПа. Тому, якщо довжина системи велика, частину її роблять із розрідженням, а частину з надлишковим тиском.

У малих деревообробних цехах і майстернях використовують розгалужену схему аспірації. Радіус дії такої схеми не перевищує 30 м, а максимальна кількість верстатів – 15 шт.

У промисловості часто застосовують колекторну схему. Колектори бувають вертикальні й горизонтальні. Така схема може обслуговувати до 20 – 25 верстатів. Нерідко використовують комбінований варіант – розгалужено-колекторну схему.

Порівняно великі швидкості руху повітря (15 – 20 м/сек) в елементах пневмотранспорту та аспірації диктують необхідність застосування специфічних елементів.

Трійники. Використовують лише штаноподібні з кутами розкриття 30° і 45°, оскільки вони мають невеликий аеродинамічний опір. Характерно, що навіть незначна зміна витрат повітря через такий трійник призводить до різкої зміни коефіцієнта місцевого опору.

Конусні діафрагми. Звичайні «тонкі» діафрагми забиваються стружкою і щепою, тому застосовують конусні. Кут розкриття становить 20 – 35°. Їх встановлюють лише на вертикальних ділянках повітропроводів.

Лючки для огляду і можливості очищення повітропроводів від завалів відходів деревини встановлюють через 4 – 6 м, звичайно в особливо «небезпечних» місцях на збірних та магістральних повітропроводах.

Гумово-тканинні гофровані рукави встановлюють там, де місцевий відсмоктувач рухається разом із робочим інструментом верстата. Аеродинамічний опір такого рукава приблизно вдвічі більший за аеродинамічний опір звичайного металевого повітропроводу. Тому при розрахунках їх можна замінити звичайними повітропроводами подвоєної довжини.

Вентиляція гаражів

Основні шкідливі виділення в гаражах – оксид вуглецю, акролеїн і формальдегід.

У приміщеннях гаража, крім розміщеного в підвальних поверхах, повинна бути передбачена природна вентиляція.

В ізольованих приміщеннях для 10 автомобілів у гаражах усіх категорій дозволяється влаштування лише однієї витяжної вентиляції (див. рисунок 5.1).



Рис. 5.1. Варіант улаштування загальнообмінної витяжної системи вентиляції паркінгу

За відсутності горища чи технічного поверху застосовують дахові вентилятори, що встановлюють на даху без камер; їх технічні дані подано в роботі [12, с.411 і 412]. Для їх встановлення на даху передбачають отвір, обрамлений залізобетонним бортиком, котрий піднімається над покрівлею (див. рисунок 5.2).

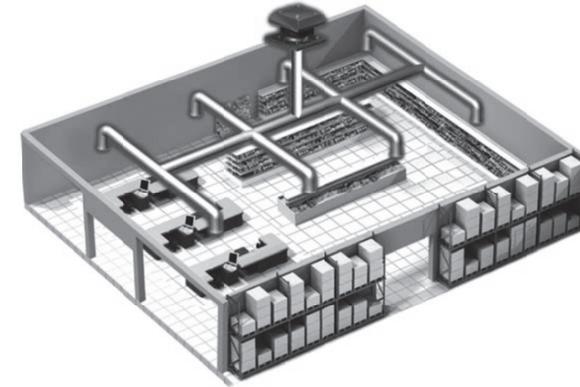


Рис. 5.2. Приклад застосування дахового вентилятора у витяжній системі загальнообмінної вентиляції

Конструювання припливних систем

За наявності цегляних внутрішніх стін рекомендується вибирати схему, за якою припливна камера розташовується в підвалі чи на першому поверсі, роздавальний канал знаходиться в підвалі, а за відсутності підвалу – в ґрунті під підлогою першого поверху. Від роздавального каналу до кожного приміщення в стіні прокладається самостійний вертикальний канал.

Якщо підвал не опалюється, повітропроводи, що йдуть по ньому, повинні мати малотеплопровідні стінки. Канали в ґрунті виготовляють із цегли або залізобетону.

Вертикальні канали ніяких особливостей порівняно з вертикальними витяжними не мають. Випускання повітря рекомендується передбачати під стелею приміщень; у високих приміщеннях – на висоті 5 – 6 м від підлоги.

У каркасних будинках може виявитися доцільним застосування поверхових горизонтальних роздавальних каналів, що прокладають у коридорах. Повітря подається до них від загальної припливної камери у вертикальних каналах, стосовно яких зберігається вимога «перепуску» мінімум на один поверх.

Розміщення решіток і вертикальних каналів

У будинках, які мають вертикальні канали від кожного приміщення, канали розміщуються або у внутрішніх стінах (якщо стіни цегельні чи з пустотних панелей), або робляться приставними. У сучасних проектах можна застосовувати приставні канали з металу, вініпласту чи зі шлакогіпсових матеріалів. Розміри перерізів, що рекомендуються, наведено у довіднику [12, табл.12.7 і 12.8; рис.12.1].

