

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ПРОЕКТУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ
УСТАНОВОК ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ**

для студентів спеціальності
7.090216 Гірниче обладнання

Дніпропетровськ

2007

Методичні рекомендації до проектування пневматичних установок гірничих підприємств для студентів спеціальності 7.090216 Гірниче обладнання / Упоряд.: О.С. Савенчук, Ю.І. Оксень. – Д.: Національний гірничий університет, 2007 – 27 с.

Упорядники:

О.С. Савенчук, канд. техн. наук, доц. (розділ 1);
Ю.І. Оксень, канд. техн. наук, доц. (розділи 2–3).

Затверджено методичною комісією з напряму 0902 Інженерна механіка (протокол № 3 від 05.03.2007 р.) за поданням кафедри гірничої механіки (протокол № 31 від 12.02.2007 р.).

Подано методичні рекомендації до проектування пневматичних установок гірничих підприємств при виконанні індивідуальних розрахунково-графічних завдань з дисципліни "Пневматичні установки гірничих підприємств", а також курсових та дипломних проектів для студентів спеціальності 7.090216 Гірниче обладнання.

Відповідальний за випуск – завідувач кафедри гірничої механіки
д-р техн. наук, проф. В.І. Самуся.

ВСТУП

Стиснуте повітря широко застосовується на гірничих підприємствах для живлення машин і механізмів, а на багатьох шахтах, особливо на тих, що небезпечні за газом та раптовими викидами, пневматичні установки є найбільш потужними споживачами електроенергії.

Одним з важливих елементів, стан якого багато в чому визначає економічність роботи пневмоустановок, є пневматична трубопровідна мережа, по якій стиснуте повітря доставляється від компресорної станції до місць його споживання в шахті. Тому вельми важливо при розрахунку цього елемента установки урахувати всі основні фактори, що діють у реальних умовах експлуатації. До них, насамперед, відносяться стохастичний характер вмикання в роботу споживачів стиснутого повітря та витоки повітря через нещільності у фланцевих з'єднаннях труб. У створення сучасних методів розрахунку пневматичних мереж на основі ймовірнісного підходу значний внесок зробив професор кафедри гірничої механіки нашого університету Ю.А.Цейтлін. Пропоновані методичні рекомендації являють собою перероблений і доповнений варіант попереднього видання, підготовленого цим видатним ученим. Нова редакція містить додаткові пояснення щодо визначення витрати повітря групою споживачів та урахування його витоків, а також приклад розрахунку пневмомережі, що дуже важливо для студентів заочної форми навчання. У цьому виданні спрощено також урахування найбільш потужних споживачів пневматичної енергії.

Мета рекомендацій – навчити студентів проектувати складні пневматичні мережі і вибирати основне устаткування компресорних станцій при вивченні дисципліни "Пневматичні установки гірничих підприємств" для спеціальності 090216 "Гірниче обладнання" та дисципліни "Стаціонарні машини і установки" для інших спеціальностей гірничого профілю. Під час вивчення зазначених дисциплін студенти виконують самостійну роботу у формі домашнього завдання або курсової роботи, які розраховані на 10 – 15 годин самостійної роботи. Рекомендації можуть бути використані також при виконанні курсових і дипломних проектів.

Необхідну довідкову інформацію для виконання завдань та вихідні дані наведено у додатках 1 – 6.

1. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ПНЕВМОМЕРЕЖІ

1.1. Завдання і вихідні дані для проектування

Пневматична мережа шахти включає магістральний трубопровід, який монтується зі сталевих труб загального призначення, і ділянкові розподільні мережі, що складаються частково з металевого трубопроводу, а частково з гнучких гумово-тканинних рукавів. Магістральний трубопровід являє собою складну мережу, що з'єднує компресорну станцію з пунктами споживання стиснутого повітря в шахті. Цей трубопровід складається звичайно з десятків

простих ділянок; причому сумарна довжина труб його може досягати 20 – 30 км і більше.

Завдання на проектування пневмомережі передбачає вибір діаметрів труб окремих ділянок магістрального трубопроводу, що забезпечують нормальну роботу всіх споживачів стиснутого повітря шахти, тобто, відповідно до прийнятої продуктивності компресорної станції, забезпечують тиск стиснутого повітря в пунктах споживання, не менший за номінальний для всіх споживачів.

Оскільки в одному пункті споживання можуть працювати різні споживачі стиснутого повітря з неоднаковим номінальним тиском, то, згідно з прийнятою у даний час методикою [1], тиск у пунктах споживання має дорівнювати найбільшому номінальному тиску споживачів стиснутого повітря, які використовуються на шахті.

Вихідні дані для проектування пневмомережі шахти такі:

- схема гірничих виробок, по яких необхідно прокладати трубопровід стиснутого повітря, із зазначенням на ній довжини кожної виробки і розташування пунктів споживання;
- кількість і тип споживачів стиснутого повітря в кожному пункті під час найбільш інтенсивного періоду роботи пневматичної установки;
- характеристики споживачів стиснутого повітря, застосовуваних на шахтах, із зазначенням номінальних витрати і тиску стиснутого повітря, коефіцієнта використання в часі та коефіцієнта завантаження за потужністю кожного з усіх споживачів.

1.2. Послідовність проектування пневматичної мережі

1.2.1. Складання схеми мережі

Насамперед, розробляється схема мережі, на якій зазначаються місця установки і тип арматури. При розробці необхідно враховувати такі вимоги:

- трубопровід, що йде від компресорної станції на основний горизонт, складається не менше ніж із двох самостійних поставів, кожний з яких розраховується на транспортування половини продуктивності компресорної станції;
- на цих ділянках трубопроводу передбачається влаштування теплових компенсаторів через кожні 150 – 200 м;
- у місцях розгалуження трубопроводу (вузлових точках мережі) у гірничих виробках і перед пунктами споживання повітря встановлюються лінійні повітрярозбірники невеликого об'єму ($1 - 1,5 \text{ м}^3$), які служать вологомасловідділювачами;
- на виході трубопроводу з вузлових точок встановлюються запірні засувки, що дозволяють відключити кожен з ділянок для здійснення ремонтно-профілактичних робіт;
- якщо прості ділянки мають велику довжину, в них через кожні 400 – 500 м встановлюються вологомасловідділювачі.

На рис. 1 показано приклад схеми пневмомережі шахти з розміщенням необхідної арматури.

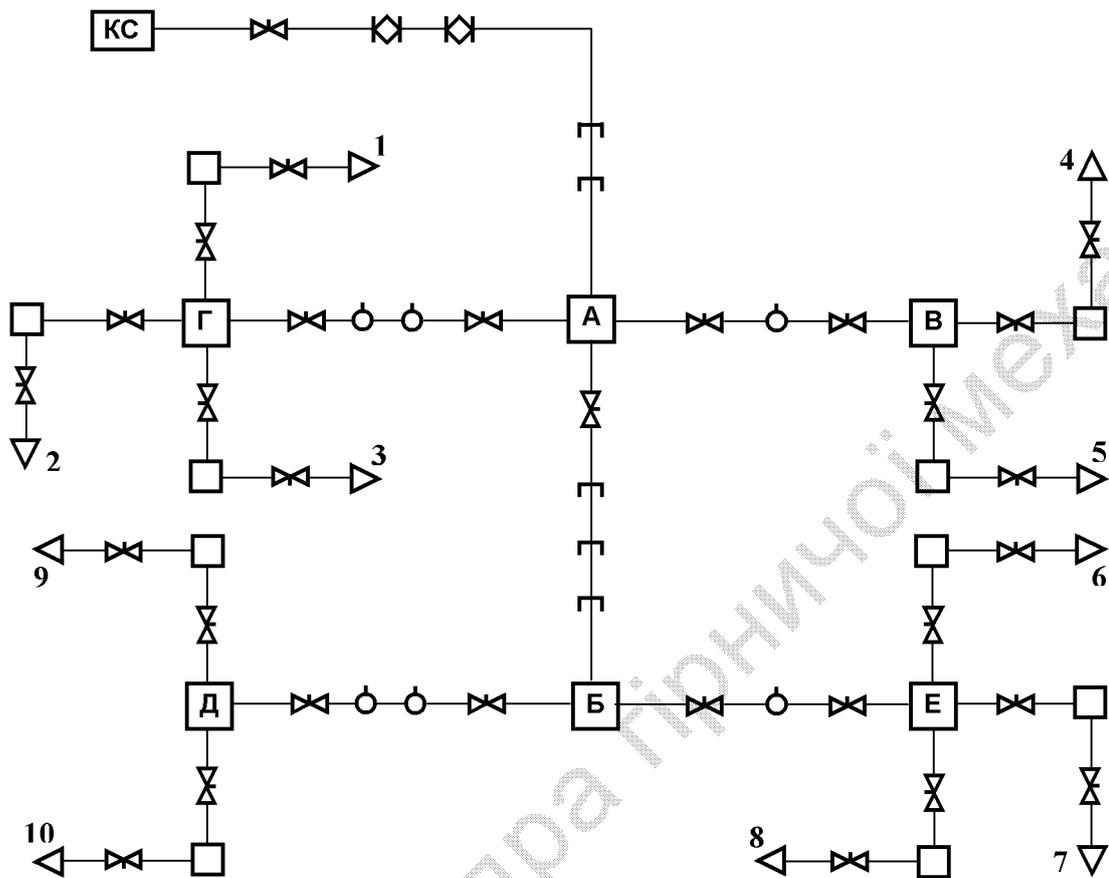


Рис. 1. Схема пневматичної мережі:

- КС** – компресорна станція;
- ∇ – пункт споживання стиснутого повітря;
- \times – засувка;
- \square – лінійний повітрозбірник;
- \circ – вологомасловідділювач;
- \boxtimes – тепловий лінзовий компенсатор;
- E – сальниковий компенсатор

Після розробки схеми пневмомережі складають таблицю розміщення споживачів стиснутого повітря в пунктах споживання, форма якої наведена у додатку 4 (табл. Д 4.1). Характеристика споживачів наведена у додатку 1.

1.2.2. Визначення розрахункового тиску стиснутого повітря

На підставі даних додатку 1 визначається найбільший номінальний тиск стиснутого повітря використовуваних споживачів $p_{c \text{ ном } max}$ і як розрахунковий тиск для всіх пунктів споживання береться величина

$$p_c = p_{c \text{ ном max}} + \Delta p_{\text{рм}}, \quad (1)$$

де p_c – розрахунковий абсолютний тиск у пунктах споживання (в кінцевих перерізах розгалуженого трубопроводу), Па;

$p_{c \text{ ном max}}$ – максимальний номінальний абсолютний тиск стиснутого повітря використовуваних споживачів, Па;

$\Delta p_{\text{рм}} = 0,5 \cdot 10^5$ Па – втрати тиску в розподільній мережі пункту споживання.

1.2.3. Розрахунок витрат стиснутого повітря групою споживачів

Розрахункова витрата повітря групою споживачів, які працюють у повторно-короткочасному режимі, визначається, виходячи з умов досягнення високої надійності забезпечення споживачів тиском повітря. Під надійністю забезпечення тиском розуміють відношення ймовірного часу роботи споживачів при тиску, не нижчому від розрахункового, до загального часу робочої зміни.

При надійності забезпечення тиском 0,995 розрахункова витрата стиснутого повітря групою споживачів пункту споживання визначається таким чином: [2]

$$\dot{V}_{0c} = \left[\sum_{i=1}^z k_i n_i \tau_i + 2,7 \sqrt{\sum_{i=1}^z k_i^2 n_i \tau_i (1 - \tau_i)} \right] \cdot (p_{\text{надл с}} - \Delta p_{\text{рм}}), \quad (2)$$

де \dot{V}_{0c} – об'ємна витрата повітря групою споживачів, приведена до умов навколишнього середовища (тиску p_0 та температури T_0), м³/с;

z – число груп споживачів різного типу, які живляться стиснутим повітрям від даної ділянки трубопроводної мережі і мають приблизно однакові витратні коефіцієнти;

n_i – число споживачів i -го типу;

k_i – витратний коефіцієнт споживачів i -го типу, м³/(с·МПа);

τ_i – середній коефіцієнт використання в часі споживачів i -го типу;

$p_{\text{надл с}}$ – надлишковий тиск стиснутого повітря перед споживачами, МПа.

Витратні коефіцієнти споживачів визначаються за формулою:

$$k_i = \frac{\dot{V}_{c \text{ ном } i}}{p_{c \text{ ном } i}} k_{3i} k_{3hi}, \quad (3)$$

де $\dot{V}_{c \text{ ном } i}$ та $p_{c \text{ ном } i}$ – номінальні витрата і надлишковий тиск стиснутого повітря споживача i -го типу, м³/с та МПа відповідно;

k_{3hi} – коефіцієнт, що враховує збільшення витрати повітря внаслідок зношення пневмоприводу споживача i -го типу;

k_{3i} – коефіцієнт завантаження, який враховує відмінність фактичного завантаження пневмоприводу споживача i -го типу від номінального.

Значення коефіцієнтів використання у часі τ_i , а також коефіцієнтів зношення k_{3ni} та завантаження k_{3i} для різних споживачів стиснутого повітря, за даними Інституту гірничої механіки ім. М.М. Федорова, наведено в додатку 1.

1.2.4. Визначення розрахункових витрат стиснутого повітря

Розрахункові витрати стиснутого повітря на ділянках трубопроводу складаються з витрат стиснутого повітря споживачами, що живляться від даної ділянки, та витоків повітря через нещільності в з'єднаннях труб.

При визначенні першої складової для ділянок, які живлять вузлові точки мережі (А, Б і т. д., див. рис. 1), розрахунок виконується так само, як і для пунктів споживання, тобто за формулою (2), але в групу об'єднуються споживачі вже із усіх ділянок, що живляться від даної вузлової точки. Наприклад, для точки В (див. рис. 1) у групу об'єднуються споживачі з пунктів споживання 4 та 5, для точки Б – з пунктів споживання 6, 7, 8, 9 та 10.

Щоб спростити обчислення розрахункових витрат стиснутого повітря групи споживачів, які живляться від спільної вузлової точки, доцільно формулу (2) подати у такому вигляді:

$$\dot{V}_{0c} = \left(M_k + 2,7\sqrt{\sigma_k^2} \right) \cdot (p_{\text{надл с}} - \Delta p_{\text{рм}}), \quad (4)$$

де M_k та σ_k^2 – математичне очікування та дисперсія витратного коефіцієнта групи споживачів, відповідно $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$ та $\text{м}^6/(\text{с}^2 \cdot \text{МПа}^2)$, що визначаються за формулами:

$$M_k = \sum_{i=1}^z k_i n_i \tau_i; \quad \sigma_k^2 = \sum_{i=1}^z k_i^2 n_i \tau_i (1 - \tau_i).$$

При розрахунках \dot{V}_{0c} для кожного пункту споживання потрібно обчислювати й окремо фіксувати значення величин M_k та σ_k^2 . Тоді, підсумовуванням цих величин стосовно пунктів споживання, які живляться від деякої вузлової точки, можна визначити математичне очікування та дисперсію витратного коефіцієнта групи всіх споживачів, що живляться від неї, а потім, за формулою (4) – розрахункову витрату стиснутого повітря для цієї групи.

Наприклад, для точки В (див. рис. 1), від якої живляться пункти споживання 4 та 5,

$$M_{kВ} = M_{k4} + M_{k5};$$
$$\sigma_{kВ}^2 = \sigma_{k4}^2 + \sigma_{k5}^2;$$

$$\dot{V}_{0cB} = \left(M_{kB} + 2,7 \sqrt{\sigma_{kB}^2} \right) \cdot (p_{\text{надлс}} - \Delta p_{\text{рм}}).$$

Розрахункова витрата повітря на кожній i -й ділянці трубопровідної мережі з урахуванням витоків визначається за формулою:

$$\dot{V}_{0\text{діл}i} = \dot{V}_{0ci} + p_{\text{надлс}} \left(1,1 \sum_{j=1}^r b_j L_j + \frac{b_i L_i}{2} + a n_{ci} \right), \quad (5)$$

де \dot{V}_{0ci} – розрахункова витрата повітря всіма споживачами, що живляться від i -ї ділянки, приведена до умов навколишнього середовища, $\text{м}^3/\text{с}$, визначається за формулою (2);

r – число j -х ділянок трубопроводу у фрагменті мережі, які з'єднують дану i -у ділянку з пунктами споживання стиснутого повітря. Наприклад, якщо розраховується ділянка Б – Е, (див. рис. 1) то до j -х будуть віднесені ділянки Е – 6, Е – 7 та Е – 8, і в такому випадку $r = 3$;

b_i, b_j – коефіцієнти витоків для даної i -ї та j -х ділянок трубопроводу, $\text{м}^2/(\text{с} \cdot \text{МПа})$;

L_i, L_j – довжини i -ї та j -х ділянок, м;

a – коефіцієнт, що враховує витки повітря в розподільній мережі пункту споживання, які припадають на одного споживача, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$;

n_{ci} – число споживачів, які живляться стиснутим повітрям від i -ї ділянки.

Приймається, що величина коефіцієнта витоків для ділянок трубопроводу, які прокладаються у капітальних виробках, $b = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/(\text{с} \cdot \text{МПа})$; для ділянок трубопроводу у дільничних виробках $b = 4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/(\text{с} \cdot \text{МПа})$.

Коефіцієнт a для розподільної мережі в середньому дорівнює $0,05 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{МПа})$ на одного споживача.

Приклад розрахунку \dot{V}_{0ci} та $\dot{V}_{0\text{діл}i}$ для фрагмента пневматичної мережі наведено в додатку 4.

1.2.5. Визначення головного напрямку трубопровідної мережі

Для обчислення діаметрів магістрального трубопроводу за результатами розрахунку $\dot{V}_{0\text{діл}i}$ визначають головний напрямок мережі. З цією метою для кожної ділянки трубопроводу визначають добуток квадрата витрати повітря на її довжину, $\text{м}^7/\text{с}^2$, тобто

$$A_i = \dot{V}_{0\text{діл}i}^2 L_i. \quad (6)$$

Для кожного маршруту, що з'єднує компресорну станцію (КС) з пунктом споживання, визначається сума цих добутоків. Наприклад, для пункту споживання 4 на рис. 1

$$A_{4-КС} = A_{В-4} + A_{А-В} + A_{КС-А}.$$

Порівнюючи між собою величини $A_{КС-i}$ для всіх маршрутів, встановлюємо маршрут з найбільшим значенням $A_{КС-i}$. Цей маршрут буде відповідати так званому головному напрямку мережі, з визначення діаметрів ділянок якого і починається її розрахунок. Розрахунок діаметра ділянок головного напрямку починають з ділянки, що примикає до пункту споживання.

1.2.5. Розрахунок головному напрямку

Розраховуються діаметри трубопроводу на всіх ділянках головного напрямку мережі.

Як показали дослідження [3], найвигідніші (що відповідають мінімальним приведеним витратам на пневмоустановку) середні швидкості руху повітря на ділянках пневмомережі дорівнюють 7 – 10 м/с.

Найвигідніший розрахунковий діаметр i -ї ділянки трубопроводу, що відповідає цим швидкостям, визначається за формулою:

$$d_{pi} = (6,59 \div 7,88) \sqrt{\frac{\dot{V}_{0 \text{ діл } i} T_{сери}}{p_{ki}}}, \quad (7)$$

де $T_{сери}$ – середня абсолютна температура стиснутого повітря на i -й ділянці мережі (на всіх ділянках, крім тих, що безпосередньо примикають до КС, може прийматися 300 К);

p_{ki} – абсолютний тиск повітря в кінцевому перерізі трубопроводу i -ї ділянки, Па.

Потім за ГОСТ 8732–78 (додаток 2) приймається для даної ділянки стандартний діаметр труб, що перебуває в межах, визначених формулою (7), або найближчий до них. Тиск стиснутого повітря на початку i -ї ділянки трубопроводу розраховується за формулою [2]:

$$p_{ni} = p_{ki} \sqrt{1 + \frac{16\lambda_i p_0^2 T_{сери} \dot{V}_{0 \text{ діл } i}^2 L_i}{\pi^2 d_i^5 p_{ki}^2 R T_0^2}}, \quad (8)$$

де p_{ni} і p_{ki} – абсолютний тиск повітря на початку та в кінці ділянки, Па;

$R = 287$ Дж/(кг·К) – газова стала повітря;

d_i – стандартний внутрішній діаметр ділянки трубопроводу, м;

λ_i – коефіцієнт опору трубопроводу по довжині (коефіцієнт Дарсі); для шахтних пневмомереж може визначатися за формулою:

$$\lambda_i = \frac{0,016}{d_i^{0,3}}; \quad (9)$$

Після розрахунку кінцевої ділянки ланцюга головного напрямку розпочинають розрахунок наступної в напрямку до компресорної станції ділянки. За формулою (7) визначають діапазон найвигідніших її діаметрів. Вибирають стандартний діаметр і розраховують тиск на початку ділянки за формулою (8). Таким чином визначають діаметри і тиски на початку всіх ділянок головного напрямку. Початковий тиск ділянки, яка примикає до вузлової точки мережі, дорівнює тискові у цій точці. Початковий тиск ділянки, що примикає до КС, визначить тиск стиснутого повітря на станції і втрату тиску в пневмомережі, тобто

$$\Delta p_{\text{пм}} = p_{\text{КС}} - p_{\text{с}}. \quad (10)$$

При правильному розрахунку ця втрата тиску не повинна перевищувати 0,1 – 0,15 МПа.

1.2.6. *Визначення діаметрів трубопроводу на простих ділянках, що з'єднуються з вузлами головного напрямку*

Розрахункові діаметри таких ділянок визначаються за формулою:

$$d_{pi} = 5,3 \sqrt{\frac{10,527 T_{\text{сер}i} \dot{V}_{0 \text{ діл}i}^2 L_i}{2 p_{\text{сер}i} \Delta p_i}}, \quad (11)$$

де Δp_i – втрата тиску на i -х простих ділянках, що з'єднують вузлову точку головного напрямку з пунктом споживання, Па.

Ці величини визначаються за формулами:

$$p_{\text{сер}i} = \frac{p_{\text{вуз}} + p_{\text{с}}}{2}, \quad (12)$$

$$\Delta p_i = p_{\text{вуз}} - p_{\text{с}}, \quad (13)$$

де $p_{\text{вуз}}$ – абсолютний тиск у вузлі, з якого живиться зазначена ділянка, Па.

Підбирається найближчий стандартний діаметр труб.

Якщо в головному напрямку є вузли, до яких приєднуються складні відгалуження, то для таких відгалужень згідно з пунктом 1.2.4 знаходяться свої головні напрямки. Загальна втрата тиску $\Delta p_{\text{заг}}$ для головного напрямку відгалуження від досліджуваного вузла визначається за формулою:

$$\Delta p_{\text{заг}} = p_{\text{вуз}} - p_{\text{с}} \quad (14)$$

Розподіл втрати тиску на різних ділянках напрямку робиться пропорційно довжині ділянок, тобто

$$\Delta p_s = \Delta p_{\text{заг}} \frac{L_s}{\sum_{s=1}^m L_s}, \quad (15)$$

де Δp_s і L_s – втрати тиску стиснутого повітря на s -й ділянці головного напрямку відгалуження та довжина цієї ділянки, відповідно Па, м;

m – число послідовно з'єднаних ділянок головного напрямку відгалуження.

Визначивши втрати тиску на ділянках головного напрямку, за формулою (11) розраховують необхідні діаметри ділянок і вибирають стандартні труби. Після цього за формулою (8) визначають тиски у вузлах складного відгалуження, а потім – втрати тиску на інших його ділянках, розрахункові й стандартні діаметри трубопроводу.

Приклад розрахунку діаметрів трубопроводів фрагменту пневматичної мережі наведений у додатку 4.

2. ВИБІР УСТАТКУВАННЯ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

Сумарна витрата стиснутого повітря на ділянках, що примикають до КС, визначає продуктивність станції, а величина початкового тиску на цих ділянках – необхідний тиск повітря, створюваний компресорами.

За цими даними відповідно до характеристик компресорів (додаток 3) вибираються тип і кількість цих агрегатів на станції. При продуктивності КС менше $3,0 \text{ м}^3/\text{с}$ її обладнують поршневими компресорами; при продуктивності $3,0 - 5,0 \text{ м}^3/\text{с}$ – поршневими, або турбокомпресорними агрегатами, і при продуктивності більше ніж $5,0 \text{ м}^3/\text{с}$ – турбокомпресорами. Якщо КС обладнана 2 – 3 робочими поршневими компресорами і 1 – 2 турбокомпресорами, то передбачають один резервний агрегат. Якщо число компресорів більше, то передбачають два резервних агрегати.

3. ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПНЕВМОУСТАНОВКИ

Режим роботи КС визначається спільним розв'язуванням (аналітичним чи графічним) рівнянь витратних характеристик КС та пневматичної мережі. Витратна характеристика пневмомережі може бути виражена рівнянням:

$$p_{\text{КС}} = p_0 + B\dot{V}_{0\text{КС}}, \quad (16)$$

де $p_{\text{КС}}$ – абсолютний тиск стиснутого повітря на виході КС, Па;

$\dot{V}_{0\text{КС}}$ – об'ємна витрата стиснутого повітря в початковому перерізі пневмережі (на виході КС), приведена до умов навколишнього середовища, м³/с. У випадках, коли перша ділянка пневмережі (за КС) складається з двох чи більше паралельних поставів труб, витрата у формулі (16) є сумарною для цих поставів;

B – параметр пневмережі, який можна визначити за формулою:

$$B = \frac{p_{\text{КСр}} - p_0}{\dot{V}_{0\text{КСр}}}, \quad (17)$$

де $p_{\text{КСр}}$ та $\dot{V}_{0\text{КСр}}$ – розрахункові абсолютний тиск і витрата стиснутого повітря в початковому перерізі пневмережі, Па і м³/с відповідно.

Витратні характеристики компресорів, використовуваних на КС шахт, приблизно можуть бути описані рівнянням:

$$p_{\text{КС}} = C - E\dot{V}_{0\text{КС}}, \quad (18)$$

де C і E – емпіричні коефіцієнти, значення яких для компресорів, використовуваних на КС шахт, наведено в додатку 3.

У випадку паралельної роботи n однотипних компресорів на КС її витратна характеристика буде мати такий вигляд:

$$p_{\text{КС}} = C - E\dot{V}_{0\text{К}}, \quad (19)$$

де $\dot{V}_{0\text{К}}$ – продуктивність одного компресора, м³/с.

Розв'язавши спільно рівняння (16) і (19), визначають тиск і продуктивність компресорної станції. Ці дані можна одержати, побудувавши характеристики пневмережі та КС у координатах $p_{\text{КС}}, \dot{V}_{\text{КС}}$ та визначивши координати їхньої точки перехрещування.

Термодинамічний ККД пневмережі шахти визначається таким чином [2]:

$$\eta_{\text{ПМ}} = \frac{\frac{k-1}{k} \sum_{i=1}^m q_i \ln \frac{p_{\text{ПС}i} - \Delta p_{\text{рм}}}{p_0}}{\frac{T_{\text{КС}}}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_{\text{КС}}}{T_0} + \frac{k-1}{k} \ln \frac{p_{\text{КС}}}{p_0}}, \quad (20)$$

де m – число пунктів споживання в мережі;

q_i – відносна витрата повітря i -м пунктом споживання;

$p_{пс i}$ – абсолютний тиск в i -му пункті споживання стиснутого повітря, Па;

$T_{кc}$ – абсолютна температура стиснутого повітря на виході КС, К.

Відносна витрата стиснутого повітря i -м пунктом споживання

$$q_i = \frac{\dot{V}_{0сi}}{\dot{V}_{0кc}}. \quad (21)$$

Повний термодинамічний ККД пневматичної установки шахти

$$\eta_{пy} = \frac{\sum_{i=1}^m p_0 \dot{V}_{0сi} \ln \frac{p_{пс i} - \Delta p_{рм}}{p_0}}{1000 \sum_j^n N_{кi}}, \quad (22)$$

де n – число робочих компресорів;

$N_{кi}$ – потужність, що споживається із електричної мережі двигуном i -го робочого компресора, кВт. Остання величина визначається за формулою:

$$N_{кi} = \frac{p_0 \dot{V}_{0кi}}{1000 \eta_{ізi} \eta_d} \ln \frac{p_{кc}}{p_0}, \quad (23)$$

де $\dot{V}_{0кi}$ та $\eta_{ізi}$ – об'ємна подача, приведена до умов навколишнього середовища, м³/с, та ізотермічний ККД i -го компресора (для компресорів, використовуваних на шахтах, останній орієнтовно дорівнює 0,6);

η_d – ККД двигуна компресора.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Стационарные установки шахт / Под общ. ред. Б.Ф. Братченко. – М.: Недра, 1977. – 440 с.
2. Цейтлин Ю.А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт. – М.: Недра, 1985. – 351 с.
3. Мурзин В.А., Цейтлин Ю.А. Расчет пневматических сетей шахт. – М.: Недра, 1971. – 104 с.

Додаток 1

Параметри споживачів стиснутого повітря

Тип споживача	Номінальні		Коефіцієнт використання у часі τ	Коефіцієнт зношення $k_{зн}$	Коефіцієнт завантаження k_3
	надлишковий тиск $P_{с ном},$ МПа	витрата повітря $\dot{V}_{с ном},$ м ³ /с			
Вугледобувний комбайн	0,35	0,51	1,0	1,20	1,0
Лебідка комбайна	0,35	0,27	1,0	1,20	0,7
Щитовий агрегат і його маслостанція	0,35	0,67	1,0	1,20	1,0
Завантажувальна машина	0,50	0,33	0,3	1,15	0,5
Вентилятор місцевого провітрювання	0,40	0,2	1,0	1,0	1,0
Гіровоз	0,35	0,51	0,4	1,20	0,5
Бурильний молоток	0,50	0,12	0,35	1,15	1,0
Маневрова лебідка	0,35	0,20	0,1	1,20	0,8
Відбійний молоток	0,50	0,02	0,75	1,15	1,0
Насос ділянкового водовідливу	0,40	0,05	0,3	1,15	1,0
Кондиціонер	0,40	0,50	1,0	1,2	1,0

Додаток 2

Розміри сталевих електрозварних труб загального призначення відповідно до ГОСТ 8732-78

Умовний діаметр, мм	50	100	150	200	250	300	350	400
Зовнішній діаметр, мм	57	108	159	219	273	325	377	426
Товщина стінки, мм	4,5	5,0	5,5	5,5	6,0	6,0	7,0	7,0

Додаток 3

Параметри компресорів

Тип компресора	Марка	Продуктивність,		Кінцевий тиск, МПа	Номінальна потужність, кВт	Параметри характеристики	
		м ³ /с	м ³ /хв			$C,$ МПа	$E,$ МПа·с/м ³
Поршневий	2ВП-10/8	0,167	10	0,9	60	3,30	14,37
Поршневий	ВП-20/8	0,333	20	0,9	120	3,30	7,21
Поршневий	5ВП-30/8	0,500	30	0,9	176	3,30	4,80
Поршневий	2М10-50/8	0,833	50	0,9	275	3,39	2,987
Поршневий	4М10-100/8	1,667	100	0,9	540	3,42	1,51
Відцентровий	ЦК-119/9	1,917	115	0,9	970	4,04	1,64
Відцентровий	К-350-61-1	6,00	310	0,9	2090	2,89	0,327
Відцентровий	К-250-61-1	4,167	250	0,9	1500	3,40	0,600
Відцентровий	К-500-61-1	8,833	530	0,9	3030	7,08	0,700

Примітка: для поршневих компресорів у таблиці наведено максимальний кінцевий тиск повітря, для відцентрових – номінальний.

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ПНЕВМАТИЧНОЇ МЕРЕЖІ

Завдання

Визначити діаметри трубопроводу на ділянках фрагмента складної пневматичної мережі (рис. Д 4.1). Дані про споживачів стиснутого повітря наведено в табл. Д 4.1.

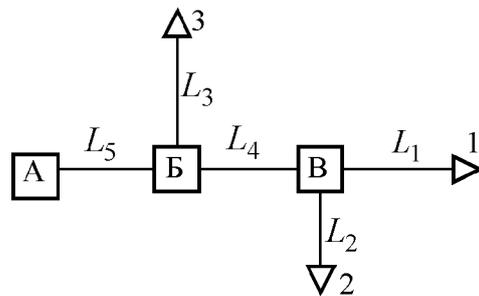


Рис. Д 4.1. Схема фрагмента пневмомережі

Таблиця Д 4.1

Тип і кількість споживачів стиснутого повітря в пунктах споживання

Тип споживача	Кількість споживачів в пункті		
	1	2	3
Щитовий агрегат та його маслостанція	1	–	–
Завантажувальна машина	1	–	1
Вентилятор місцевого провітрювання	–	1	–
Бурильний молоток	4	3	4
Маневрова лебідка	1	1	–
Відбійний молоток	6	15	15
Насос ділянкового водовідливу	–	–	2
Кондиціонер	1	–	–

Довжина ділянок трубопровідної мережі: $L_1 = 800$ м, $L_2 = 500$ м, $L_3 = 600$ м, $L_4 = 400$ м, $L_5 = 700$ м. Середня температура навколишнього повітря на ділянках $T_0 = 293$ К. Тиск навколишнього середовища $p_0 = 10^5$ Па.

Розв'язування

Складаємо таблицю використуваних споживачів (табл. Д 4.2), у графі 2 – 7 якої за даними додатка 1 вносимо їхні характеристики.

Таблиця Д 4.2

Параметри використовуваних споживачів стиснутого повітря

Номер порядковий	Тип споживача	Номінальні		Коефіцієнт використання у часі τ	Коефіцієнт зношення $k_{зн}$	Коефіцієнт завантаження k_3	Витратний коефіцієнт k , $\text{м}^3/(\text{с}\cdot\text{МПа})$
		надлишковий тиск $p_{с\text{ ном}}$, МПа	витрата повітря $\dot{V}_{с\text{ ном}}$, $\text{м}^3/\text{с}$				
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Завантажувальна машина	0,5	0,33	0,3	1,15	0,5	0,380
2	Кондиціонер	0,4	0,5	1,0	1,2	1,0	1,500
3	Маневрова лебідка	0,35	0,2	0,1	1,2	0,8	0,549
4	Щитовий агрегат і його маслостанція	0,35	0,67	1,0	1,2	1,0	2,297
5	Відбійний молоток	0,5	0,02	0,75	1,15	1,0	0,046
6	Бурильний молоток	0,5	0,12	0,35	1,15	1,0	0,276
7	Насос ділянкового водовідливу	0,4	0,05	0,3	1,15	1,0	0,144
8	Вентилятор місцевого провітрювання	0,4	0,2	1,0	1,0	1,0	0,500

Із табл. Д 4.2 (графи 3) видно, що найбільший номінальний надлишковий тиск для використовуваних споживачів стиснутого повітря дорівнює 0,5 МПа. Відповідно, абсолютний тиск $p_{с\text{ ном max}} = 0,6$ МПа.

За формулою (1) визначаємо розрахунковий тиск, однаковий для всіх пунктів споживання, а саме:

$$p_c = p_{с\text{ ном max}} + \Delta p_{рм} = 0,6 + 5 \cdot 10^4 = 0,65 \text{ МПа},$$

де $\Delta p_{рм} = 5 \cdot 10^4$ Па – втрати тиску в розподільній мережі пункту споживання.

За формулою (3) розраховуємо витратні коефіцієнти споживачів.

Для завантажувальної машини (індекс 1 згідно з номером у табл. Д 4.1)

$$k_1 = \frac{\dot{V}_{с\text{ ном 1}}}{p_{с\text{ ном 1}}} k_{31} k_{зн1} = \frac{0,33}{0,5} \cdot 1,15 \cdot 0,5 = 0,38 \text{ м}^3/(\text{с}\cdot\text{МПа}).$$

Аналогічно розраховуємо інші коефіцієнти і результати записуємо у графу 8 табл. Д 4.2.

Визначаємо розрахункову витрату стиснутого повітря групами споживачів, що живляться від відповідних точок мережі.

Наприклад, для групи споживачів пункту 1 витрата обчислюється за формулою (2):

$$\begin{aligned} \dot{V}_{0c1} &= \left\{ k_1 n_1 \tau_1 + k_2 n_2 \tau_2 + k_3 n_3 \tau_3 + k_4 n_4 \tau_4 + k_5 n_5 \tau_5 + k_6 n_6 \tau_6 + 2,7 \left[k_1^2 n_1 \tau_1 (1 - \tau_1) + \right. \right. \\ &+ k_2^2 n_2 \tau_2 (1 - \tau_2) + k_3^2 n_3 \tau_3 (1 - \tau_3) + k_4^2 n_4 \tau_4 (1 - \tau_4) + k_5^2 n_5 \tau_5 (1 - \tau_5) + \\ &+ \left. \left. k_6^2 n_6 \tau_6 (1 - \tau_6) \right]^{0,5} \right\} \cdot (p_{\text{надлс}} - \Delta p_{\text{рм}}) = \\ &= \left\{ 0,38 \cdot 1 \cdot 0,3 + 1,5 \cdot 1 \cdot 1,0 + 0,549 \cdot 1 \cdot 0,1 + 2,297 \cdot 1 \cdot 1,0 + 0,046 \cdot 6 \cdot 0,75 + \right. \\ &+ 0,276 \cdot 4 \cdot 0,35 + 2,7 \cdot \left[0,38^2 \cdot 1 \cdot 0,3 \cdot (1 - 0,3) + 1,5^2 \cdot 1 \cdot 1,0 \cdot (1 - 1,0) + \right. \\ &+ 0,549^2 \cdot 1 \cdot 0,1 \cdot (1 - 0,1) + 2,297^2 \cdot 1 \cdot 1,0 \cdot (1 - 1,0) + 0,046^2 \cdot 6 \cdot 0,75 \cdot (1 - 1,0) + \\ &+ \left. \left. 0,276^2 \cdot 4 \cdot 0,35 \cdot (1 - 0,35) \right]^{0,5} \right\} \cdot (0,55 - 0,05) = 2,675 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Аналогічно розраховується витрата повітря в інших пунктів споживання. Ці розрахунки доцільно виконувати за допомогою таблиці Д 4.3, у яку вносяться складові $k_i n_i \tau_i$, $k_i^2 n_i \tau_i (1 - \tau_i)$ та їхні суми, що являють собою відповідно математичні очікування $M_k = \sum_{i=1}^z k_i n_i \tau_i$ та дисперсії

$\sigma_k^2 = \sum_{i=1}^z k_i^2 n_i \tau_i (1 - \tau_i)$ витратних коефіцієнтів пунктів споживання.

Таблиця Д 4.3

Визначення розрахункової витрати стиснутого повітря пунктами споживання

Пункт споживання	Дані про споживачів				$kn\tau$, м ³ /(с·МПа)	$k^2 n\tau(1-\tau)$, м ⁶ /(с ² ·МПа ²)	Розрахункова витрата, \dot{V}_{0c} м ³ /с
	Тип	k , м ³ /(с·МПа)	n	τ			
1	ЩА	2,29	1	1,0	2,297	0,000	2,675
	ЗМ	0,38	1	0,3	0,114	0,030	
	БМ	0,276	4	0,35	0,386	0,069	
	МЛ	0,548	1	0,1	0,055	0,027	
	ВМ	0,046	6	0,75	0,207	0,002	
	К	1,5	1	1,0	1,500	0,000	
	Для пункту в цілому				$M_{k1} = 4,559$	$\sigma_{k1}^2 = 0,129$	
2	В	2,29	1	1,0	0,500	0,000	1,075
	БМ	0,276	3	0,35	0,290	0,052	
	МЛ	0,548	1	0,1	0,055	0,027	
	ВМ	0,046	15	0,75	0,518	0,006	
	Для пункту в цілому				$M_{k2} = 1,362$	$\sigma_{k2}^2 = 0,085$	
3	ЗМ	0,38	1	0,3	0,114	0,030	1,008
	БМ	0,276	4	0,35	0,386	0,069	
	ВМ	0,046	15	0,75	0,518	0,006	
	Н	0,14	2	0,3	0,086	0,009	
	Для пункту в цілому				$M_{k3} = 1,104$	$\sigma_{k3}^2 = 0,114$	

Розраховуємо математичні очікування та дисперсії витратних коефіцієнтів для груп споживачів, що живляться від спільних вузлових точок і за формулою (4) визначаємо розрахункові витрати стиснутого повітря цими групами таким чином:

Для вузла В, від якого живляться споживачі пунктів 1 і 2:

$$\begin{aligned} M_{kВ} &= M_{k1} + M_{k2} = 4,559 + 1,362 = 5,921 \text{ м}^3/\text{с}; \\ \sigma_{kВ}^2 &= \sigma_{k1}^2 + \sigma_{k2}^2 = 0,129 + 0,085 = 0,214 \text{ м}^6/(\text{с}^2 \cdot \text{МПа}^2); \\ \dot{V}_{0сВ} &= \left(M_{kВ} + 2,7 \sqrt{\sigma_{kВ}^2} \right) \cdot (p_{\text{надлс}} - \Delta p_{\text{рм}}) = \\ &= (5,921 + 2,7 \cdot \sqrt{0,214}) \cdot (0,55 - 0,05) = 3,585 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Для вузла Б, від якого живляться споживачі пункту 3, та споживачі, що підключені до вузла В:

$$\begin{aligned} M_{kБ} &= M_{kВ} + M_{k3} = 5,921 + 1,104 = 7,025 \text{ м}^3/\text{с}; \\ \sigma_{kБ}^2 &= \sigma_{kВ}^2 + \sigma_{k3}^2 = 0,214 + 0,114 = 0,328 \text{ м}^6/(\text{с}^2 \cdot \text{МПа}^2); \\ \dot{V}_{0сБ} &= \left(M_{kБ} + 2,7 \sqrt{\sigma_{kБ}^2} \right) \cdot (p_{\text{надлс}} - \Delta p_{\text{рм}}) = \\ &= (7,025 + 2,7 \cdot \sqrt{0,328}) \cdot (0,55 - 0,05) = 4,286 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

За формулою (5) визначаємо розрахункову витрату стиснутого повітря на ділянках пневмомережі, а саме:

на ділянці В – 1:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{0діл1} &= \dot{V}_{0с1} + p_{\text{надлс}} \left(\frac{b_1 L_1}{2} + a n_{с1} \right) = 2,765 + 0,5 \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^{-6} \cdot 800}{2} + 0,05 \cdot 14 \right) = \\ &= 3,116 \text{ м}^3/\text{с}; \end{aligned}$$

на ділянці В – 2:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{0діл2} &= \dot{V}_{0с2} + p_{\text{надлс}} \left(\frac{b_2 L_2}{2} + a n_{с2} \right) = \\ &= 1,075 + 0,5 \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^{-6} \cdot 500}{2} + 0,05 \cdot 20 \right) = 1,576 \text{ м}^3/\text{с}; \end{aligned}$$

на ділянці Б – В:

$$\dot{V}_{0діл4} = \dot{V}_{0сВ} + p_{\text{надлс}} \left(1,1 \sum b_j L_j + \frac{b_4 L_4}{2} + a n_{сВ} \right) = 3,585 +$$

$$+ 0,5 \cdot \left[1,1 \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot 800 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot 500) + \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot 400}{2} + 0,05 \cdot 34 \right] = 4,439 \text{ м}^3/\text{с};$$

на ділянці Б – 3:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{0\text{діл}3} &= \dot{V}_{0\text{с}3} + p_{\text{надлс}} \left(\frac{b_3 L_3}{2} + a n_{\text{с}3} \right) = \\ &= 1,008 + 0,5 \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^{-6} \cdot 600}{2} + 0,05 \cdot 22 \right) = 1,559 \text{ м}^3/\text{с}; \end{aligned}$$

на ділянці А – Б:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{0\text{діл}5} &= \dot{V}_{0\text{с}Б} + p_{\text{надлс}} \left(1,1 \sum_{j=1}^4 b_j L_j + \frac{b_5 L_5}{2} + a n_{\text{с}Б} \right) = \\ &= \dot{V}_{0\text{с}Б} + p_{\text{надлс}} \left[1,1 (b_1 L_1 + b_2 L_2 + b_3 L_3 + b_4 L_4) + \frac{b_5 L_5}{2} + a n_{\text{с}Б} \right] = \\ &= 4,286 + 0,5 \cdot \left[1,1 \cdot (4 \cdot 10^{-6} \cdot 800 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot 500 + 4 \cdot 10^{-6} \cdot 600 + 2 \cdot 10^{-6} \cdot 400) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot 700}{2} + 0,05 \cdot 56 \right] = 5,691 \text{ м}^3/\text{с}. \end{aligned}$$

Визначаємо головний напрямок фрагмента пневматичної мережі для розрахунку діаметрів трубопроводу. Для цього спочатку стосовно кожної i -ї ділянки пневмомережі за формулою (6) обчислюємо допоміжні величини A_i :

$$\begin{aligned} A_1 &= L_1 \dot{V}_{0\text{діл}1}^2 = 800 \cdot 3,116^2 = 7668,3 \text{ м}^7/\text{с}^2; \\ A_2 &= L_2 \dot{V}_{0\text{діл}2}^2 = 500 \cdot 1,576^2 = 1241,5 \text{ м}^7/\text{с}^2; \\ A_3 &= L_3 \dot{V}_{0\text{діл}3}^2 = 600 \cdot 1,559^2 = 1459,0 \text{ м}^7/\text{с}^2; \\ A_4 &= L_4 \dot{V}_{0\text{діл}4}^2 = 400 \cdot 4,439^2 = 7880,3 \text{ м}^7/\text{с}^2; \\ A_5 &= L_5 \dot{V}_{0\text{діл}5}^2 = 700 \cdot 5,691^2 = 22675,1 \text{ м}^7/\text{с}^2. \end{aligned}$$

Потім визначаємо суми цих величин для маршрутів руху повітря від початкової точки А до відповідних пунктів споживання, тобто для маршрутів А – 1, А – 2 і А – 3:

$$\begin{aligned} A_{\text{А}-1} &= A_1 + A_4 + A_5 = 7668,3 + 7880,3 + 22675,1 = 38323,7 \text{ м}^7/\text{с}^2; \\ A_{\text{А}-2} &= A_2 + A_4 + A_5 = 1241,5 + 7880,3 + 22675,1 = 31796,8 \text{ м}^7/\text{с}^2; \end{aligned}$$

$$A_{A-3} = A_3 + A_5 = 1459,0 + 22675,1 = 24134,1 \text{ м}^7/\text{с}^2.$$

Порівнюючи значення A_{A-i} , бачимо, що найбільшою є величина A_{A-1} , тому за головний напрямок фрагмента мережі приймаємо $A - 1$.

За формулою (7) розраховуємо діаметри трубопроводів на ділянках головного напрямку. При цьому середню температуру стиснутого повітря на всіх ділянках приймаємо однаковою, а саме, $T_{\text{ср}} = 300 \text{ К}$.

Ділянка В – 1 (індекс $i = 1$).

Оскільки ця ділянка примикає до пункту споживання, то $p_{к1} = p_c = 0,65 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Тоді

$$d_{p1} = (6,59 \div 7,88) \sqrt{\frac{\dot{V}_{0 \text{ діл1}} T_{\text{ср}}}{p_{к1}}} = (6,59 \div 7,88) \cdot \sqrt{\frac{3,116 \cdot 300}{0,65 \cdot 10^6}} = (0,250 \div 0,299) \text{ м}.$$

Відповідно до ГОСТ 8732–78 (див. додаток 2) передбачаємо для даної ділянки встановлення труб стандартного зовнішнього діаметра 273 мм та товщиною стінки 6 мм. Відповідно їхній внутрішній діаметр $d_1 = 0,261 \text{ м}$.

За формулою (9) визначаємо коефіцієнт Дарсі:

$$\lambda_1 = \frac{0,016}{d_1^{0,3}} = \frac{0,016}{0,261^{0,3}} = 0,0239$$

і за формулою (8) – тиск на початку ділянки В – 1, тобто у вузлі В:

$$\begin{aligned} p_{н1} &= p_{к1} \sqrt{1 + \frac{16 \lambda_1 p_0^2 T_{\text{ср}} \dot{V}_{0 \text{ діл1}}^2 L_1}{\pi^2 d_1^5 p_{к1}^2 R T_0^2}} = \\ &= 0,65 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{1 + \frac{16 \cdot 0,0239 \cdot (10^5)^2 \cdot 300 \cdot 3,116^2 \cdot 800}{3,14^2 \cdot 0,261^5 \cdot (0,65 \cdot 10^6)^2 \cdot 287 \cdot 293^2}} = 0,6729 \cdot 10^6 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Ділянка Б – В (індекс $i = 4$).

Тиск у кінцевому перерізі ділянки трубопроводу дорівнює тискові у вузлі В, а саме, $p_{к4} = 0,6729 \cdot 10^6 \text{ Па}$. Тоді

$$d_{p4} = (6,59 \div 7,88) \sqrt{\frac{\dot{V}_{0 \text{ діл4}} T_{\text{ср}}}{p_{к4}}} = (6,59 \div 7,88) \cdot \sqrt{\frac{4,439 \cdot 300}{0,6729 \cdot 10^6}} = (0,293 \div 0,350) \text{ м}.$$

Відповідно до ГОСТ 8732–78 передбачаємо встановлення труб стандартного зовнішнього діаметра 325 мм та товщиною стінки 6 мм. Відповідно їхній внутрішній діаметр $d_4 = 0,313 \text{ м}$.

Коефіцієнт Дарсі має таке значення:

$$\lambda_4 = \frac{0,016}{d_4^{0,3}} = \frac{0,016}{0,313^{0,3}} = 0,0227.$$

Тиск на початку ділянки Б – В (у вузлі Б) визначається таким чином:

$$\begin{aligned} p_{н4} &= p_{к4} \sqrt{1 + \frac{16\lambda_4 p_0^2 T_{ср} \dot{V}_{0\text{діл}4}^2 L_4}{\pi^2 d_4^5 p_{к4}^2 R T_0^2}} = \\ &= 0,6729 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{1 + \frac{16 \cdot 0,0227 \cdot (10^5)^2 \cdot 300 \cdot 4,439^2 \cdot 400}{3,14^2 \cdot 0,313^5 \cdot (0,6729 \cdot 10^6)^2 \cdot 287 \cdot 293^2}} = 0,6816 \cdot 10^6 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Ділянка А – Б (індекс $i = 5$).

Розрахунок виконується аналогічно попередньому, а саме:

$$d_{p5} = (6,59 \div 7,88) \sqrt{\frac{\dot{V}_{0\text{діл}5} T_{ср}}{p_{к5}}} = (6,59 \div 7,88) \cdot \sqrt{\frac{5,691 \cdot 300}{0,6816 \cdot 10^6}} = (0,330 \div 0,394) \text{ м.}$$

Відповідно до ГОСТ 8732–78 передбачаємо встановлення труб стандартного зовнішнього діаметра 377 мм і товщиною стінки 7 мм. Відповідно, їхній внутрішній діаметр $d_5 = 0,363$ м.

Коефіцієнт Дарсі має таке значення:

$$\lambda_5 = \frac{0,016}{d_5^{0,3}} = \frac{0,016}{0,363^{0,3}} = 0,0217.$$

Тиск на початку ділянки А – Б (у вузлі А)

$$\begin{aligned} p_{н5} &= p_{к5} \sqrt{1 + \frac{16\lambda_5 p_0^2 T_{ср} \dot{V}_{0\text{діл}5}^2 L_5}{\pi^2 d_5^5 p_{к5}^2 R T_0^2}} = \\ &= 0,6816 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{1 + \frac{16 \cdot 0,0217 \cdot (10^5)^2 \cdot 300 \cdot 5,691^2 \cdot 700}{3,14^2 \cdot 0,363^5 \cdot (0,6816 \cdot 10^6)^2 \cdot 287 \cdot 293^2}} = 0,6928 \cdot 10^6 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Розраховуємо діаметри ділянок трубопроводів, що з'єднуються з вузлами головного напрямку, а саме:

Ділянка В – 2 (індекс $i = 2$).

Середній абсолютний тиск стиснутого повітря на цій ділянці

$$p_{\text{ср}2} = \frac{p_{\text{вузВ}} + p_{\text{с}}}{2} = \frac{0,6729 + 0,65}{2} = 0,6615 \text{ МПа.}$$

Втрата тиску на ділянці

$$\Delta p_2 = p_{\text{вузВ}} - p_{\text{с}} = 0,6729 - 0,65 = 0,0229 \text{ МПа.}$$

Розрахунковий діаметр визначаємо за формулою (11)

$$d_{p2} = 5,3 \sqrt{\frac{10,527 T_{\text{ср}} \dot{V}_{0\text{діл}2}^2 L_2}{2 p_{\text{ср}2} \Delta p_2}} = 5,3 \sqrt{\frac{10,527 \cdot 300 \cdot 1,576^2 \cdot 500}{0,6615 \cdot 10^6 \cdot 0,0229 \cdot 10^6}} = 0,185 \text{ м.}$$

Відповідно до ГОСТ 8732–78 передбачаємо труби стандартного зовнішнього діаметра 219 мм і товщиною стінки 5,5 мм. Отже, їхній внутрішній діаметр $d_2 = 0,208$ м.

Ділянка Б – 3 (індекс $i = 3$).

Розрахунок виконується аналогічно попередньому:

$$p_{\text{ср}3} = \frac{p_{\text{вузВ}} + p_{\text{с}}}{2} = \frac{0,6816 + 0,65}{2} = 0,6658 \text{ МПа.}$$

$$\Delta p_3 = p_{\text{вузВ}} - p_{\text{с}} = 0,6816 - 0,65 = 0,0316 \text{ МПа.}$$

$$d_{p3} = 5,3 \sqrt{\frac{10,527 T_{\text{ср}} \dot{V}_{0\text{діл}3}^2 L_3}{2 p_{\text{ср}3} \Delta p_3}} = 5,3 \sqrt{\frac{10,527 \cdot 300 \cdot 1,559^2 \cdot 600}{2 \cdot 0,6658 \cdot 10^6 \cdot 0,0316 \cdot 10^6}} = 0,179 \text{ м.}$$

Відповідно до ГОСТ 8732–78 передбачаємо встановлення труб стандартного зовнішнього діаметра 219 мм і товщиною стінки 5,5 мм. Відповідно їхній внутрішній діаметр $d_3 = 0,208$ м.

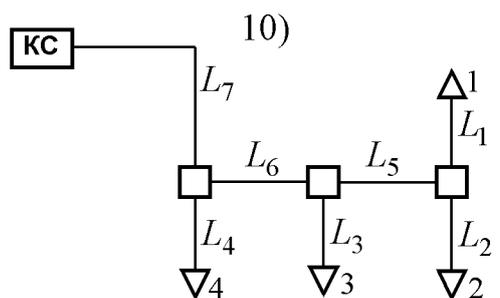
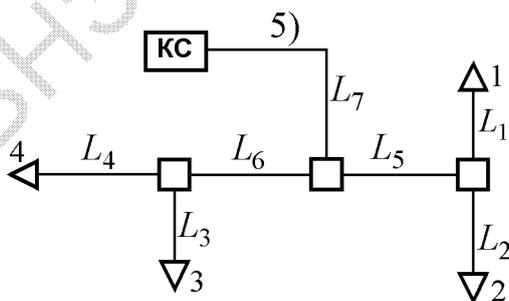
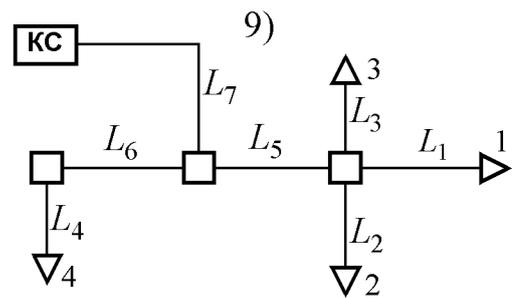
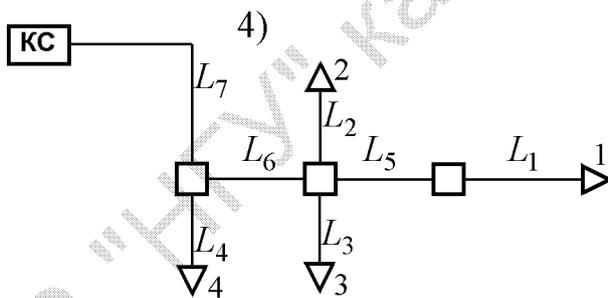
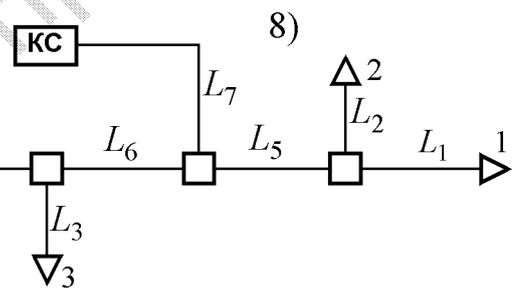
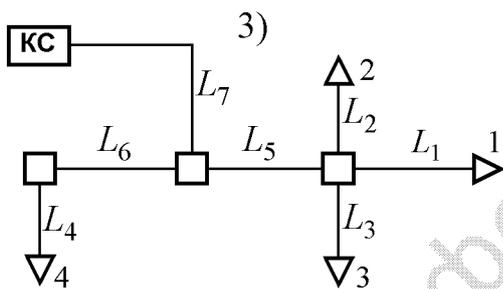
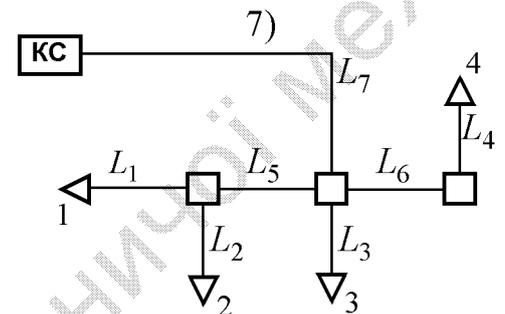
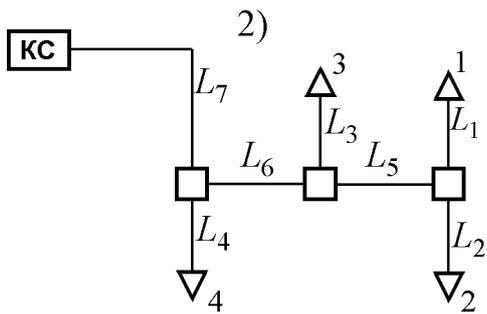
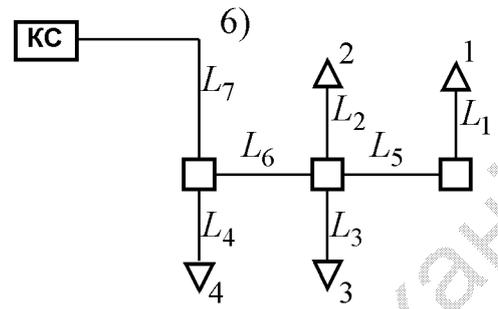
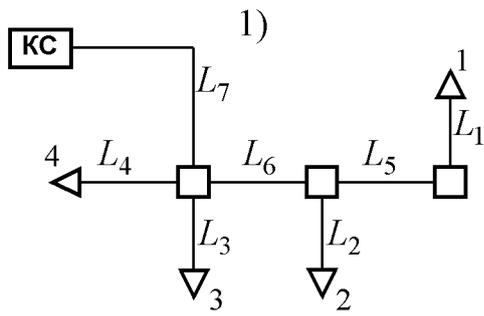
Результати розрахунку пневмомережі вносимо в табл. Д 4.4.

Таблиця Д 4.4

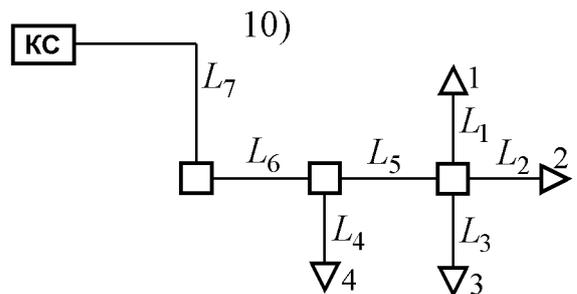
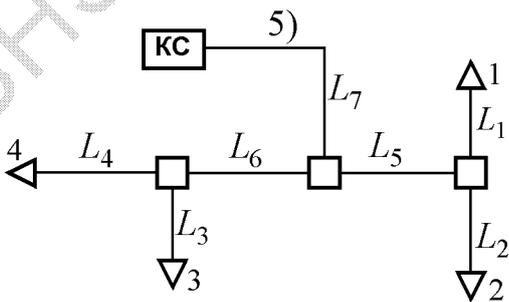
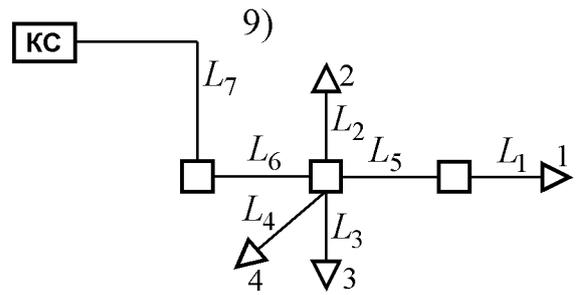
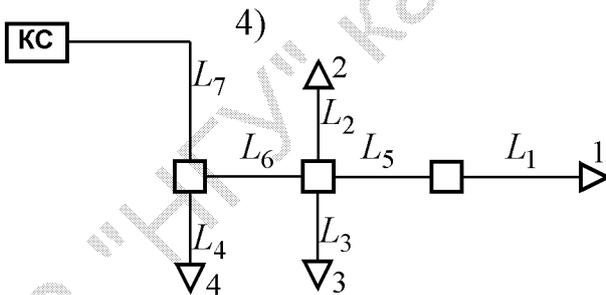
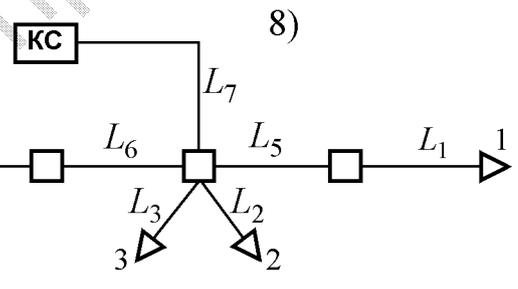
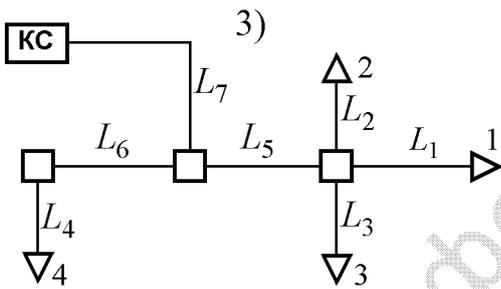
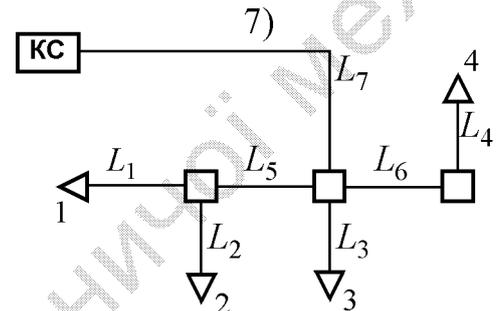
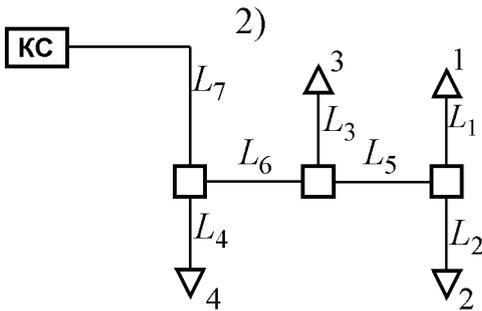
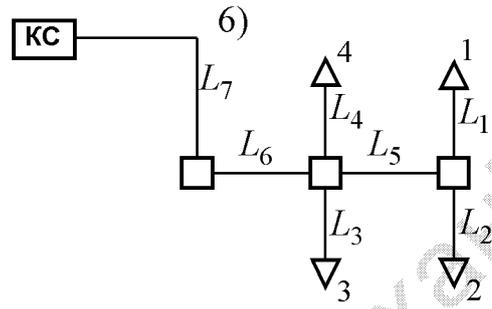
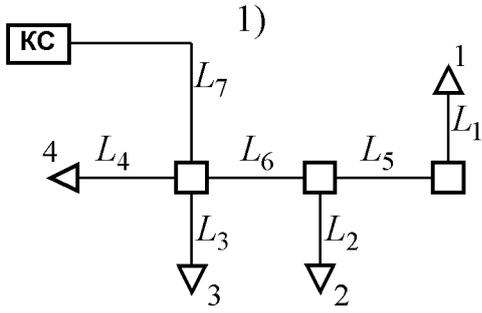
Результати розрахунку пневмомережі

Назва ділянки мережі	Довжина ділянки L , м	Витрата повітря $\dot{V}_{0\text{діл}}$, м ³ /с	Втрата тиску Δp , МПа	Розрахунковий діаметр труб d_p , м	Прийнятий діаметр труб d , м
В–1	800	3,116	0,0229	(0,250 ÷ 0,299)	0,261
В–2	500	1,576	0,0229	0,185	0,208
Б–3	600	1,559	0,0316	0,179	0,208
Б–В	400	4,439	0,0087	(0,293 ÷ 0,350)	0,313
А–Б	700	5,691	0,0112	(0,330 ÷ 0,394)	0,363

Варіанти розрахункових схем шахтних пневмомереж



Варіанти розрахункових схем шахтних пневмомереж



Продовження додатка 6

Номер завдання	Довжина ділянки, м							Споживачі стиснутого повітря на пункті																					
	Варіант схем	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	1				2				3				4								
		КЛ	ЩА	ЗМ	В	Г	БМ	КД	ВМ	КЛ	МЛ	ЗМ	БМ	В	Н	ВМ	ЩА	Г	В	ЗМ	БМ	Н	КЛ	ЩА	ЗМ	БМ	В	Г	КД
28	8	150	320	400	200	480	720	1420	1	-	1	1	11	-	1	1	-	12	-	1	-	3	-	1	-	1	-	-	1
29	9	200	360	350	270	480	840	540	1	-	-	4	-	12	-	-	13	-	-	1	-	4	1	1	-	1	-	1	1
30	10	250	400	300	300	520	290	450	-	1	-	2	-	12	-	-	10	-	1	-	1	-	-	1	-	-	3	1	-
31	1	300	440	950	370	440	810	650	1	-	1	1	-	13	-	-	14	-	1	1	-	3	-	-	1	-	3	-	1
32	2	350	480	200	440	490	840	480	-	1	-	3	-	14	-	-	14	-	-	1	-	4	-	-	1	-	3	1	-
33	3	400	520	950	470	460	750	640	1	-	1	1	-	14	-	-	13	-	-	1	1	-	1	-	1	-	1	1	-
34	4	450	560	400	500	450	420	810	-	1	-	2	-	14	-	-	12	-	1	-	1	-	1	-	1	-	1	-	-
35	5	500	620	950	270	500	560	460	1	-	1	1	-	10	-	-	11	-	-	1	-	3	-	1	-	1	-	1	-
36	6	550	660	200	340	420	490	450	1	-	1	-	-	10	-	-	10	-	-	2	-	-	1	-	1	-	2	1	-
37	7	600	700	250	600	480	460	620	1	-	-	1	3	-	11	-	-	14	-	-	1	-	-	1	-	1	-	1	-
38	8	650	650	300	280	540	560	750	-	-	-	1	3	1	12	-	-	13	-	1	1	-	3	1	-	1	-	2	1
39	9	700	600	350	290	560	650	600	-	-	-	1	2	-	13	-	-	13	-	-	-	-	2	-	-	-	2	-	1
40	10	750	700	500	300	640	740	500	1	-	1	1	-	14	-	-	14	-	-	1	-	1	-	-	-	1	-	3	1
41	1	100	200	300	290	310	640	720	1	-	1	1	-	12	-	-	12	-	1	1	1	-	-	1	-	1	-	1	-
42	2	150	620	940	390	520	790	760	-	1	1	-	3	-	12	-	-	10	-	-	-	2	-	1	-	1	-	1	-
43	3	200	960	200	400	380	670	690	-	1	1	-	2	1	10	-	-	14	-	-	1	1	-	-	1	-	3	1	-
44	4	950	200	700	420	360	610	840	1	-	-	1	-	11	-	-	13	-	1	1	-	3	-	-	1	-	4	-	-
45	5	300	350	420	450	620	700	350	1	-	-	-	1	12	-	-	13	-	-	-	-	4	2	-	1	1	-	1	-
46	6	350	380	500	480	800	710	750	-	1	-	1	1	13	-	-	12	-	1	-	1	-	-	-	-	-	5	2	-
47	7	400	260	960	130	700	610	760	-	1	1	-	3	-	12	-	-	10	-	-	1	-	3	1	1	-	1	-	-
48	8	450	180	250	180	750	630	700	1	-	-	-	2	-	11	-	-	14	-	-	1	-	2	-	1	-	1	1	-
49	9	500	300	400	260	650	770	780	1	-	1	1	-	12	-	-	12	-	1	1	1	-	-	-	1	1	-	1	-
50	10	400	600	300	280	400	700	800	-	1	1	1	-	11	-	-	11	-	1	-	-	4	1	-	1	-	2	1	-
51	1	600	300	400	400	350	620	550	1	-	-	1	1	10	-	-	14	-	1	1	1	-	-	1	-	1	-	3	-
52	2	550	450	350	300	400	500	600	1	-	1	-	3	-	13	-	-	10	-	-	1	-	3	-	1	-	1	-	1

Скорочення: КЛ – комбайн з лебідкою; ЩА – щитовий агрегат; ЗМ – завантажувальна машина; В – вентилятор місцевого провітрювання; Г – гірвоз; БМ – бурильний молоток; МЛ – маневрова лебідка; ВМ – відбійний молоток; КД – кондиціонер; Н – насос ланкового водовідливу

Додаток 6

Вихідні дані до проектування пневматичних установок

Номер завдання	Варіант схеми	Довжина ділянки, м											Споживачі стиснутого повітря на пункті																													
		I ₁		I ₂	I ₃	I ₄	I ₅	I ₆	I ