

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсового проекту
з дисципліни

«ВЕНТИЛЯЦІЯ»

Розділ

«Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції»

*(для студентів 4 курсу денної і заочної форм навчання
напряму підготовки 6.060101 «Будівництво» і слухачів другої вищої освіти
спеціальності 7.06010107 «Теплогазопостачання і вентиляція»)*

Харків
ХНАМГ
2012

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вентиляція». Розділ «Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції» (для студентів 4 курсу денної і заочної форм навчання напряму підготовки 6.060101 «Будівництво» і слухачів другої вищої освіти спеціальності 7.06010107 «Теплогазопостачання і вентиляція») / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: О. С. Пранцуз. – Х.: ХНАМГ, 2012. – 51 с.

Укладач: О. С. Пранцуз

Рецензент: к.т.н., доц. О. В. Ромашко

Методичні вказівки розроблені за вимогами кредитно-модульної системи організації навчального процесу та узгоджені з орієнтовною структурою змісту навчальної дисципліни, рекомендованою Європейською Кредитно-Трансферною Системою (ECTS).

Рекомендовано для студентів будівельних спеціальностей.

Затверджено на засіданні кафедри експлуатації газових і теплових систем, протокол № 10 від 27.10.2010р.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	4
1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ	4
2. ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ НА ТЕРТЯ	5
3. ВИЗНАЧЕННЯ МІСЦЕВИХ ВТРАТ ТИСКУ	12
4. МЕТОДИКА АЕРОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ	18
5. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ	20
6. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ПРИРОДНИМ ІМПУЛЬСОМ РУХУ ПОВІТРЯ	31
СПИСОК ДЖЕРЕЛ	34
ДОДАТОК. Значення коефіцієнтів місцевих опорів	35

ПЕРЕДМОВА

Методичні вказівки призначені для студентів 4 курсу всіх форм навчання за фахом «Теплогазопостачання та вентиляція» і можуть бути корисними при вивченні таких дисциплін, як «Аеродинаміка вентиляції», «Вентиляція», «Кондиціювання повітря».

1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ

Основним завданням розрахунку є визначення втрат енергії при русі повітря по трубопроводах (повітропроводах).

У техніці прийнято оперувати поняттям «тиск», яке є відношенням енергії потоку рідини до одиниці витрати.

Рівняння енергії за відсутності теплообміну для двох довільних перетинів труби має вигляд:

$$\left(P_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} + g\rho z_1 \right) - \left(P_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + g\rho z_2 \right) = \Delta P, \quad (1)$$

де ΔP – втрати тиску між цими перетинами.

Тричлени в дужках мають простий фізичний сенс. Всі доданки мають розмірність енергії потоку рідини, віднесеної до одиниці витрати. Перший доданок – питома потенційна енергія; другий – питома кінетична енергія; третій – питома потенційна енергія, що походить від земного тяжіння.

Оскільки розмірність всіх доданків співпадає з розмірністю тиску, всі вони також називаються тиском. Хоча лише перший доданок P визначається як сила, що діє на одиницю обмежуючої поверхні, тобто є тиском у фізичному сенсі цього слова і називається статичним тиском P_c .

Доданок $\rho v^2 / 2$ називається динамічним тиском P_d ; доданок $g\rho z$ – називається тиском земного тяжіння P_z .

Якщо розділити всі члени рівняння на $g\rho$, то отримаємо:

$$\left(\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \right) - \left(\frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \right) = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (2)$$

У цій формі всі складові рівняння енергії мають розмірність довжини і називаються натисками; $P / g\rho$ – п'єзометричний натиск; $v^2 / 2g$ – динамічний натиск; z – геометричний натиск.

При русі повітря по трубопроводах (повітропроводах) енергія витрачається на подолання дії сил тертя і сил, що виникають при зміні швидкості потоку. Відповідно розрізняють втрати тиску на тертя і місцеві втрати.

Завжди, коли йдеться мова про втрати тиску в деякій мережі або в її елементі, маються на увазі втрати повного тиску, якщо спеціально не обмовляється інше.

Тиск зазвичай відраховується від умовного нуля, за який приймають барометричний тиск. Очевидно, динамічний тиск завжди більший від нуля, тобто додатний. Статичний і повний тиск можуть бути як додатними, так і від'ємними. По ходу руху повітря статичний і динамічний тиск можуть як зменшуватися, так і збільшуватися, але так, що їх алгебраїчна сума – повний тиск – завжди зменшується за рахунок втрат на тертя і місцевих втрат.

2. ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ НА ТЕРТЯ

Втрати тиску на тертя при русі повітря по довгій прямій трубі визначають по формулі Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_{mp} = \frac{\lambda}{D_r} \frac{\rho v^2}{2} l, \quad (3)$$

де λ – коефіцієнт опору тертя;

$D=4F/\Pi$ – гідравлічний діаметр;

F, Π, L – відповідно площа поперечного перерізу, змочений периметр і довжина труби.

Для круглого перерізу $D_r=d$ і

$$\Delta P_{mp} = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho v^2}{2} l \quad (4)$$

Значення λ залежить від режиму руху повітря, тобто від числа Re

$$Re = \frac{vd}{\nu} \left(\frac{\nu D_r}{\nu} \right)$$

і відносній шорсткості стінок труби k/d (де k – висота виступів шорсткості). Реальна шорсткість труб дуже нерівномірна і неоднорідна, і тому в розрахунках користуються еквівалентною шорсткістю k_{Σ} . Це однорідна шорсткість, рівномірно розподілена по внутрішній поверхні труби, створює такий же опір тертя, як і реальна шорсткість.

Таким чином

$$\lambda = \lambda \left(\text{Re} \frac{k_{\text{э}}}{d} \right) \quad (5)$$

На рис. 1 приведені результати дослідів Никурадзе з гладкими і шорсткими трубами. Різна однорозмірна шорсткість створювалася штучно за допомогою кварцових піщинок. Ми бачимо, що залежність λ має дуже складний характер.

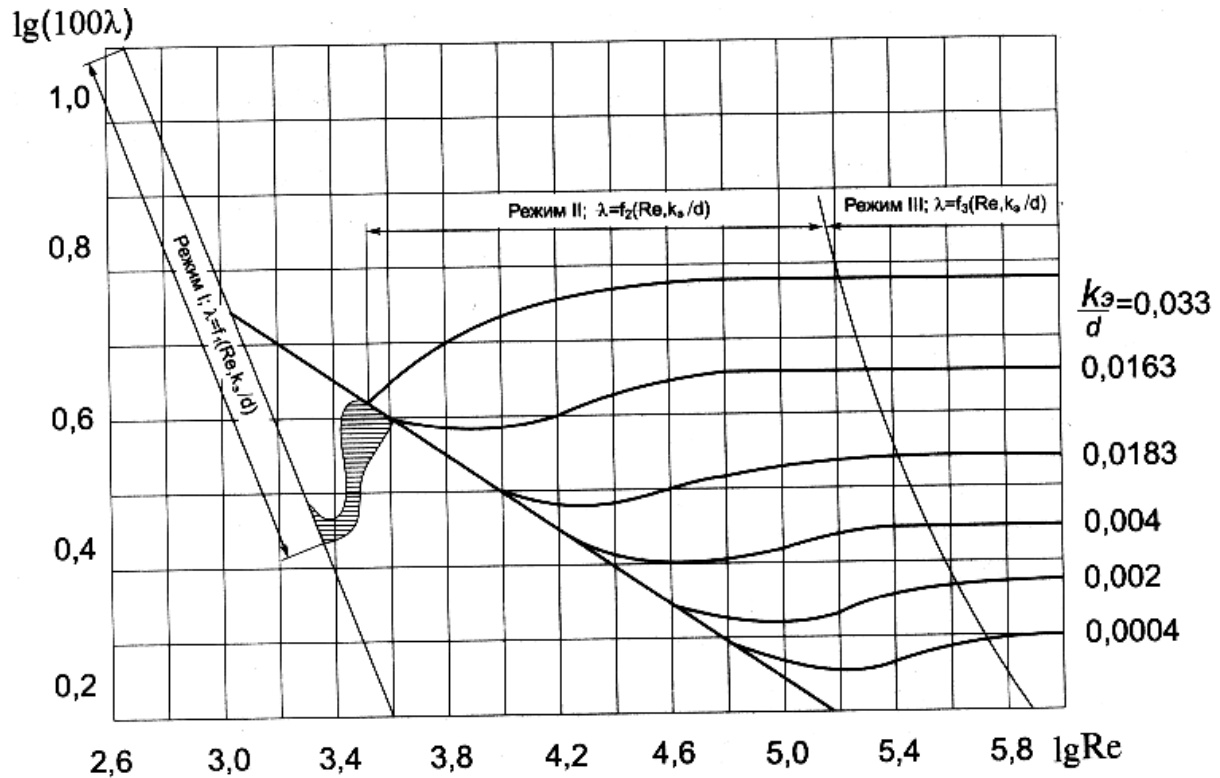


Рис. 1 – Залежність коефіцієнта тертя від числа Re та відносної шорсткості

При значенні числа Re менше 2000 – ламінарний режим – шорсткість труби не впливає на опір тертя. Формула має наступний вигляд:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (6)$$

Звідси витікає, що при ламінарному режимі опір тертя пропорційний швидкості. Об'єднуючи формули 4 і 6, знаходимо:

$$\Delta P_{TP} = \frac{32 \rho \nu l}{d^2} v$$

При Re = 2000-4000 (перехідний режим) коефіцієнт опору швидко зростає із збільшенням числа Re, але практично не залежить від шорсткості. Течія стає турбулентною.

Потім розташовується зона гідравлічних гладких труб (товщина ламінарного підшару більше висоти виступів шорсткості), де значення λ визначається по формулі Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad (7)$$

Цей закон опору справедливий в деякому інтервалі значень числа Re. Чим менший інтервал тим більше відносна шорсткість.

Далі криві відходять від прямої, яка відповідає гідравлічним гладким трубам. Значення λ тим більше, чим більша відносна шорсткість. Цю область називають областю гідравлічно шорстких труб (ламінарний підшар вже не повністю покриває виступи шорсткості).

При великих значеннях числа Re, опір тертя залежить лише від шорсткості труб, із збільшенням останньої зростає і опір тертя. Цей режим повністю розвиненої турбулентної течії називають ще квадратичним, оскільки тут опір тертя, очевидно, пропорційний квадрату швидкості.

Дещо інший характер має залежність λ для труб з реальною шорсткістю. Тут також існують режими течії: ламінарний, турбулентний і перехідний. Проте є й істотні відмінності.

На ділянці зміни ламінарного режиму турбулентним коефіцієнт опору залежить від числа Re і відносної шорсткості.

На перехідній до квадратичного режиму ділянці λ можна визначати по наближеній формулі Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (8)$$

При $\text{Re} \left(k_{\text{э}} / d \right) \leq 10$ залежність 8 практично збігається з формулою Блазіуса (7), а при $\text{Re} \left(k_{\text{э}} / d \right) \geq 500$ вона переходить у формулу Шифрісона для сповна шорстких труб:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d} \right)^{0,25} \quad (9)$$

Приведені вище рівняння визначають наступний порядок розрахунку втрат тиску на тертя. Вихідними даними для розрахунку є еквівалентна шорсткість, розміри поперечного перетину і довжина повітропроводу, а також швидкість руху або витрата повітря.

Послідовність розрахунку круглих повітропроводів така. Знаходиться число Re по формулі $\text{Re} = vd/\nu$ і далі значення комплексу $\text{Re} \left(k_{\text{э}} / d \right)$. Тим самим

визначається формула для коефіцієнта гідравлічного тертя і обчислюється його значення. По формулі 4 визначаються втрати тиску на тертя.

На практиці проектування використовують формулу 4, яка має вигляд:

$$\Delta P_{тр} = R_{уд} l$$

де $R_{уд}$ - питомі втрати тиску на 1 м довжини повітропроводу відомої шорсткості, визначаються за формулою

$$R_{уд} = \frac{\lambda}{d} \frac{\rho v^2}{2}$$

Значення $R_{уд}$ визначають по таблицях або номограмах, в яких реалізован описаний вище алгоритм для визначення λ .

На рис. 2 приведена така номограма для круглих сталевих повітропроводів з еквівалентною шорсткістю $k=0,1$ мм.

Знаючи діаметр повітропроводу і швидкість руху повітря, по номограмі знаходиться $R_{уд}$, а також динамічний тиск.

Якщо розраховують втрати тиску в некруглих повітропроводах, то користуються тими ж таблицями або номограмами, але заздалегідь визначають еквівалентний діаметр, тобто діаметр такого повітропроводу, в якому втрати тиску на тертя такі ж, як і в не круглому.

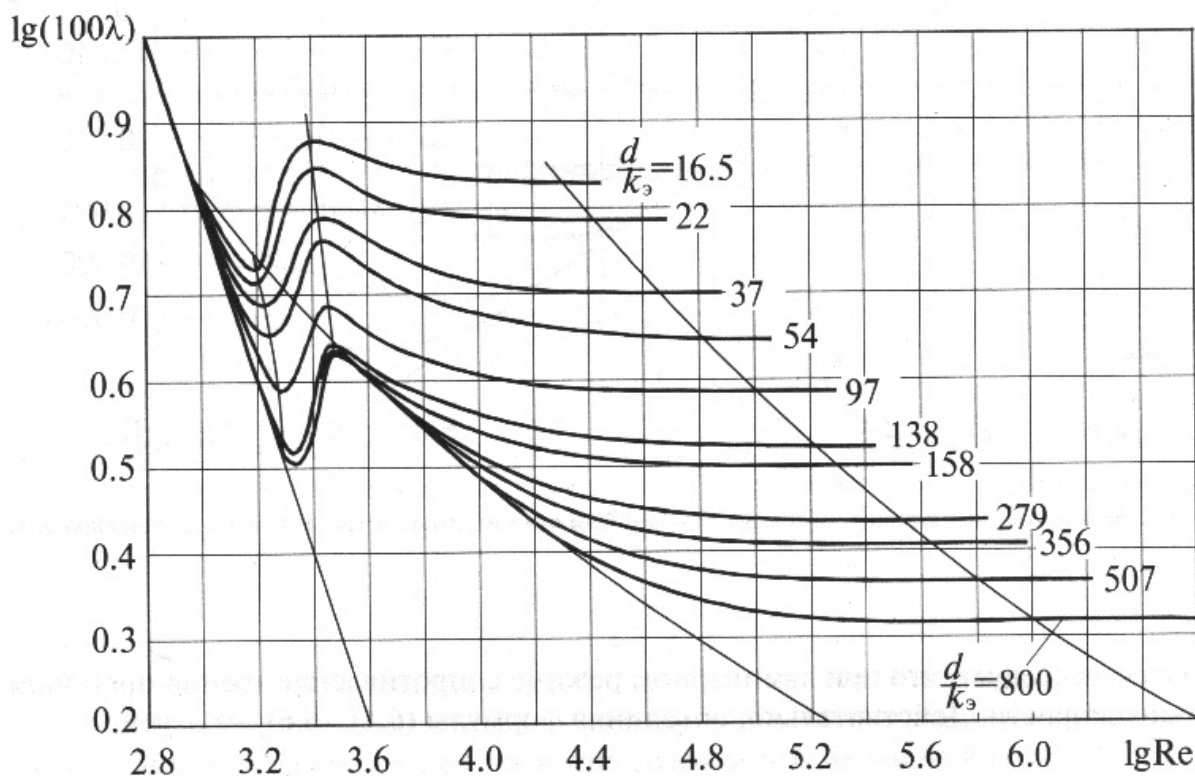


Рис. 2 – Залежність $\lambda = \lambda(Re, k_s/d)$ для труб круглих сталевих повітропроводів з еквівалентною шорсткістю $k=0,1$ мм

Використовують діаметр, еквівалентний за швидкістю d_v , коли однакові швидкості в круглому і некруглому v_n повітропроводах, і діаметр, еквівалентний по витраті, d_L , коли однакові витрати в круглому і некруглому повітропроводах.

Знайдемо вирази для d_v і d_L , у випадку якщо прямокутний повітропровод має розміри $a \times b$, периметр $P=2a+2b$. Тоді, використовуючи формули 3, 4 маємо для d_v :

$$\lambda \frac{a+b}{2ab} \frac{\rho v^2}{2} l = \lambda \frac{l}{d_v} \frac{\rho v^2}{2}$$

Звідси знаходимо

$$d_v = \frac{2ab}{a+b} \quad (10)$$

Не приводячи детального висновку, вкажемо також формулу для діаметру, еквівалентного по витраті:

$$d^5_l = \frac{32a^3 b^3}{\pi^2(a+b)} \quad (11)$$

Якщо еквівалентна шорсткість стінок повітропроводу відрізняється від $k_3=0,1\text{мм}$, то необхідно вводити поправку до $R_{уд}$, визначеною по таблицях або номограмах:

$$R_{уд}^w = \beta R_{уд} \quad (12)$$

Значення поправочного коефіцієнта β можна визначити по формулі:

$$\beta = \left(\frac{1+0,098v\bar{k}}{1+0,098v} \right)^{0,25}, \text{ де } \bar{k} = \frac{k_{\text{ш}}^w}{k_{\text{ш}}}$$

Таблиця 1 – Поправочний коефіцієнт $\beta_{ш}$ для розрахунку повітропроводів з різною шорсткістю стінок K , мм, при різних швидкостях руху повітря в перетині v , м/с

v , м/с	$\beta_{ш}$							
	$K=0,1$	$K=0,2$	$K=0,5$	$K=2,0$	$K=5,0$	$K=10,0$	$K=15,0$	$K=20,0$
0,3	0,996	1,005	1,019	1,082	1,183	1,309	1,407	1,488
0,5	0,993	1,008	1,031	1,127	1,267	1,413	1,552	1,650
1,0	0,986	1,015	1,057	1,216	1,420	1,637	1,792	1,915
2,5	0,966	1,034	1,120	1,388	1,682	1,973	2,173	2,329
3,0	0,960	1,093	1,136	1,429	1,740	2,045	2,254	2,418
5,0	0,938	1,057	1,189	1,549	1,908	2,253	2,487	2,669
10,0	0,894	1,088	1,270	1,712	2,130	2,524	2,790	2,996
15,0	0,861	1,107	1,316	1,800	2,247	2,666	2,948	3,166

Значення k_{Ξ}^w для деяких матеріалів приведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Еквівалентна шорсткість матеріалів

Матеріал стінок повітропроводу	k_{Ξ}^w , мм
Листова сталь	0,1
Шлакогіпсові плити	1,0
Шлакобетонні плити	1,5
Вініпласт	0,1
Цегельна кладка (канали в стінах)	5,0-10,0
Цегельна кладка з штукатуркою і протиранням поверхні	3,0-6,0
Штукатурка по сітці	10,0
Латунь, скло	0,0015-0,01
Гумові рукави	0,006-0,01

Через очевидні переваги сьогодні широко застосовуються гнучкі повітропроводи з багат шарової поліефірної металізованої стрічки із спіральним каркасом із сталевого дроту, повітропроводи з гофрованого металу. Лінійний опір таких повітропроводів істотно вищий, ніж гладких металевих. Тут спеціально використаний термін «лінійний опір». Останнє складається з опору тертя і місцевих опорів послідовно розташованих кільцевих виїмок.

На рис. 3 приведена номограма для визначення $R_{уд}$ гнучких повітропроводів в розтягнутому стані. При стискуванні повітропроводів приблизно на 5% значення $R_{уд}$ зростають в 2 рази. Значення R повітропроводів різних фірм дещо відрізняються один від одного.

Номограми (рис. 3, 4) і розрахункові таблиці побудовані для температури повітря $T=293$ К. Якщо температура інша, то необхідно ввести поправку

$$R_{y\partial}^t = R_{y\partial}^{293} k_t$$

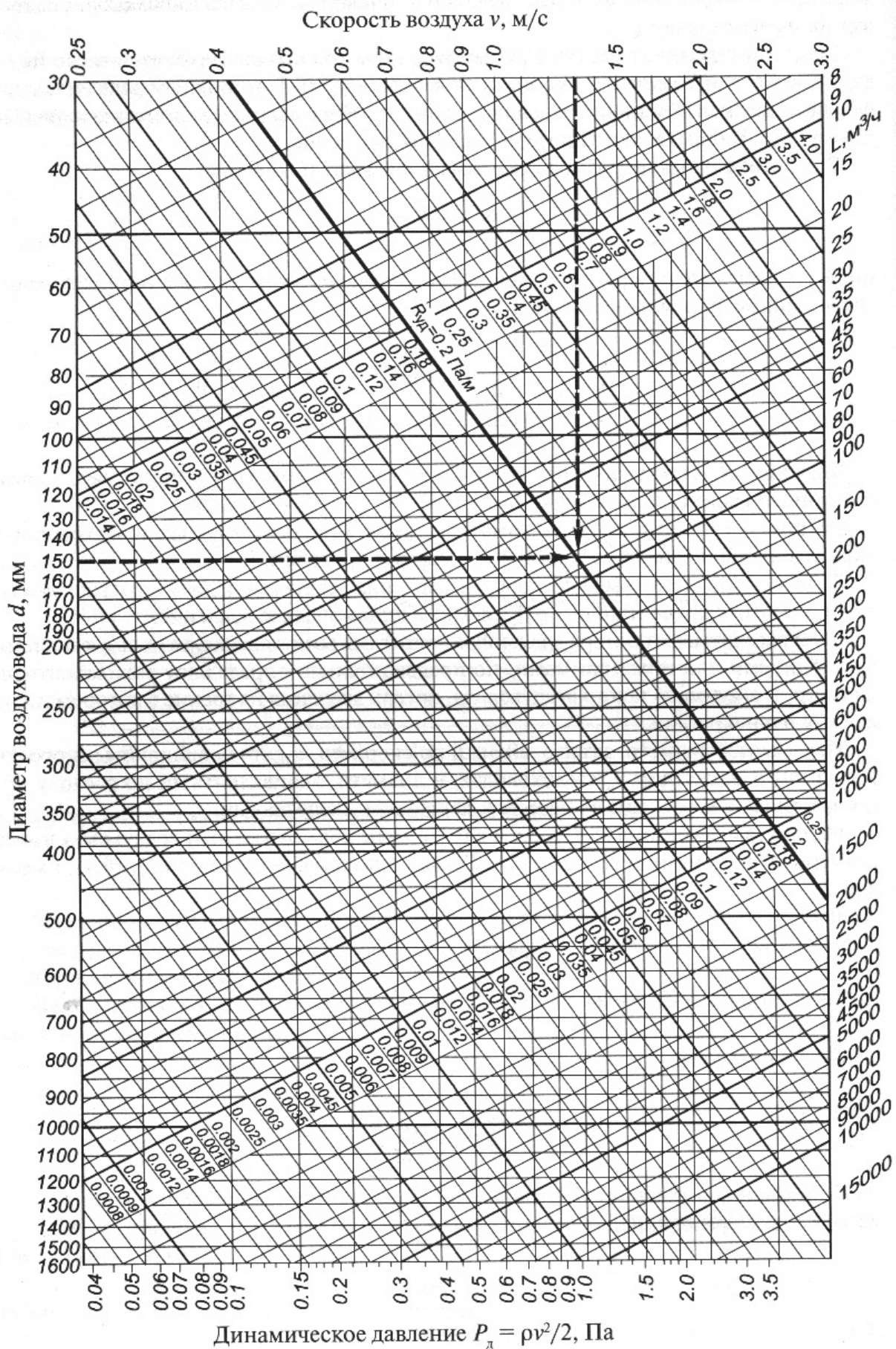


Рис. 3 – Номограма для визначення $R_{уд}$ для сталевих повітропроводів

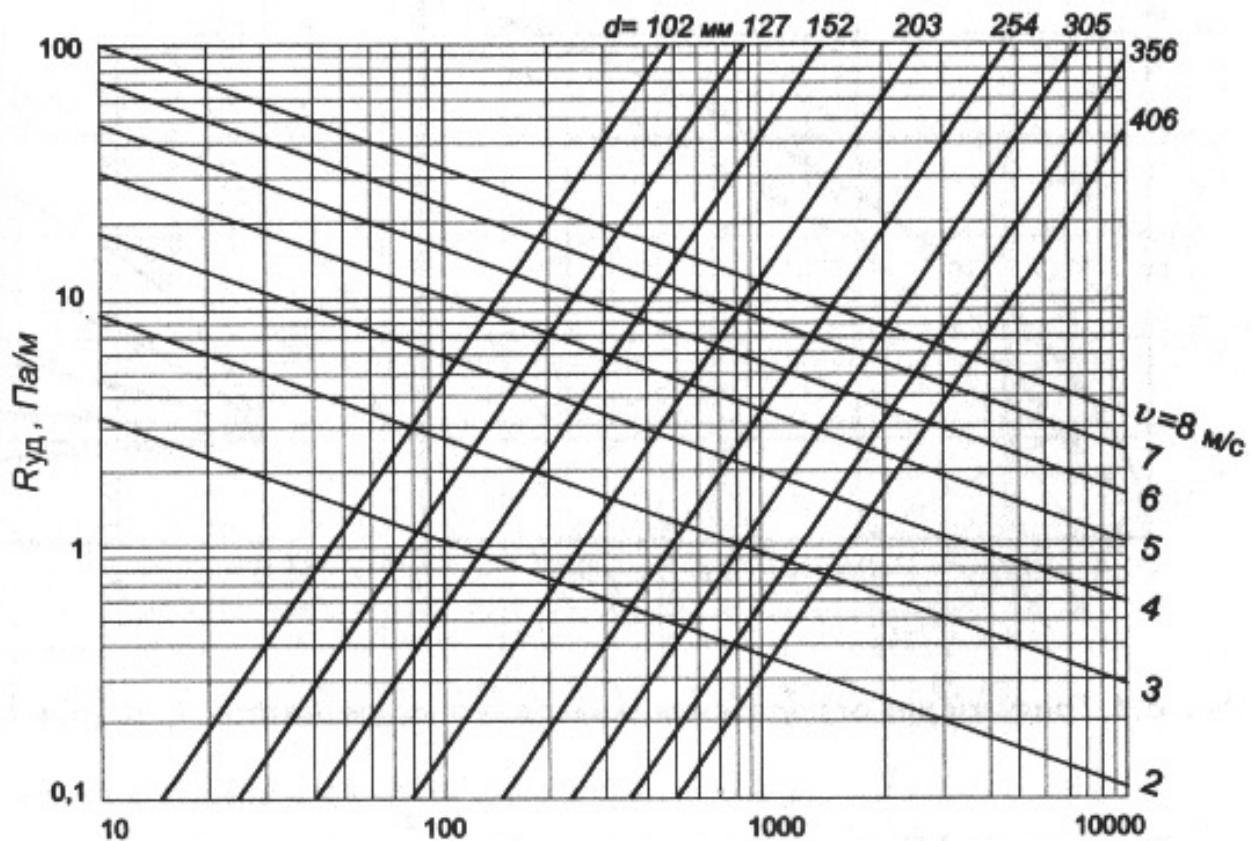


Рис. 4 – Номограма для визначення $R_{уд}$ для гнучких повітропроводів

3. ВИЗНАЧЕННЯ МІСЦЕВИХ ВТРАТ ТИСКУ

Місцеві втрати тиску виникають при зміні швидкості потоку. Оскільки швидкість – векторна величина, то місцеві втрати виникають не лише при зміні величини (модуля), але і при зміні напрямку швидкості.

З міркувань розмірності виходить, що місцеві втрати можна визначити по формулі:

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi \frac{\rho v^2}{2} = \xi P_{\text{д}} , \quad (13)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору (кмо), який залежить від того, як змінюється швидкість потоку. Чим більшу деформацію зазнає поле швидкості, тим більше ξ .

У загальному випадку значення ξ залежить від числа Re. Ця залежність для ламінарного і перехідних режимів вельми істотна. Але в практиці вентиляції ми маємо справу з розвиненою турбулентною течією, де ξ не залежить від числа Re.

Ламінарний або перехідні режими можуть реалізуватися у вузьких

каналах. Проте опір проходу повітря подібних апаратів розраховується або по емпіричних формулах (наприклад, калорифери), або даються в готовому вигляді для номінальних умов експлуатації (наприклад, фільтри).

Надалі ділянки мережі, де відбувається перебудова поля швидкості, називатимемо обурюючими елементами (о.е). Це фасонні частини, розподільники повітря, регулюючі пристрої, різні апарати. Оскільки йдеться про втрати повного тиску, то $\Delta P_m = \Delta P_{cm} + \Delta P_\partial$ і

$$\xi = \frac{\Delta P_{cm} + \Delta P_\partial}{P_l} \quad (14)$$

Якщо впродовж о.е. середня швидкість потоку постійна, то $\Delta P_\partial = 0$ і

$$\xi = \frac{\Delta P_{cm}}{P_\partial} \quad (15)$$

Інколи визначити значення ξ вдається аналітично. Розглянемо вхід повітря у відкритий торець повітропроводу (рис. 5). При вході потік спочатку стискається, утворюючи вихрові зони, а потім, поступово розширюючись, займає всі перетини повітропроводу.

У перетині 1-1 далеко від входу, нехтуємо малою швидкістю, і повний тиск тут можна прийняти рівним статичному – $P_n^1 = P_{cm}^1$. У перетині 2-2, де потік практично рівномірний $P_n^2 = P_{cm}^2 + P_\partial^2 = P_{cm}^2 + \rho v_2^2 / 2$.

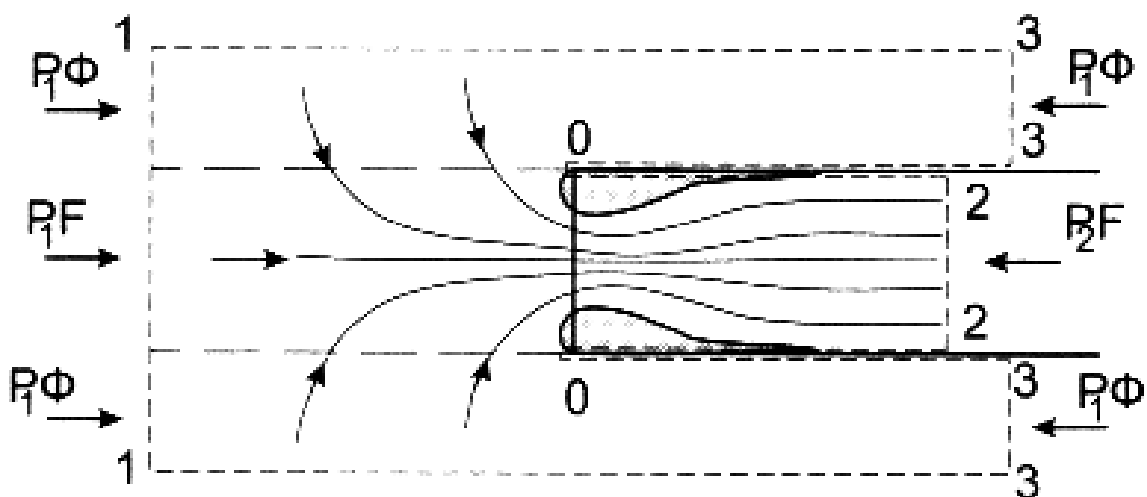


Рис. 5 – Вхід в повітропровод

Рівняння Бернуллі має вигляд

$$P_n^1 - P_n^2 = \Delta P = P_{cm}^1 - P_{cm}^2 - P_o^2 \quad (16)$$

Запишемо далі рівняння зміни кількості руху в проекції на вісь повітропроводу для об'єму, обмеженого контуром 1-3-3-0-2-2-0-3-3-1:

$$P_{cm}^1 F - P_{cm}^2 F = \rho F v_2^2$$

Тут ми приймаємо, що сили тиску по відрізках кордону 1-1 і 3-3 рівні, а швидкостями впадання в контур нехтуємо, як дуже малими.

Тоді

$$P_{cm}^1 - P_{cm}^2 = \rho v_2^2 \quad (17)$$

Остаточно маємо:

$$\xi = \frac{\Delta P}{\rho v_2^2 / 2} = 1$$

Аналітичні рішення, як правило, отримати не вдається і значення ξ визначаються експериментально.

Не можна думати, що місцеві втрати зосереджені в деякому перетині або в межах о.е

Перебудова поля швидкості потоку починається задовго до о.е. і закінчується далеко після нього.

На рис. 6 приведена схема досвіду для визначення ξ ділянки повітропроводу, що розширюється, – дифузора. На значній відстані вгору за потоком маємо необурену течію з характерним канонічним профілем швидкості.

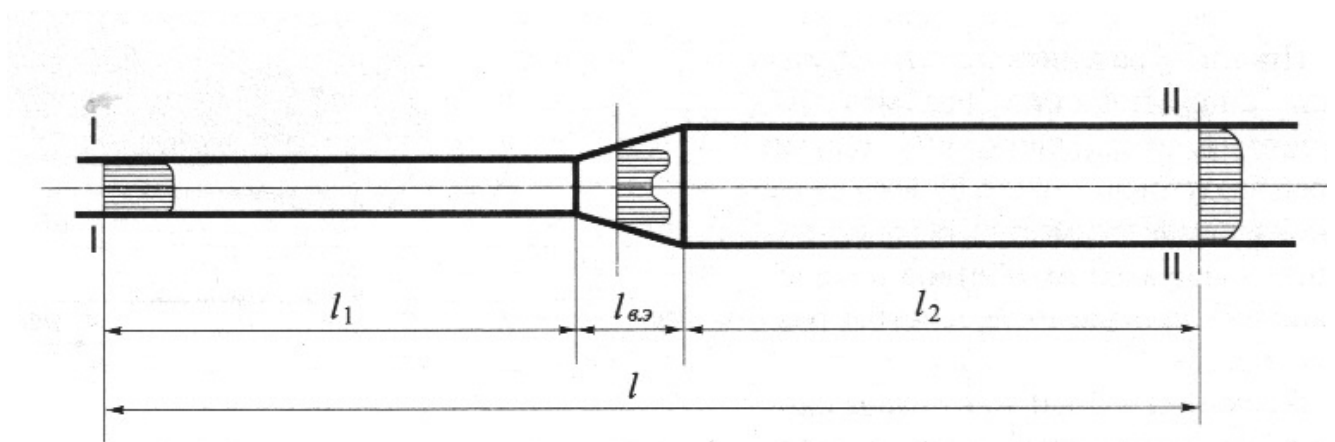


Рис. 6 – Схема досвіду для визначення ξ

З наближенням до о.е. профілі починають деформуватися. Найбільша деформація відбувається в межах о.е. На деякій відстані вниз за потоком течія стабілізується, профілі швидкості знов стають канонічними.

Таким чином, перебудова поля швидкості і пов'язані з цим місцеві втрати зосереджені на значній відстані:

$$l = l_1 + l_{\text{еэ}} + l_2,$$

що включає як сам дифузор, так і ділянки дестабілізації вгору і вниз за потоком. Значить, в досліді необхідно зафіксувати втрату повного тиску на всій довжині ділянки l .

Довжини ділянок дестабілізації вгору і вниз за потоком залежать від геометрії о.е., числа Re і відносної шорсткості труби. Достовірних даних із цього приводу немає. Приблизно можна вважати, що:

$$l_2 = 0,5d \frac{\xi}{\lambda}$$

Звідси витікає, що l_2 тим більше, чим більше ξ , або інакше, ніж більше деформується поле швидкості у о.е.

І.Е. Ідельчик рекомендує приймати $l_2 = (8...12)d$. Протяжність ділянки дестабілізації перед о.е. $l_1 < l_2$.

Приблизно можна вважати $l_1 = (4...8)d$.

Щоб зафіксувати втрати тиску, пов'язаного з перебудовою поля швидкості, потрібно виміряти повний тиск в перетинах 1-1 П-П. Але вимірний перепад тиску $\Delta P_{\text{изм}}$ включатиме втрати на тертя і на ділянках дестабілізації, і в самому о.е.

Якщо з $\Delta P_{\text{изм}}$ відняти всі втрати на тертя, то

$$\xi = \frac{\Delta P_{\text{изм}} - \Delta P_{\text{тр}}}{P_0} \quad (18)$$

Якщо з $\Delta P_{\text{изм}}$ відняти лише втрати на тертя на ділянках дестабілізації, то

$$\xi = \frac{\Delta P - \Delta P_{\text{тр.д}}}{P_0} \quad (19)$$

У першому випадку значення ξ враховує лише місцеві втрати по всій довжині ділянки l , в другому – ξ враховує місцеві втрати і втрати на тертя в межах о.е.

Проблема в тому, що втрати на тертя визначаються розрахунковим шляхом, при цьому реальні профілі швидкості не враховуються, тобто течія вважається канонічною. Тому втрати на тертя і в цілому значення ξ визначаються до певної міри приблизно.

Залишається нез'ясованим питання, який динамічний тиск фігурує в знаменнику. В принципі, можна прийняти будь-яке з вимірених значень. Потрібно лише вказати користувачеві, на який динамічний опір потрібно домножати ξ , щоб отримати правильний результат.

Існує о.е, по довжині яких міняється витрата – трійники, хрестовини (рис. 7). Тоді розрізняють втрати тиску на прохід $\xi_{\text{п}}$ і відгалуження $\xi_{\text{о}}$. Часті випадки трійника з неорганізованим відгалуженням, показані на рис. 8

Якщо розраховується магістраль в напрямі ствол-прохід, то враховуються втрати на прохід, якщо ж розраховується напрям ствол-відгалуження, то враховується втрата на відгалуження.

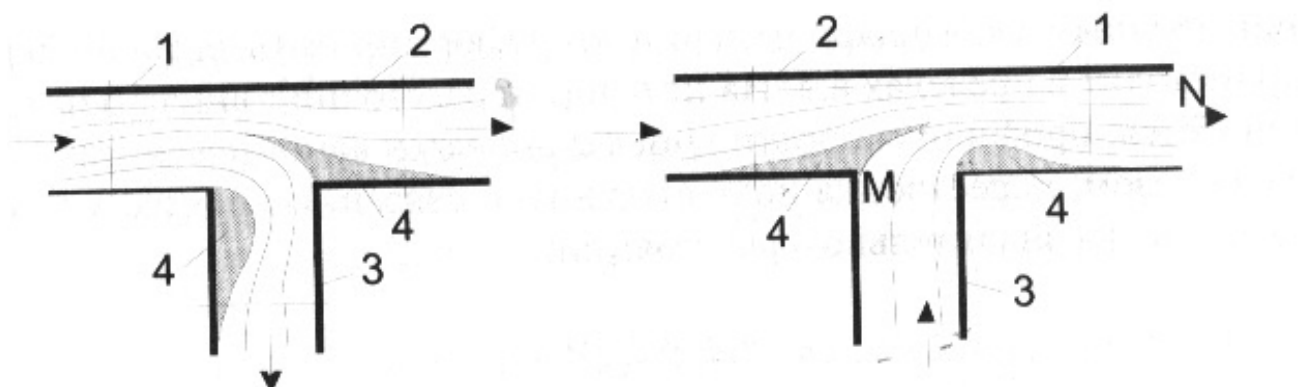


Рис.7 – Припливний та всмоктуючий трійники

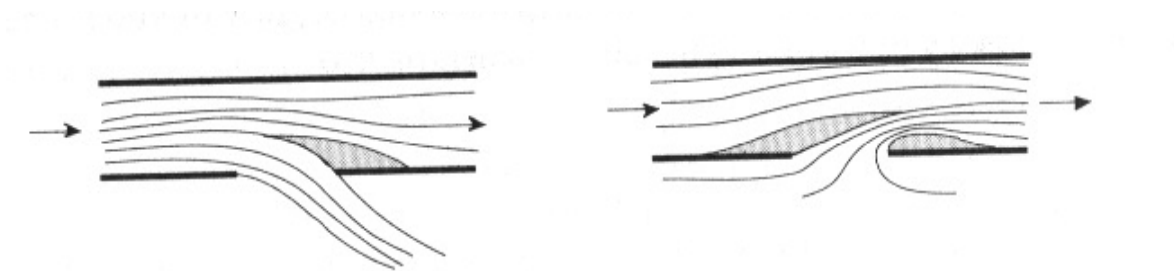


Рис. 8 – Об'єднання та роз'єднання потоків у трійниках з неорганізованим відгалуженням

При певних співвідношеннях площ і витрат в стволі, відгалуженні і на проході можливі ситуації, коли коефіцієнти ξ від'ємні. Спробуємо розібратися в причинах такого парадоксу.

Звернемося до схеми на рис. 7 – всмоктуючий трійник. Після злиття в стволі трійника ми маємо загальну течію, розділену граничною лінією струму MN. Оскільки в дослідях практично неможливо виділити потоки, то при знаходженні ξ оперують повним тиском сумарної течії в стволі.

Так для ξ_0 маємо

$$\zeta_0 = \frac{P_n^o - P_n^c}{P_o^c}.$$

Цілком можливо, що після злиття потоків може виявитися, що $P_n^c \succ P_n^o$, і тоді $\zeta_o \prec 0$. Це особливо характерний для витяжних трійників при малих значеннях витрат у відгалуженні. Коефіцієнт ζ_{II} , навпаки, набуває від'ємних значень при великих витратах у відгалуженні.

У практиці часто виникає необхідність перерахунку ξ . Хай наприклад значення ξ , отримане в описаному вище досліді з дифузorzом шляхом визначення місцевих втрат на динамічний тиск у вузькому каналі $P_{д1}$, рівно ξ_1 . Визначимо, чому дорівнюватиме ξ , якщо втрати тиску віднесені до динамічного тиску в широкому каналі $P_{д2}$.

Очевидно, що місцеві втрати тиску не залежать від способу визначення ξ . Це означає, що:

$$\Delta P_m = \xi_1 \frac{\rho v_1^2}{2} = \xi_2 \frac{\rho v_2^2}{2}$$

Звідси знаходимо:

$$\xi = \xi_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2 = \xi_1 \left(\frac{\frac{L}{F_1}}{\frac{L}{F_2}} \right)^2 = \xi_1 \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 \quad (20)$$

Оскільки $F_2 \succ F_1$, то в даному випадку $\xi_2 \succ \xi_1$.

У реальній вентиляційній мережі о.е. можуть слідувати безпосередньо один за одним або бути розділені короткими прямими ділянками, довжини яких менше довжин ділянок дестабілізації. Ці обставини можуть істотно впливати на місцеві втрати. Залежно від геометрії о.е. і довжини вставки сумарний опір двох послідовно розташованих о.е. може збільшуватися або зменшуватися в порівнянні з сумою опорів, відповідних окремим о.е.

Сумарна величина опору може бути встановлена лише експериментально.

Потрібно конструювати системи вентиляції так, щоб мінімізувати втрати в місцевих опорах. Переважні плавні відведення, дифузори з невеликими кутами розкриття, косі трійники, відсутність раптових розширень. Зниження місцевих втрат можна досягти, профілюючи гострі кромки фасонних частин так, щоб виключити утворення вихрових зон.

У системах опалювання місцеві втрати тиску відносно невеликі і складають приблизно 30-35% від загальних втрат. У повітропроводах вентиляційних систем місцеві втрати можуть складати від 5 до 95% від загальних втрат, і тому дуже важливий їх ретельний облік, а також раціональне конструювання елементів мережі.

4. МЕТОДИКА АЕРОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ

Аеродинамічний розрахунок вентиляційних систем проводиться після того, як визначені повітрообміни, вирішені питання розміщення припливних і витяжних центрів, трасування повітропроводів, розміщення всіх необхідних мережевих елементів (розподільники повітря, регулюючі пристрої, клапани, місцеві відсмоктування).

Намітивши трасування повітропроводів, потрібно робити так, щоб всі її гілки були енергетично урівноважені. Іншими словами, ідеальний такий варіант, коли втрати тиску по всіх відгалуженнях системи при переміщенні по ним розрахункових витрат повітря були б однакові. Найбільше цим вимогам відповідають системи колекторного типу.

Колектор – це повітропровід великого перетину, до якого приєднуються відгалуження відносно малого розміру. Швидкість повітря в колекторі невелика, втрати тиску по його довжині малі, і, отже, можна розглядати його як камеру приблизно постійного повного тиску (камера статичного тиску). Тому всі відгалуження знаходяться в однакових умовах, що полегшує нев'язку тиску або наладку вже змонтованої системи.

Існує відмінність між розрахунком систем, де необхідний тиск визначається в результаті розрахунку, і систем, для яких тиск, що розташовується, заздалегідь відомий (модульні системи з вбудованим вентилятором, природні системи вентиляції). У першому випадку ми конструємо систему, тобто задаємо форму і розмір поперечних перетинів всіх її елементів, **виходячи із значень швидкості руху повітря, що рекомендуються.** Потім визначаємо втрати тиску при переміщенні розрахункової кількості повітря по найбільш протяжній магістралі. По відомих втратах тиску і витраті повітря підбирається вентиляційний агрегат (вентилятор). Цим завершується перший етап розрахунку, в результаті якого ми знаємо тиск в усіх точках, де до магістралі приєднуються відгалуження.

Другий етап полягає в тому, що необхідно таким чином підібрати поперечні розміри елементів відгалужень, **щоб втрати тиску при переміщенні розрахункових витрат дорівнювали тиску, що розташовувався, в точках магістралі, де ці відгалуження приєднуються.** Якщо не зробити таку нев'язку тиску по відгалуженнях, ми не отримаємо наміченого розподілу потоків повітря в мережі.

При розрахунку модульних механічних систем і систем природної вентиляції тиск, що розташовується, заздалегідь відомий. Завдання полягає в тому, щоб підібрати поперечні перетини елементів системи так, щоб сумарні втрати тиску в них не перевищували тиску, що розташовувався. І в цих випадках проблема нев'язки тиску по відгалуженнях актуальна.

Швидкості руху повітря призначають залежно від типу вентиляційної системи з різних міркувань.

Для звичайних механічних систем вентиляції визначають економічні і акустичні обмеження. Для систем природної вентиляції, дезосереднений тиск, вельми обмежений, швидкості вибирають такими, щоб втрати тиску в мережі не перевищили цей тиск. Швидкості руху повітря в аспіраційних системах мають бути достатніми для транспортування твердих домішок.

Оскільки втрати тиску пропорційні квадрату швидкості, то при призначенні малих швидкостей енергоємність системи і експлуатаційні витрати будуть невеликими. Проте чим менша швидкість, тим більші габарити повітропроводів і інших елементів і, значить, зростають витрати на спорудження систем.

Для звичайних механічних систем значення швидкості, що рекомендуються, визначені з описаних вище міркувань, знаходяться в інтервалі $v = 2 \div 12$ м/с.

Істотними є також акустичні обмеження. Для громадських будівель значення v_p приймаються в інтервалі $v_p = 2 \dots 8$ м/с. Значення v_p по нижній межі вибирають для систем вентиляції студій звукозапису, концертних залів.

У промислових будівлях швидкості, що рекомендуються, лежать в межах $v_p = 7 \dots 15$ м/с.

Значення швидкостей, що рекомендуються, для механічних і природних систем вентиляції приведені в таблиці. 3.

Таблиця 3. – Швидкості руху повітря, що рекомендуються, в елементах вентсистем

Елемент вентсистеми	v_p , м/с
Вентсистеми з природним рухом повітря	
Горизонтальні і вертикальні канали.	До 1,5
Жалюзійні ґрати і клапани	0,5-1
Механічні вентсистеми	
Повітроводи у виробничих будівлях:	
магістральні	До 15
відгалуження	До 6
Повітропроводи в громадських будівлях:	
магістральні	До 8
відгалуження	До 5

Нижче розглянуті методики розрахунку механічних і природних систем і дані приклади розрахунку.

5. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Розрахунок механічних систем вентиляції без вбудованого вентилятора проводиться в наступному порядку:

1. Викреслюється аксонометрична схема системи, на якій наносяться і позначаються всі елементи. Вибирається найбільша за протяжністю магістраль, яка ділиться на ділянки. В межах ділянки залишаються постійними форма, розміри, матеріал повітропроводу і витрата переміщуваного повітря. Ділянки нумеруються, значення витрат і довжин заносяться в розрахункову таблицю (див. таблицю. 4).

2. Визначаються розміри перетинів і швидкості на ділянках магістралі. Розрахункова площа поперечного перетину ділянки $f_p = L/v_p$, де L – витрата повітря на ділянці; v_p – швидкість руху повітря, що рекомендується.

За знайденою площею підбирають стандартні розміри повітропроводу, так щоб розрахункова і фактична площі були приблизно рівні ($f_p \approx f_\phi$). Цим визначаються розміри d або $a \times b$ ($d_{\text{екв}}$) повітропроводу. Зворотним перерахунком знаходять фактичну швидкість руху повітря $v = L/f_\phi$ і відповідний

динамічний тиск $P_d = \rho v^2/2$. Знайдені значення параметрів ділянки $v, d, a \times b (d_{\text{екв}})$ заносяться в розрахункову таблицю.

3. Визначаються втрати тиску на тертя. Значення питомих втрат знаходяться по номограмі або таблицям – $R_{\text{уд}} = R(v, d)$ або $R_{\text{уд}} = R(L, d)$. Якщо повітропровод не має круглої форми, то $R_{\text{уд}} = R(v, d_{\text{екв}}^v)$ або $R_{\text{уд}} = R(L, d_{\text{екв}}^L)$. Втрати на ділянці обраховуються за формулою $\Delta P_{\text{тр}} = Rl\beta$, де l – довжина ділянки β – поправка на шорсткість.

Значення $R, \beta, \Delta P_{\text{тр}}$ заносять в таблицю.

4. Визначають місцеві втрати тиску на ділянці:

$$\Delta P_m = \sum \xi P_d,$$

де $\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці.

Якщо виявиться, що значення, що приводиться в довіднику ξ якого-небудь місцевого опору віднесено до іншого динамічного тиску $P_{\text{дт}}$, то необхідно заздалегідь зробити перерахунок по одній з наступних формул:

$$\xi = \xi_t \frac{P_{\text{дт}}}{P_d} = \xi_t \left(\frac{v_t}{v} \right)^2 = \xi_t \left(\frac{F_t}{F} \right)^2,$$

де індексом «т» позначені значення ξ і параметри, які вказані в довіднику.

Значення $\sum \xi$ і ΔP_m заносяться в розрахункову таблицю.

5. Визначається сумарна втрата тиску на ділянці:

$$\Delta P_y = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_m = Rl\beta + \sum \xi P_d.$$

6. Визначаються втрати тиску в елементах магістралі $\Delta P_{\text{об}}$, які не ідентифіковані як окремі ділянки (повітрозабірні шахти, пиловловлювачі, фільтри, калорифери і тому подібне).

7. Визначаються сумарні втрати тиску по всій розрахунковій магістралі:

$$\sum \Delta P = 1,1 (\sum \Delta P_y + \sum \Delta P_{\text{об}}).$$

Множник 1,1 вводиться на невраховані втрати тиску. По відомих значеннях загальної витрати в мережі і знайденому $\sum \Delta P$ підбирається вент. агрегат.

8. Виробляється нев'язка тиску на відгалуженнях. Це означає, що перетини ділянок, складових відгалуження, мають бути запроектовані так, щоб сумарні втрати тиску у відгалуженні $P_{\text{отв}}$ дорівнювали тиску в магістралі в точці розгалуження P_p .

Нев'язка тиску не повинна перевищувати 10 %, тобто

$$\frac{P_p - P_{\text{отв}}}{P_p} \cdot 100 \leq 10\%$$

Якщо енергоємність відгалуження незначна і досягти нев'язки не вдається, то застосовуються діафрагми, призначення яких – дроселювати надлишковий тиск $\Delta P_{др}$:

$$\Delta P_{др} = P_p - P_{отв} = \xi_d(\rho v^2/2),$$

де ξ_d – кмо діафрагми, значення якого залежить від міри звуження потоку.

Приклад 1. Виконати аеродинамічний розрахунок припливної системи, схема якої показана на рис. 9. Круглі повітропроводи виконані з оцинкованої сталі.

Рішення. Результати розрахунку, який описаний вище приведені в таблиці. 4.

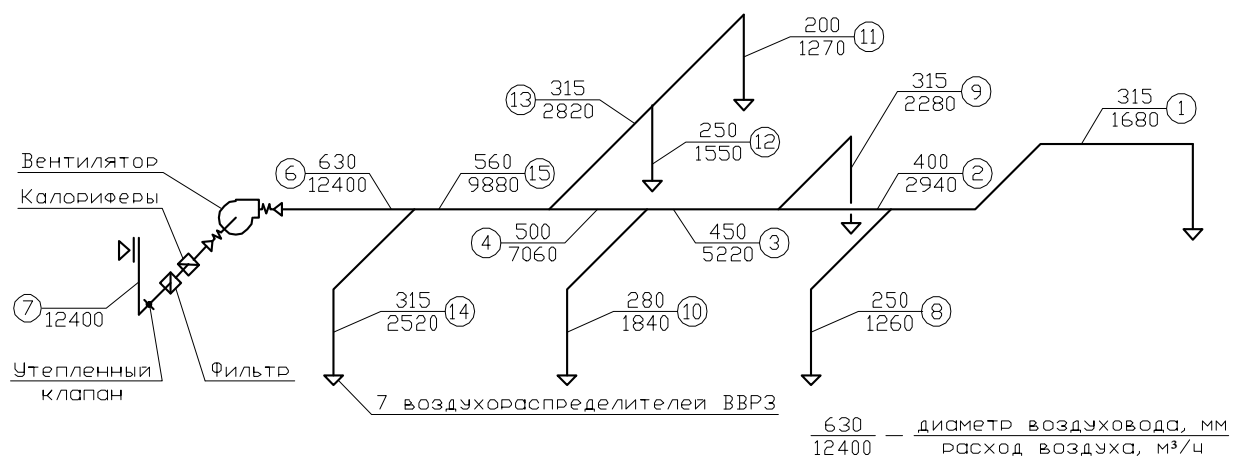


Рис. 9. – Розрахункова схема припливної системи вентиляції

Таблиця 4 – Розрахунок повітропроводів системи припливної вентиляції

№ ділянки	Витрата повітря L , м³/год	Довжина ділянки l , м	Скорість повітря v , м/с	Розміри або діаметри $a \times b$ мм, або d , мм	Питомі витрати тиску на тертя $R_{уд}$, Па/м	Втрати тиску на тертя $R_{уд}l/\beta$, Па	Динамічний тиск $P_d = \rho v^2/2$, Па	Сума кмс $\sum \xi$	Втрати тиску в місцевих опорах $z = \sum \xi P_d$, Па	Загальні втрати тиску на ділянці $R_{уд}l\beta = z$, Па
1	0,467	5,5	6	315	1,23	6,8	21,6	2,73	59	65,8
2	0,817	7	6,5	400	1,07	7,5	25,35	0,31	7,8	15,3
3	1,45	6	9,15	450	1,75	10,5	50,2	0,2	10	20,5
4	1,96	6	10	500	1,82	10,9	60,0	0,2	12	22,9
5	2,74	1	11,15	560	1,95	1,95	74,6	0,2	15	16,95
6	3,44	4	11	630	1,66	6,64	72,6	0,31	22,5	29,14
7	3,44	3	3,44	1000×1000 $d_{экв}^v = 1000$	0,11 $\beta=1,81$	0,6	7,1	5,1	36,2	36,8

Опір клапана, – 16 Па;
 опір фільтру – 120 Па;
 опір калориферної установки – 180 Па;
 загальний опір в розрахунковій магістралі – 523,7 Па;
 на невраховані втрати з врахуванням 10 % – 576 Па.

По відомих значеннях витрати $L = 12\,400 \text{ м}^3/\text{ч}$ і втрат тиску $P = 576 \text{ Па}$ в мережі підбираємо вентилятор ВР-86-77-6,3 з діаметром колеса $D = 0,9D_{\text{ном}}$ і частотою обертання $n = 1435 \text{ об/хв}$, ККД = 0,77 [9].

Розрахунок втрат тиску у відгалуженні – ділянка 8

Тиск, що зосереджується, в точці розгалуження – 65,8 Па

8	1260	8,5	7,2	250	2,28	19,4	31,1	1,5	46,7	66,1
Різниця тиску складає $\frac{66,1 - 65,8}{66,1} \cdot 100 = 0,45 \%$										

Розрахунок втрат тиску у відгалуженні – ділянка 9

Тиск, що зосереджується, в точці розгалуження – $65,8 + 15,3 = 81,8 \text{ Па}$

9	2280	5,5	8,15	315	2,15	11,8	39,85	2,33	92,85	104,6
Різниця тиску складає $\frac{104,6 - 81,1}{104,6} \cdot 100 = 22,5 \%$										
Оскільки різниця тиску перевищує допустиму величину 10 %, необхідно внести корективи до раніше прийнятого конструктивного рішення для відгалуження, збільшивши його діаметр										
9	2280	5,5	6,4	355	1,2	6,6	24,6	3,29	80,9	87,5
Різниця тиску складає $\frac{87,5 - 81,1}{87,5} \cdot 100 = 7,3 \%$										

Розрахунок втрат тиску у відгалуженні – ділянка 14

Тиск, що зосереджується, в точці розгалуження –

$65,8 + 15,3 + 20,5 + 22,9 + 16,95 = 141,5 \text{ Па}$

14	2520	5	7,07	355	1,43	7,15	30	3,6	108	115,15
Різниця тиску складає $\frac{141,5 - 115,15}{141,5} \cdot 100 = 18,6 \%$										
Різниця перевищує допустиму величину 10 %. Підбір діафрагми див. нижче										

Підбір діафрагми для ділянки 14

Тиск в точці розгалуження рівний 141,5 Па, втрати тиску у відгалуженні – 115,15 Па. Втрати тиску в діафрагмі повинно становить $\Delta P_{др} = 141,5 - 115,15 = 26,35$ Па.

Динамічний тиск на ділянці $P_d = 30$ Па. Необхідне значення ξ для діафрагми:

$$\xi = \frac{\Delta P_{др}}{P_d} = \frac{26,35}{30} = 0,88$$

Знайденому значенню ξ відповідає відношення площ $F_o/F = (d_o/d)^2 = 0,71$.
Діаметр отвору діафрагми рівний

$$d_o = \sqrt{0,71 d^2} = \sqrt{0,71 \cdot 0,355^2} = 0,3 \text{ м.}$$

Визначення коефіцієнта місцевих опорів *

Ділянка 1

Розподільник повітря ВВРЗ. Площа поперечного перетину на виході $F_{жс} = 0,08 \text{ м}^2$. За даними [3] $\xi = 1,2$ при швидкості на виділенні

$$v_{жс} = \frac{L}{3600 F_{жс}} = \frac{1680}{3600 \cdot 0,08} = 5,83 \text{ м/с.}$$

Використовуючи формулу (20), розраховуємо значення ξ для швидкості на ділянці $v = 5,5 \text{ м/с}$:

$$\xi = 1,2 \left(\frac{5,83}{5,5} \right)^2 = 1,35.$$

Три відвода на 90°: $\xi = 3 \cdot 0,35 = 1,05$.

Трійник на нагнітанні прохідної:

$$\frac{f_{п}}{f_c} = \left(\frac{d_{п}}{d_c} \right)^2 = \left(\frac{0,315}{0,4} \right)^2 = 0,62, \quad \frac{L_o}{L_c} = \frac{1260}{2940} = 0,43,$$

$$\xi = 0,33.$$

$$\sum \xi = 1,35 + 1,05 + 0,33 = 2,73.$$

Ділянка 2

Трійник на нагнітанні прохідної сторони:

$$\frac{f_{п}}{f_c} = \left(\frac{0,4}{0,45} \right)^2 = 0,8, \quad \frac{L_o}{L_c} = \frac{2280}{5220} = 0,44. \quad \sum \xi = 0,31.$$

Ділянка 3

Трійник на нагнітанні прохідної сторони:

$$\frac{f_{п}}{f_c} = \left(\frac{0,45}{0,5} \right)^2 = 0,81, \quad \frac{L_o}{L_c} = \frac{1840}{7060} = 0,26. \quad \sum \xi = 0,2.$$

Ділянка 4

Трійник на нагнітанні прохідної сторони:

$$\frac{f_{\Pi}}{f_c} = \left(\frac{0,5}{0,56} \right)^2 = 0,8, \quad \frac{L_o}{L_c} = \frac{2820}{9880} = 0,29. \quad \sum \xi = 0,2.$$

Ділянка 5

Трійник на нагнітанні прохідної сторони:

$$\frac{f_{\Pi}}{f_c} = \left(\frac{0,56}{0,63} \right)^2 = 0,8, \quad \frac{L_o}{L_c} = \frac{2520}{12400} = 0,2. \quad \sum \xi = 0,2.$$

Ділянка 6

Дифузор за радіальним вентилятором:

$$\frac{F_1}{F_0} = \frac{\frac{3,14 \cdot 0,63^2}{4}}{0,44 \cdot 0,44} = 1,6, \quad \alpha = 20^\circ, \quad \xi = 0,12.$$

Знайдене значення ξ відноситься до динамічного тиску на виході з вентилятора, тому необхідно зробити розрахунок по формулі (20):

$$\xi = 0,12 \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 = 0,12 \cdot 1,6^2 = 0,31. \quad \sum \xi = 0,31.$$

Ділянка 7

Шахта припливна з трьома жалюзійними ґратами:

$$\sum \xi = 5,1.$$

Ділянка 8

Розподільник повітря ВВРЗ. Площа поперечного перетину $F_{\text{жс}} = 0,08 \text{ м}^2$.

$\xi = 1,2$ при швидкості

$$v_{\text{жс}} = \frac{1260}{3600 \cdot 0,08} = 4,4 \text{ м/с}.$$

Розрахунок значення ξ на ділянці зі швидкістю $v = 7,2 \text{ м/с}$ дає

$$\xi = 1,2 \left(\frac{4,4}{7,2} \right)^2 = 0,45.$$

Відведення на 90° : $\xi = 0,35$.

Трійник на відгалуженні:

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{1260}{2940} = 0,43, \quad \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{0,25}{0,4} \right)^2 = 0,39, \quad \xi = 0,7.$$
$$\sum \xi = 0,45 + 0,35 + 0,7 = 1,5.$$

Ділянка 9

Розподільник повітря ВВРЗ. Площа поперечного перетину $F_{\text{жс}} = 0,08 \text{ м}^2$:

$$v_{\text{жс}} = \frac{2280}{3600 \cdot 0,08} = 7,92 \text{ м/с}, \xi = 1,2.$$

Розрахунок ξ на ділянці зі швидкістю $v = 8,15 \text{ м/с}$ дає

$$\xi = 1,2 \left(\frac{7,92}{8,15} \right)^2 = 1,13.$$

Відведення на 90° : $\xi = 0,35$.

Трійник на відгалуженні:

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{2280}{5220} = 0,44, \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{0,315}{0,450} \right)^2 = 0,49, \xi = 0,85.$$

$$\sum \xi = 1,13 + 0,35 + 0,85 = 2,33.$$

Розрахунок значень ξ на ділянці зі швидкістю $v = 6,4 \text{ м/с}$ і $d = 0,355 \text{ м}$.

$$\xi = 1,2 \left(\frac{7,92}{6,4} \right)^2 = 1,84.$$

Відведення на 90° : $\xi = 0,35$.

Трійник на відгалуженні:

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{2280}{5220} = 0,44, \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{0,315}{0,450} \right)^2 = 0,62, \xi = 1,1.$$

$$\sum \xi = 1,84 + 0,35 + 1,1 = 3,29.$$

Ділянка 14

Розподільник повітря ВВРЗ.

Площа поперечного перетину

$F_{\text{жс}} = 0,08 \text{ м}^2$:

$$v_{\text{жс}} = \frac{2520}{3600 \cdot 0,08} = 8,75 \text{ м/с}, \xi = 1,2.$$

Розрахунок ξ на ділянці зі швидкістю $v = 7,07 \text{ м/с}$ дає

$$\xi = 1,2 \left(\frac{8,75}{7,07} \right)^2 = 1,84.$$

Відведення на 90° : $\xi = 0,35$.

Трійник на відгалуженні:

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{2520}{12400} = 0,2, \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{0,355}{0,630} \right)^2 = 0,32, \xi = 1,41.$$

$$\sum \xi = 1,84 + 0,35 + 1,41 = 3,6.$$

Приклад 2. Виконати аеродинамічний розрахунок витяжної системи, схема якої приведена на рис. 10. Круглі повітропроводи виконані з листової сталі.

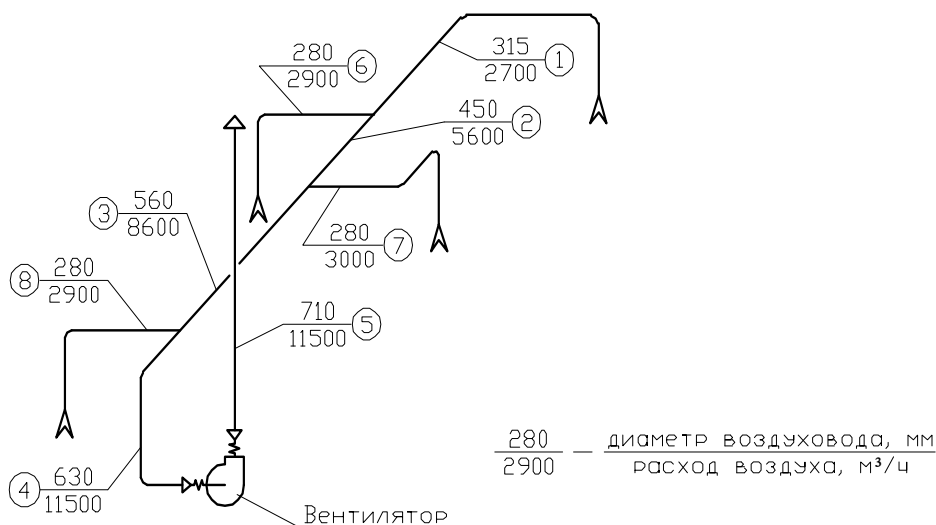


Рис. 10 — Розрахункова схема витяжної системи вентиляції
Р і ш е н н я. Результати розрахунку приведені в таблиці. 5.

Таблиця 5 – Розрахунок повітропроводів витяжної системи вентиляції

№ ділянки	Витрати повітря L , м³/ч	Довжина ділянки l , м	Швидкість повітря v , м/с	Розміри або діаметр $a \times b$ мм або d , мм	Питоми втрати тиску на тертя $R_{уд}$, Па/м	Втрати тиску на тертя $R_{уд}l\beta$, Па	Динамічний тиск $P_d = \rho v^2/2$, Па	Сума кмс $\sum \xi$	Втрати тиску в місцевих опорах $z = \sum \xi P_d$, Па	Загальні втрати тиску на ділянці $R_{уд}l\beta = z$, Па
1	2700	10	7,58	355	1,64	16,4	34,5	1,59	54,8	71,2
2	5600	4	9,8	450	1,99	8,0	57,6	0,65	37,4	45,4
3	8600	5	9,7	560	1,52	7,6	56,4	0,5	28,2	35,8
4	11500	13,5	10,25	630	1,47	19,8	63,0	0,7	44,11	63,9
5	11500	12,5	8,07	710	0,815	10,2	39,1	3,02	18,1	128,3

Загальний опір в розрахунковій магістралі – 345 Па;

На невраховані втрати з врахуванням 10% надбавки – 380 Па.

По відомих значеннях витрати $L = 11\,500 \text{ м}^3/\text{ч}$ і втрат тиску $P = 380 \text{ Па}$ в мережі підбираємо вентилятор TRE-710 з частотою обертання $n = 400 \text{ об/хв}$, ККД = 70 % [10].

Розрахунок втрат тиску у відгалуженні – ділянка 6

Тиск, що зосереджується, в точці розгалуження – 71,2 Па

6	2900	1,7	10,35	315	3,3	5,6	64,3	1,06	68,2	73,8
Різниця тиску складає $\frac{73,8 - 71,2}{73,8} \cdot 100 = 3,5 \%$										

Розрахунок втрат тиску у відгалуженні – ділянка 7

Тиск, що зосереджується, в точці розгалуження – $71,2 + 45,4 = 116,6 \text{ Па}$

7	3000	6,4	10,7	315	3,6	23,0	68,7	1,1	75,6	98,6
Різниця тиску складає $\frac{116,6 - 98,6}{116,6} \cdot 100 = 15,4 \%$										
Різниця перевищує допустиме. Підбір діафрагми див. нижче в тексті										

Розрахунок втрат тиску у відгалуженні – ділянка 8

Тиск, що зосереджується, в точці розгалуження – $71,2 + 45,4 + 35,8 = 152,4 \text{ Па}$

8	2900	1,7	10,31	315	5,2	8,8	103	1,26	130	138,8
Різниця тиску складає $\frac{152,4 - 138,8}{152,4} \cdot 100 = 8,9 \%$										

Підбір діафрагми для ділянки 7

Тиск в точці розгалуження рівний 116,6 Па, втрати тиску у відгалуженні – 98,6 Па. Надлишковий тиск, який необхідно погасити діафрагмою:

$$\Delta P_{\text{др}} = 116,6 - 98,6 = 18 \text{ Па.}$$

Динамічний тиск на ділянці $P_d = 68,7 \text{ Па}$. Необхідне значення для діафрагми рівне:

$$\xi = \frac{\Delta P_{\text{др}}}{P_d} = \frac{18}{68,7} = 0,262.$$

Цьому значенню ξ відповідає відношення площ $F_0/F = (d_0/d)^2 = 0,86$.

Діаметр отвору діафрагми рівний

$$d_o = \sqrt{0,86d^2} = \sqrt{0,86 \cdot 0,355^2} = 0,330 \text{ м.}$$

Визначення коефіцієнта місцевих опорів

Ділянка 1

Місцеве відсмоктування: $\xi = 0,1$.

Два відведення на 90° : $\xi = 2 \cdot 0,35 = 0,7$.

Трійник на всмоктуванні прохідной:

$$\frac{f_{\Pi}}{f_c} = \left(\frac{d_{\Pi}}{d_c} \right)^2 = \left(\frac{0,315}{0,4} \right)^2 = 0,5, \quad \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{d_0}{d_c} \right)^2 = \left(\frac{0,28}{0,45} \right)^2 = 0,4,$$

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{2900}{5600} = 0,52, \quad \xi = 0,79.$$

$$\sum \xi = 0,1 + 0,7 + 0,79 = 1,59.$$

Ділянка 2

Трійник на всмоктуванні прохідной:

$$\frac{f_{\Pi}}{f_c} = \left(\frac{d_{\Pi}}{d_c} \right)^2 = \left(\frac{0,45}{0,56} \right)^2 = 0,65, \quad \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{d_0}{d_c} \right)^2 = \left(\frac{0,28}{0,56} \right)^2 = 0,25,$$

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{3000}{8600} = 0,35, \quad \xi = 0,65.$$

Ділянка 3

Трійник на всмоктуванні прохідной:

$$\frac{f_{\Pi}}{f_c} = \left(\frac{d_{\Pi}}{d_c} \right)^2 = \left(\frac{0,56}{0,63} \right)^2 = 0,8, \quad \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{d_0}{d_c} \right)^2 = \left(\frac{0,28}{0,63} \right)^2 = 0,2,$$

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{2900}{11500} = 0,25, \quad \xi = 0,5.$$

Ділянка 4

Два відведення на 90° : $\xi = 2 \cdot 0,35 = 0,7$.

Ділянка 5

Дифузор за вентилятором:

$$\frac{F_1}{F_0} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{a \times b} = \frac{3,14 \cdot 0,71^2}{4(0,44 \cdot 0,44)} = 2, \quad \alpha = 20^\circ, \quad \xi = 0,43.$$

Знайдене значення ξ відноситься до динамічного тиску на виході з вентилятора. Виконаємо розрахунок по формулі (20):

$$\xi = 0,43 \left(\frac{F_1}{F_0} \right)^2 = 0,43 \cdot 4 = 1,72.$$

Зонт на виході з шахти: $\xi = 1,3$.

$$\sum \xi = 1,72 + 1,3 = 3,02.$$

Ділянка 6

Трійник всмоктуючий на відгалуженні:

$$\frac{f_{\Pi}}{f_c} = \left(\frac{0,315}{0,45} \right)^2 = 0,5, \quad \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{0,28}{0,45} \right)^2 = 0,4,$$

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{2900}{5600} = 0,52, \quad \xi = 0,61.$$

Відведення на 90° : $\xi = 0,35$.

Місцеве відсмоктування: $\xi = 0,1$

$$\sum \xi = 0,61 + 0,35 + 0,1 = 1,6.$$

Ділянка 7

Трійник всмоктуючий на відгалуженні:

$$\frac{f_{\Pi}}{f_c} = \left(\frac{0,45}{0,56} \right)^2 = 0,65, \quad \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{0,28}{0,56} \right)^2 = 0,25,$$

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{3000}{8000} = 0,35, \quad \xi = 0,3.$$

Два відведення на 90° : $\xi = 2 \cdot 0,35 = 0,7$.

Місцеве відсмоктування: $\xi = 0,1$.

$$\sum \xi = 0,3 + 0,7 + 0,1 = 1,1.$$

Ділянка 8

Трійник всмоктуючий на відгалуженні:

$$\frac{f_{\Pi}}{f_c} = \left(\frac{0,56}{0,63} \right)^2 = 0,8, \quad \frac{f_0}{f_c} = \left(\frac{0,28}{0,63} \right)^2 = 0,2,$$

$$\frac{L_o}{L_c} = \frac{2900}{11500} = 0,25, \quad \xi = 0.$$

Два відведення на 90° : $\xi = 2 \cdot 0,35 = 0,7$.

Два напіввідведення на 45° : $\xi = 2 \cdot 0,23 = 0,46$.

Місцеве відсмоктування: $\xi = 0,1$.

$$\sum \xi = 0,7 + 0,46 + 0,1 = 1,26.$$

6. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ПРИРОДНИМ ІМПУЛЬСОМ РУХУ ПОВІТРЯ

Розрахунок відрізняється значно меншими значеннями швидкостей, що рекомендуються, а тиск, що зосереджується в точках, має відповідати заданому. В цьому випадку основний напрямок розрахунку повинен проходити через найбільш віддалену **вілку** системи, що має найменший тиск і розташовується:

$$p_{роз} = H_i \cdot \Delta\rho \cdot g , \quad (21)$$

де H_i – відстань по вертикалі від центру витяжних ґрат на вході повітря в розрахункове відгалуження до гирла витяжної шахти;

$\Delta\rho$ – розрахункова різниця щільності зовнішнього і внутрішнього повітря;

g – прискорення вільного падіння, рівне $9,8 \text{ м/с}^2$.

Втрати тиску по основному розрахунковому напрямку мають бути менше $p_{расп}$ на величину запасу 5-10%. Нев'язку відгалужень з основним напрямом проводять з врахуванням різниці тиску, зосереджених для окремих відгалужень.

6.1. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ВОЗДУХОВОДОВ ПРИРОДНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Вихідні дані

Розрахувати систему витяжної вентиляції з природним імпульсом руху повітря (рис. 11). Навантаження і довжина окремих ділянок системи приведені в таблиці 6.

Щільність повітря $\rho_e=1,2 \text{ кг/м}^3$ (при $t_e=20^\circ\text{C}$), $\rho_n=1,27 \text{ кг/м}^3$ (при $t_n=5^\circ\text{C}$). Вертикальні канали в стінах цегельних обштукатурених ($K=5 \text{ мм}$), горизонтальних – шлакогіпсових ($K=1 \text{ мм}$). Шахта в середині обштукатурена по сітці ($K=10 \text{ мм}$).

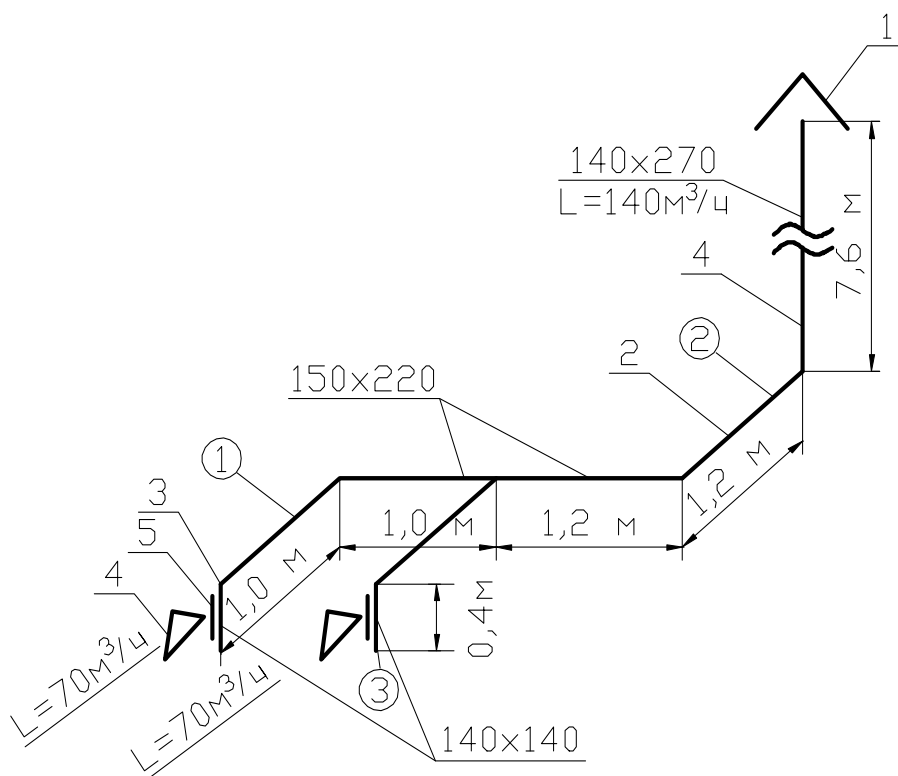


Рис.11– Розрахункова аксонометрична схема до прикладу:
 1-витяжний зонт; 2- шлакогіпсовий короб; 3-цегельний канал;
 4-шахта цегельна, обштукатурена по сітці; 5-грати.
 Цифри в кругах - нумерація ділянок.

Таблиця 6 – Аеродинамічний розрахунок природної витяжної вентиляції

№	L, м³/ч	I, м	a·b, мм	d _в , мм	f, м²	v, м/с	R, Па/м	β _ш , м	Rβ _ш I, Па	p _ф , Па	Σζ _о	z, Па	Rβ _ш I+z, Па	Σ(Rβ _ш I+z) Па
1	70	0,4	140×140	140	0,02	0,972	0,12	1,42	0,068	0,567	0,3	0,170	0,238	0,238
		2,0	150×220	178	0,033	0,589	0,035	1,08	0,08	0,208	2,4	0,499	0,579	0,817
2	140	2,4	150×220	178	0,033	1,178	0,12	1,12	0,32	0,833	2,2	1,83	2,15	2,967
		7,6	140×270	184	0,038	1,023	0,08	1,64	1,00	0,628	1,8	1,13	2,23	5,197
3	70	0,4	140×140	140	0,02	0,972	0,12	1,42	0,068	0,567	1,5	0,85	0,918	0,918
		0,8	150×220	178	0,033	0,589	0,035	1,08	0,030	0,208	-0,2	-0,042	-0,012	0,906

Розв'язання

1. Вибір і розрахунок основного напрямку:

а) зосереджений тиск розраховується по формулі (21):

$$p_{расч} = 8,0 \cdot (1,27 - 1,20) \cdot 9,8 = 5,488 \text{ Па};$$

б) ділянки 1 і 2 приймаються за основний напрямок. Враховуючи, що канали виготовлені з різних матеріалів, розрахункова таблиця 8.5 заповнюється з врахуванням матеріалу повітряних каналів;

в) значення d_v , мм, розраховується по формулі

$$d_v = \frac{2 \cdot a \cdot b}{(a + b)};$$

г) визначається величина втрат тиску на тертя R , Па/м при заданих значеннях (L , м³/ч і v , м/с);

д) $\beta_{ш}$ приймаємо залежно від швидкості v , м/с, і шорсткості каналів K , мм;

е) динамічний опір P_q , Па, розраховується по формулі (13);

ж) коефіцієнти місцевих опорів прийняті по «Довіднику проектувальника», ч. 2 під ред. І.Г. Староверова:

ділянка 1 – грати $\zeta = 0,3$;

2 коліна з поворотом на 90° - $\zeta = 1,2 \cdot 2 = 2,4$;

ділянка 2 – трійник витяжний на проході $\alpha = 90^\circ$ при $f_o/f_n = 1,0$ і $L_o/L_c = 0,5$, $\zeta = 1,0$;

2 коліна $\zeta = 1,2 \cdot 2 = 2,4$;

Витяжна шахта з дифузором і зонтом $\zeta = 0,6$.

Розрахунки приведені в таблиці. 8.8.

Запас $\frac{5,488 - 5,197}{5,488} \cdot 100 = 5,3\%$, (допустима величина), що менше $p_{рос}$ на

величину в межах 5-10% (див. «Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції з природним імпульсом руху повітря»).

1. Проведемо аеродинамічний розрахунок ділянки 3:

ділянка 3 – грати $\zeta = 0,3$;

коліно $\zeta = 1,2$;

трійник на всмоктування (відгалуження) при $f_o/f_n = 1,0$ і $L_o/L_c = 0,5$,

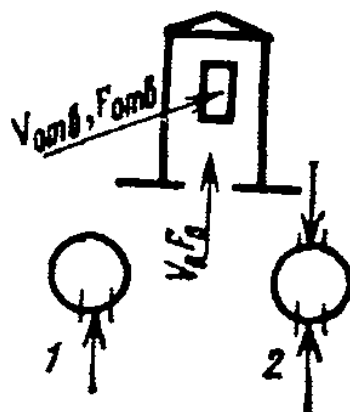
$\zeta =$ -Нев'язка 1 і 3 ділянок $\frac{0,817 - 0,906}{0,906} \cdot 100\% = 9,8\%$, (допустима величина), що

менше 10%

СПИСОК ДЖЕРЕЛ

1. Посохин В.Н. Аэродинамика вентиляции.-М: АВОК-ПРЕСС, 2008.-209 с.
2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления.-М.: Недра, 1970
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975.
3. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1, 2 /В. Н. Богословский, А.И. Пирумов, В.Н. Посохин и др.; Под ред. Н.Н. Павлова и Ю.И. Шиллера.- 4-е изд. Перераб. И доп.- М.: Стройиздат, 1992.
4. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха/ Под ред. Староверова И.Г.- М.: Стройиздат, 1978.
5. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М: Стройиздат, 1979.
6. Торговников Б.М., Табачник В.Е., Ефанов Е.М. Проектирование промышленной вентиляции: справочник.- Киев: Будівельник. 1983.
7. Зінич П.Л. Вентиляція громадських будівель. Навчальний посібник.- К.:КНУБА, 2002 - 256 с.
8. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Жилые здания со встроенно-пристроенными помещениями общественного назначения и стоянками автомобилей. Коттеджи: Справочное пособие.- М.: Пантори, 2003. – 308 с.
9. Каталог вентиляционного оборудования фирмы Веза.
10. Каталог вентиляционного оборудования фирмы Евроклимат.

ДОДАТОК А.
Значення коефіцієнтів місцевих опорів



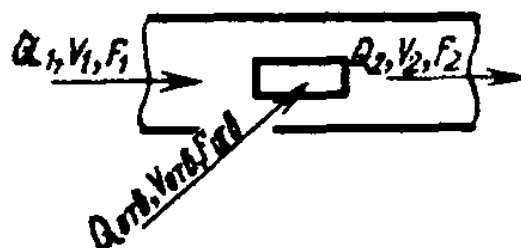
1 Одно отверстие

$F_{\text{отв}}/F_0$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_0	64,5	30	14,9	9	6,27	4,54	3,54	2,7	2,28

2 Два отверстия (одно против другого)

$2F_{\text{отв}}/F_0$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,4	1,8
ζ_0	17	12	8,75	6,85	5,5	4,54	3,84	2,01	1,1

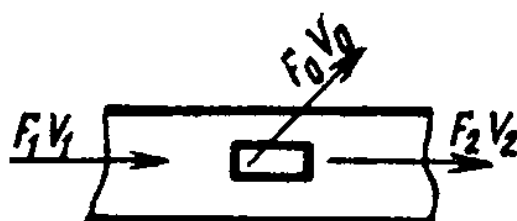
Рис. 1 – Вход боковой в воздуховоде через первое отверстие



$F_{отв}/F_1$	Значения $\zeta_{отв}$ (вход)					Значения ζ_1 (проход)				
	при $Q_{отв}/Q_1$									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0,1	0,8	1,3	1,4	1,4	1,4	0,1	-0,1	-0,8	-2,6	-6,6
0,2	-1,4	0,9	1,3	1,4	1,4	0,1	0,2	-0,01	-0,6	-2,1
0,4	-9,5	0,2	0,9	1,2	1,3	0,2	0,3	0,3	0,2	-0,2
0,6	-21,2	-2,5	0,3	1	1,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,3

Примечание $\zeta_{отв}$ — к скорости в отверстии $v_{отв}$;
 ζ_1 — к скорости в воздуховоде v_1

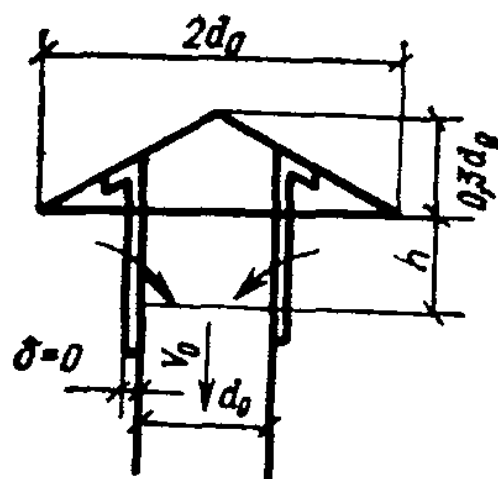
Рис. 2 — Вход боковой в воздуховоде через среднее отверстие



В ы х о д

v_0/v_1	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
ζ_0	1,8	1,7	1,7	1,8	1,9	2,1	2,3	2,6	3

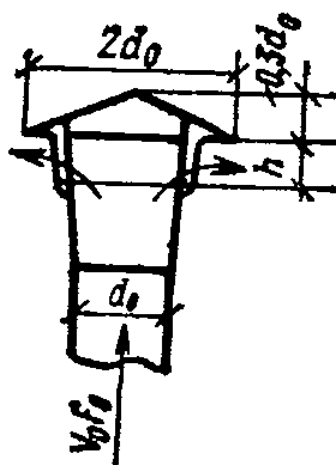
Рис. 3 — Боковой выход в воздуховоде через среднее отверстие



h/d_0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	От 1 до ∞
ζ_0	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05

Примечание По чертежам серии 4 904-12 для зонтов круглых и квадратных, а также прямоугольных ζ_0 равно соответственно 1,4 и 1,25.

Рис. 4 – Приточная шахта с диффузором и с зонтом

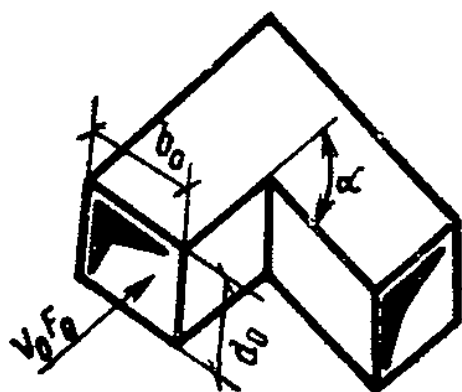


h/d_0	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,8	1
ζ_0	4	2,3	1,9	1,6	1,4	1,3	1,15	1,1	1	1

Примечания: 1 По чертежам серии 4 904-12 для зонтов круглых и квадратных, а также прямоугольных ζ_0 равно соответственно 1; 3 и 1,15.

2. По чертежам серии 4.904-12 для дефлекторов $\zeta_0=0,64$

Рис. 5 – Вытяжная шахта с диффузором и зонтом

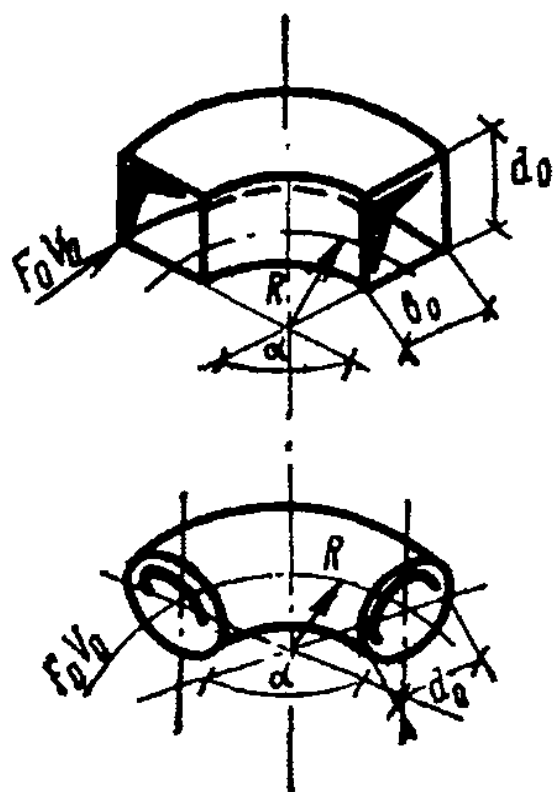


α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
ζ	0	0,13	0,16	0,32	0,56	0,81	1,2	1,9	2,6	3,2	3,6

Примечание. При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножить на следующее значение C .

d/b_0	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8
C	1,1	1,07	1,04	1	0,95	0,9	0,83	0,78	0,75	0,72	0,71	0,7

Рис. 6 – Колена с острыми кромками на повороте



α°	0	20	30	45	50	75	90	110	130	150	180
----------------	---	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

При $R/d_{zv} = 1$

ζ_0	0	0,06	0,09	0,13	0,16	0,19	0,21	0,24	0,25	0,27	0,29
-----------	---	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

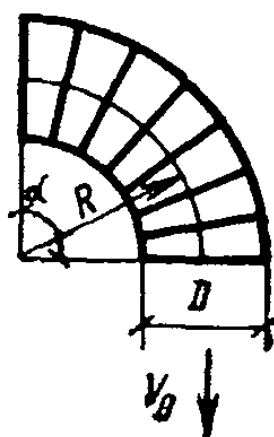
При $R/d_{zv} = 1,5$

ζ_0	0	0,05	0,08	0,1	0,13	0,15	0,17	0,19	0,2	0,22	0,24
-----------	---	------	------	-----	------	------	------	------	-----	------	------

При $R/d_{zv} = 2$

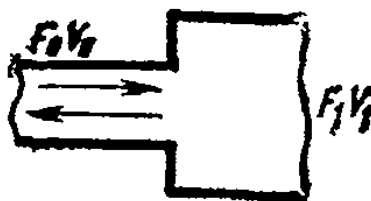
ζ_0	0	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,15	0,17	0,18	0,19	0,21
-----------	---	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Рис. 7 – Отводы круглого сечения



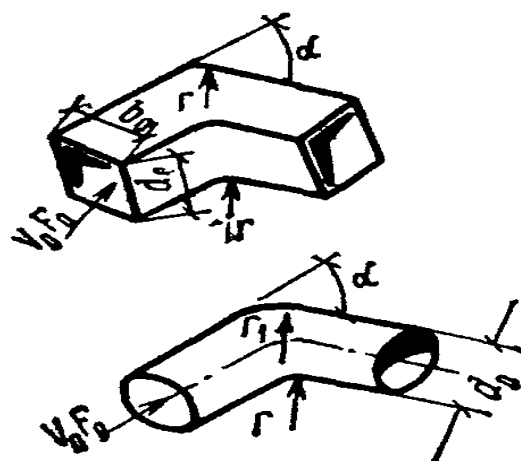
α°	30	45	60	90
При $R/D=1,5$				
ζ_0	0,2	0,25	0,3	0,4
При $R/D=2$				
ζ_0	0,15	0,2	0,3	0,35

Рис. 8 – Отвод из звеньев круглого сечения



F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1
Внезапное расширение потока										
ζ_0	1	0,81	0,64	0,5	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0

Рис. 9 – Выход из меньшего сечения в большее и наоборот



α°	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
----------------	---	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

При $r/d_{\text{эв}} = 0,05$

ζ_0	0	0,27	0,39	0,52	0,68	0,79	0,87	0,98	1,05	1,11	1,22
-----------	---	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

При $r/d_{\text{эв}} = 0,1$

ζ_0	0	0,22	0,32	0,42	0,55	0,63	0,7	0,79	0,84	0,9	0,98
-----------	---	------	------	------	------	------	-----	------	------	-----	------

При $r/d_{\text{эв}} = 0,2$

ζ_0	0	0,14	0,2	0,26	0,34	0,4	0,44	0,5	0,53	0,56	0,62
-----------	---	------	-----	------	------	-----	------	-----	------	------	------

При $r/d_{\text{эв}} = 0,3$

ζ_0	0	0,1	0,14	0,19	0,24	0,28	0,31	0,35	0,37	0,39	0,43
-----------	---	-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------

При $r/d_{\text{эв}} = 0,4$

ζ_0	0	0,08	0,12	0,16	0,2	0,28	0,26	0,29	0,31	0,33	0,36
-----------	---	------	------	------	-----	------	------	------	------	------	------

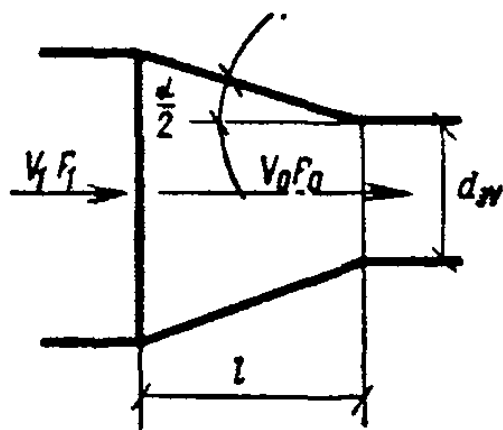
При $r/d_{\text{эв}} = 0,5$

ζ_0	0	0,07	0,11	0,14	0,19	0,22	0,24	0,27	0,29	0,31	0,34
-----------	---	------	------	------	------	------	------	------	------	------	------

Примечание. При прямоугольном сечении значение ζ_0 следует умножить на следующее значение C :

d_0/b_0 . .	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	5
C	1,3	1,17	1,09	1	0,9	0,85	0,86	0,9	0,95

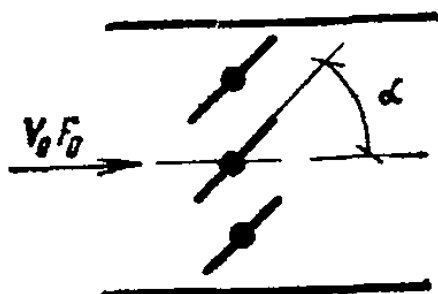
Рис. 10 – Колена с закругленными кромками на повороте



$l/d_{\text{эв}}$	Значение ζ_0 при α°			
	10	20	30	40
0,1	0,41	0,34	0,27	0,24
0,15	0,39	0,29	0,22	0,18
0,6	0,29	0,2	0,15	0,13
Свыше 0,6	0,1	0,1	0,1	0,1

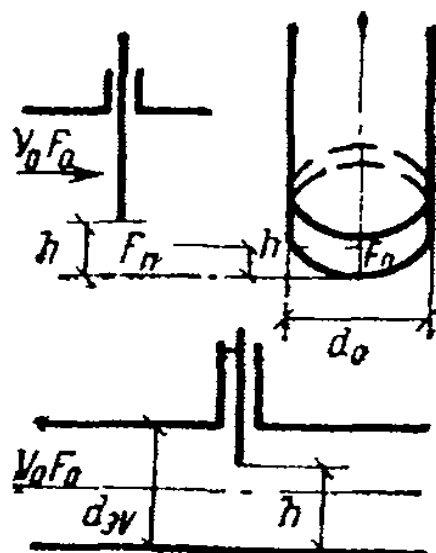
Примечание. ζ_0 — к скорости в меньшем сечении v_0 .

Рис. 11 — Прямолинейный диффузор



Число створок n	Значение ζ_0 при α°									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	0,04	0,3	1,1	2,5	8	20	60	200	1500	8000
2	0,07	0,4	1,1	2,5	5,5	12	30	90	160	7000
3	0,12	0,12	0,8	2	5	10	19	40	160	7000
4	0,13	0,25	0,8	2	4	8	15	30	110	6000
5	0,15	0,2	0,7	1,8	3,5	7	13	28	80	5000

Рис. 12 — Многостворчатый дроссель-клапан



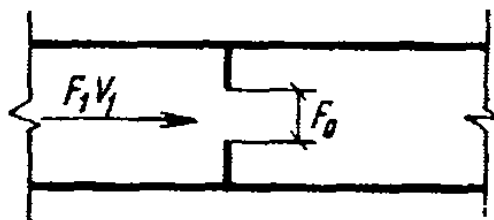
1 Круглый воздуховод

h/d_0	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
F_n/F_0	0	—	0,25	0,38	0,5	0,61	0,71	0,81	0,9	0,96	1
ζ_0	∞	—	35	10	4,6	2,06	0,98	0,44	0,17	0,06	0

2. Прямоугольный воздуховод

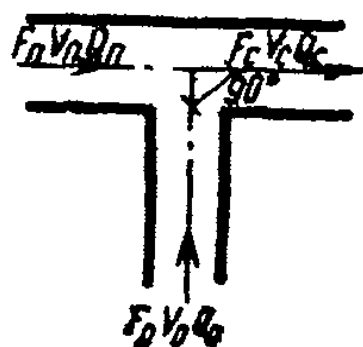
h/d_{30}	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ζ_0	∞	193	44,5	17,8	8,12	4,02	2,08	0,95	0,39	0,09	0

Рис. 13 – Шибер в круглом и прямоугольном воздуховоде



F_0/F_1	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1
ζ_0	4	2,85	2	1,41	0,97	0,65	0,42	0,25	0,13	0,05	0

Рис. 16 – Диафрагма с острыми краями

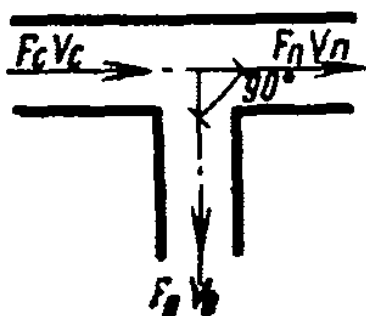


F_0/F_p	Значения ξ при Q_0/Q_c , равном								
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1	0,3	0,9	1	1	1	1	1	1	1
	0,2	0,5	0,9	1,5	2,5	4,4	8,4	20	82
0,2	-1,7	0,6	1	1	1	1	1	1	1
	0,2	0,4	0,8	1,3	2,1	3,7	7,1	16,7	69
0,4	-9,4	0,6	0,7	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
	0,2	0,4	0,6	1	1,6	2,8	5,2	12,3	51
0,6	-21	-2,7	0,1	0,9	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,3	2,2	4,1	9,5	39
0,8	-37	-5,5	-0,7	0,6	1,1	1,2	1,3	1,3	1,2
	0,3	0,4	0,5	0,7	1,1	1,8	3,3	7,6	31
1	-59	-8,8	-1,7	0,3	1,1	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,3	0,4	0,5	0,7	1	1,6	2,8	6,3	25

Примечания: 1. Верхняя строка — это значения ξ_0 , относящиеся к скорости v_0 , нижняя — это значения ξ_p , относящиеся к скорости v_p .

2. $F_0 + F_p > F_c$; $F_p = F_c$.

Рис. 17 — Тройник вытяжной $\alpha=90^\circ$



1. $F_0 + F_n > F_c$; $F_n = F_c$

v_n/v_c	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4
ζ_0	9,4	6,2	4,2	2,3	1,6	1,2	1	0,8	0,7	0,7	0,7	0,7
ζ_n	0,4	0	-0,1	-0,1	0	-	-	-	-	-	-	-

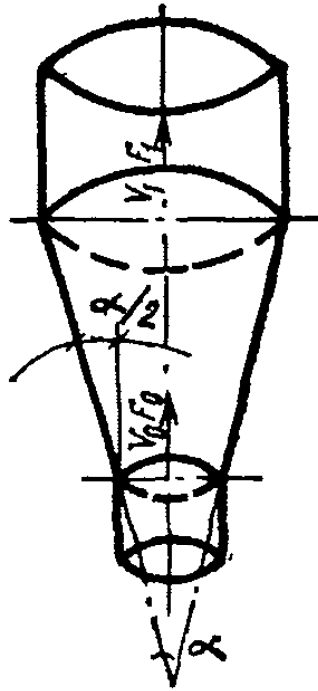
2. $F_0 + F_n = F_c$

v_n/v_c	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
ζ_0	По формуле $\zeta_0 = (v_c/v_n)^2$									
ζ_n	4,4	2	0,8	0,1	0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8

Примечания: 1 Коэффициент местного сопротивления тройника штапообразного и крестовины определяется так же, как для бокового ответвления прямого тройника с соответствующим углом ответвления.

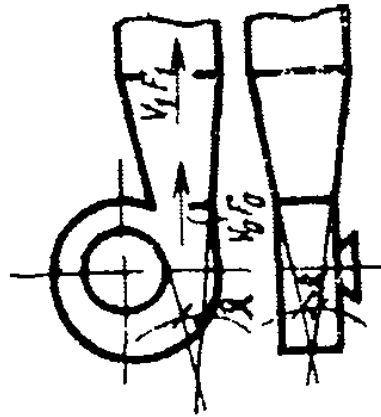
2 ζ_0 — к скорости v_0 ; ζ_n — к скорости v_n .

Рис. 18 — Тройник приточный $\alpha=90^\circ$



F_2/F_1	Значение ζ_0 при α°							
	10	12	14	16	20	24	30	40
0,2	0,12	0,14	0,17	0,19	0,25	0,32	0,43	0,61
0,25	0,1	0,12	0,15	0,17	0,22	0,28	0,37	0,49
0,3	0,09	0,11	0,13	0,15	0,2	0,25	0,33	0,42
0,4	0,08	0,09	0,1	0,12	0,15	0,19	0,25	0,35
0,5	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,18	0,25
0,6	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,1	0,12	0,17

Рис. 19 – Диффузор конический в сети

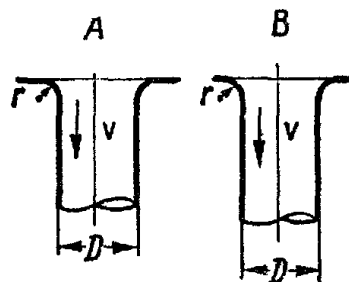


F_0/F_1	Значение ζ_1 при α°				
	10	15	20	25	30
0,25	4	7	9,3	10,2	10,9
0,3	2,6	4,7	6,1	6,9	7,3
0,4	1,3	2,3	3	3,4	3,6
0,5	0,7	1,3	1,7	1,9	2,1
0,6	0,4	0,7	1	1,1	1,2

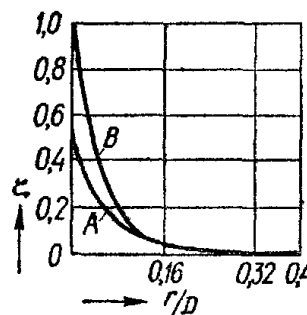
Примечание. ζ_1 — к скорости в большем сечении v_1

Рис. 20 — Диффузор плоский несимметричный за центробежным вентилятором

Скругление входных кромок для воздуховодов любого сечения



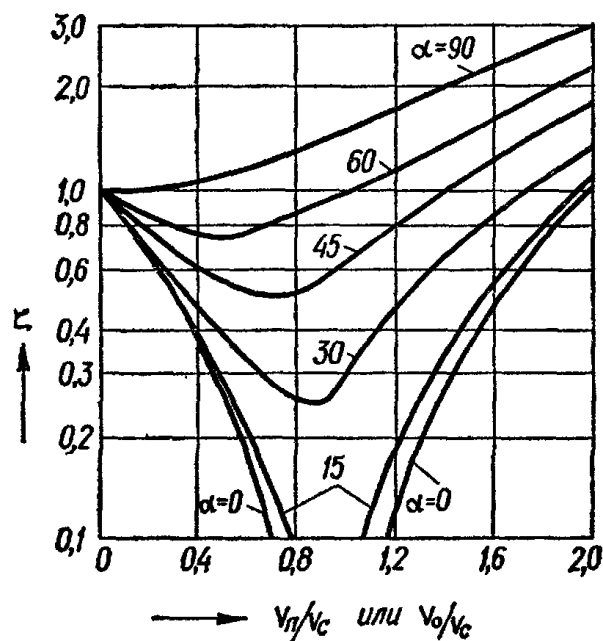
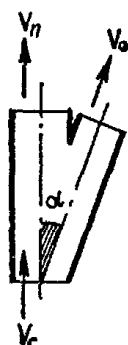
А — отверстие в плоскости;
В — скругление входной кромки трубы



При $r/D = 0,1$ $\zeta = 0,1$;
При $r/D = 0,3$ $\zeta = 0,03$

Рис. 21 — Скругленные входные кромки воздуховодов

Тройник на нагнетании



$\frac{v_0/v_c}{v_n/v_c}$	Значение ζ при α		$\zeta_{\text{п}}$
	30°	15°	
0,6	0,32	0,20	0,16
0,8	0,25	0,09	0,04
1,0	0,34	0,07	0
1,2	0,45	0,19	0,12
1,4	0,35	0,35	0,28
1,6	0,84	0,55	0,48

При проходе прямо $\alpha = 0$.

Значения ζ отнесены к скорости v_c для круглых и прямоугольных сечений тройника.

Приведенные значения ζ определены по формулам П. Н. Каменева; при $v_c \cos \alpha > v_0$

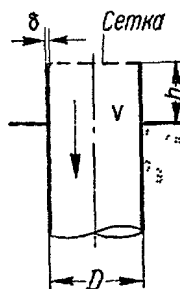
$$\zeta = \sin^2 \alpha + \left(\cos \alpha - \frac{v_0}{v_c} \right)^2;$$

при $v_0 > v_c \cos \alpha$

$$\zeta = \sin^2 \alpha + 0,5 \left(1 - \frac{v_c \cos \alpha}{v_0} \right) \left(\frac{v_0}{v_c} \right)^2$$

Рис. 22 – Тройник на нагнетании

Труба с сеткой

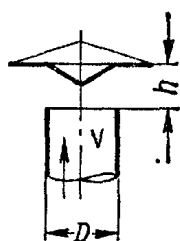


$$\zeta = 0,93$$

Значения ζ отнесены к скорости в воздуховоде; живое сечение сетки 80% $h/D = 0,04$; $\delta/D = 0,01$

Рис. 23 – Труба с сеткой

Колпак с рассекателем

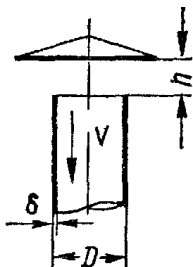


$$\zeta = 2,7$$

Значение ξ отнесено к скорости в воздуховоде любого сечения при $h = 0,3D$

Рис. 24 – Труба с сеткой

Плоский зонт

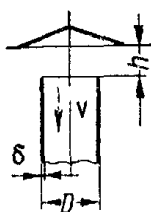


$$\zeta = 2,15$$

Значение ζ отнесено к скорости в воздуховоде любого сечения при $h = 0,3D$, $\delta/D = 0,08$; δ — толщина стенки

Рис. 25 – Плоский зонт

Обыкновенный зонт

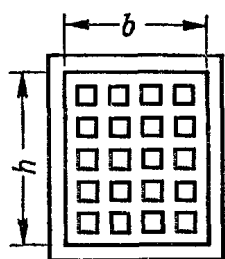


$$\zeta = 1,53$$

Значение ξ отнесено к скорости в воздуховоде любого сечения при $h = 0,3d$, $\delta/D = 0,08$; δ — толщина стенки

Рис. 26 – Обыкновенный зонт

Жалюзийно-декоративная решетка

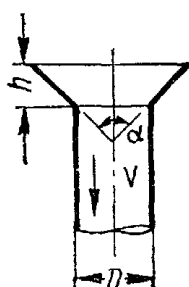


$$\zeta = 2,19$$

Значение ζ отнесено к скорости в живом сечении решетки. Жалюзи подвижные.

Рис. 27 – Жалюзийно-декоративная решетка

Конический раструб

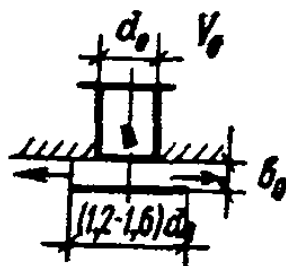


При $\alpha = 60^\circ$ $\zeta = 0,22$

При $\alpha = 45^\circ$ $\zeta = 0,30$

$$h/D = 0,2$$

Рис. 28 – Конический раструб



b_0/d_0	0,2	0,3	0,4
ζ_0	4	2,3	1,9

Рис. 29 – Дисковый плафон

РАЗМЕР		Площадь поперечного сечения, в мм ²
В кирпичах	В мм	
$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$	110x140	0,02
$\frac{1}{2} \times 1$	140x270	0,038
1 x 1	270x270	0,073
1 x $\frac{1}{2}$	270x400	0,111
1 x 2	270x530	0,143

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Методичні вказівки
до виконання курсового проекту
з дисципліни

«ВЕНТИЛЯЦІЯ»

Розділ

«АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ»

*(для студентів 4 курсу денної і заочної форм навчання
напряму підготовки 6.060101 «Будівництво» і слухачів другої вищої освіти
спеціальності 7.06010107 «Теплогазопостачання і вентиляція»)*

Укладач **ПРАНЦУЗ** Оксана Сергіївна

Відповідальний за випуск *О. В. Ромашко*

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання *І. В. Волосожарова*

План 2010, поз. 126 М

Підп. до друку 26.06.2012 р.

Формат 60×84/16

Друк на ризографі.

Ум. друк. арк. 2,1

Тираж 50 пр.

Зам. №

Видавець і виготовлювач:

Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002

Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 4064 від 12.05.2011 р.