Приставні вертикальні канали розміщують переважно в кутах приміщень. У каркасних будинках при цьому необхідно стежити за тим, щоб канали не перетиналися з балками каркаса.

У більшості випадків витяжні решітки розташовують на вході в канал на відстані 0,3 – 0,5 м від стелі. Для деяких приміщень норми вимагають, щоб решіток було дві: одна біля стелі й одна біля підлоги.

Вертикальні канали від поверхів роблять приставними або ховають усередині спарених перегородок.

Конструювання збірних горизонтальних каналів

Загальні для декількох поверхів горизонтальні канали варто прокладати по горищах або технічних поверхах, якщо такі є, в іншому випадку – під стелею верхнього поверху. Канали виконують зі шлакогіпсу, при вологому повітрі – зі шлакобетону чи азбестоцементу. В окремих випадках можливе застосування металевих каналів. При прокладанні по неопалюваних приміщеннях стінки каналів повинні мати підвищений термічний опір, щоб виключити можливість конденсації вологи всередині каналу. Підвищення опору теплопередачі досягається влаштуванням подвійних стінок із повітряним прошарком або застосуванням матеріалів із добрими теплоізоляційними властивостями [12, рис. 12.16 і 12.2].

У каркасних будинках при конструюванні горизонтальних каналів потрібно стежити за тим, щоб вони не перетиналися з балками каркаса. Поверхові горизонтальні канали, які прокладають по коридорах, варто ховати під підшивною стелею.

При розв'язанні питання про конфігурацію горизонтальної мережі на корневих ділянках (біля вентилятора) необхідно уникати коротких прямих відгалужень, тому що в них важко зменшити діючий тиск. Згідно із цими ж міркуваннями небажане встановлення витяжних решіток безпосередньо на стінках магістрального повітроводу.

Витяжні центри

Конструкція вентиляційних камер з осьовими вентиляторами, призначених для встановлення на горищах, наведена в роботі [10, с. 20]. У системах гравітаційної вентиляції встановлюється лише витяжна шахта [19, рис. 10.26]. В обох випадках розміщення дефлектора на виході із шахти не обов'язкове. Камеру з радіальним вентилятором зображено в джерелах [19, рис. 10.16; 16, с.148].

У приміщеннях для випробування двигунів повинні влаштовуватися місцеві відсмоктувачі. У приміщеннях для регенерації мастила і зарядження акумуляторів необхідно передбачити самостійні для кожного приміщення системи витяжної механічної вентиляції з іскрозахисними вентиляторами.

У гаражах, обладнаних механічною вентиляцією, і в оглядових ямах має бути передбачений приплив зовнішнього повітря, нагрітого до температури приміщення. У стоянках гаражів використовують загальнообмінну вентиляцію, розраховану на розчинення оксидів вуглецю та інших газів не вище від гранично допустимих концентрацій.

5.3. Конструктивне оформлення систем вентиляції

Перед тим, як проектувальник почне роботу над проектом з вентиляції об'єкта того чи іншого призначення, він має ретельно ознайомитися із завданням і нормативною базою для споруди, де передбачається влаштування системи, тому що виконання всіх вимог зазначених документів обов'язкове. Креслення будівельної частини мають бути розібрані. При цьому необхідно звертати увагу на склад помешкань, на можливість розміщення вертикальних каналів у стінах, на можливі місця прокладання горизонтальних збірних каналів, на можливі місця розміщення припливних і витяжних центрів.

Для будинків каркасного типу по перерізу необхідно знати, в якому напрямку йдуть балки (ригелі) каркаса, щоб не робити помилок при конструюванні систем.

Під час вивчення літератури особливу увагу слід звернути на таке:

- а) як визначаються повітрообміни по помешканнях (окремо по припливу і по витяжці);
- б) які помешкання повинні мати самостійні вентиляційні системи;
- в) чи є вказівки на те, чи має бути вентиляція механічною або може бути природною.

При проектуванні потрібно дотримуватись відповідних норм. Розв'язуючи питання, за котрими норми не дають конкретних указівок, проектувальник діє на свій розсуд.

Вибір кількості витяжних та припливних систем

Простіше було б улаштувати в будівлі єдину витяжну та єдину припливну системи. Проте не всі приміщення можна об'єднати загальними каналами. Так, у деяких будинках туалети повинні мати самостійну витяжну систему. Об'єднувати їх можна тільки з курильними, душовими й підсобними приміщеннями. Однак це не єдине обмеження. Наприклад, у лікарнях окремі витяжні та припливні системи повинні мати операційні блоки, рентгенівські кабінети, лабораторії, аптеки. Такого роду вимог норм проектувальники мають додержуватись беззастережно. Крім того, окремі

витяжні й припливні системи необхідно передбачати для частин будинку, які використовують лише у визначені години або в особливому режимі (зали засідань, глядацькі зали клубів тощо).

При виборі кількості систем потрібно враховувати можливий радіус дії одного вентиляційного центра. Для гравітаційної витяжної вентиляції він не перевищує восьми метрів, для систем механічної вентиляції – близько сорока метрів. Таким чином, остаточний вибір кількості вентиляційних систем роблять одночасно з урахуванням архітектурно-конструктивних особливостей будівель та вимог щодо спонукання руху повітря у системі.

У низці випадків СНіП передбачають установлення повітряно-теплових завіс на входах у будівлю.

Вибір між природним і механічним спонукачем витяжних систем

Системи гравітаційної вентиляції не цілком надійні, тому що їх дія залежить від зовнішньої температури та вітру, а рушійний перепад тиску малий. Тому у деяких приміщеннях, наприклад у палатах лікарень, норми потребують, щоб і витяжна, і припливна вентиляції були механічними.

У тих випадках, коли норми не дають прямих указівок, проектувальник повинен зробити вибір самостійно. Переваги природної вентиляції: безшумна, проста, не потребує догляду й не витрачає електроенергію. До недоліків відносять (крім малої надійності) великий розмір каналів, обмеженість радіуса дії та неприпустимість об'єднання помешкань різних фасадів, залежність режиму роботи від кліматичних факторів.

Потрібно відзначити, що, якщо помешкання обладнувати припливною механічною вентиляцією і природною витяжкою, то воно вентилюється цілком надійно. Таке рішення приймають часто для кінозалів. Недоліком його є те, що відпрацьоване повітря може потрапляти в сусідні приміщення.

У туалетах із кількістю сантехнічних приладів більше від трьох та в душових із кількістю сіток більше від трьох, а також у курільних прийнято влаштовувати механічну витяжну вентиляцію.

Після того як зроблено вибір між природним і механічним видами витяжної вентиляції, можна остаточно розв'язати питання про те, які помешкання об'єднуються в одну систему й скільки всього буде систем.

Попереднє призначення розмірів решіток і каналів у помешканнях

Перед тим як перейти до конструювання систем, необхідно хоча б у першому наближенні уявити собі, які потрібні будуть розміри решіток і каналів для них. Від цього залежатиме, чи можна канали розмістити в стінах та чи можна обійтися для помешкання одним каналом. Попереднє визначення перетинів проводиться за формулою, м²,

$$F = \frac{L}{3600 \cdot v}, \quad (5.1)$$

де L – витрата повітря, м³/год;
 v – швидкості, що рекомендуються, м/с.

Швидкості v пропонуються такі (див. також [6, с. 56]):

а) при гравітаційній вентиляції:

у живому перерізі решіток – 0,5 – 1,0 м/с;

у каналі, який відходить від решітки, – 0,5 – 1,0 м/с;

(менші швидкості приймаються в решітках і каналах верхніх поверхів);

б) при механічній вентиляції:

у живому перерізі решіток – 1,2 – 3,5 м/с;

у каналі, що відходить від решітки, – 2,0 – 5,0 м/с.

У решітках та каналах мінімального розміру швидкості можуть бути і менші від зазначених. Швидкості в решітках дозволяється приймати вищими, ніж указані, якщо виконується акустичний розрахунок, а для припливних решіток також розрахунок струменів.

В адміністративних будівлях застосовують переважно канали і повітропроводи прямокутного поперечного перерізу, а круглий переріз доцільно використовувати, якщо повітропровід буде прихований від очей.

Загальна схема систем

У будинках із цегляними внутрішніми стінами, з кількістю поверхів до п'яти, рекомендується вибирати схему, за якою від кожного приміщення йде вгору свій вертикальний канал (один чи декілька) висотою не меншою, ніж один поверх. «Перепуск» в один поверх є протипожежною вимогою для застосування горизонтального збірного каналу. Останній виводить повітря до витяжного центра. При гравітаційній вентиляції витяжний центр – це витяжна шахта з клапаном, а при механічній – венткамера з вентилятором і шахтою. Поеднувати одним горизонтальним збірним каналом дозволяється вертикальні канали не більше ніж п'ять поверхів.

Для верхнього поверху вимога про «перепуск» вертикальних каналів на один поверх часто нездійсненна. У цьому випадку обмежують висоту «перепуску» величиною 2,0 м чи виводять канали верхніх поверхів назовні, не поєднуючи їх із каналами інших поверхів.

У каркасних будинках (із перегородками замість внутрішніх стін) описана схема може виявитися недоцільною, оскільки вертикальні канали доводиться виконувати приставними. Тоді збірні горизонтальні канали прокладають по коридорах кожного поверху і від кожного каналу повітря виводиться вертикальним каналом великого перерізу до витяжного центра. Для вертикальних каналів, що йдуть із різних поверхів, зберігається вимога про утворення повітряного затвора, тобто так званого «перепуску».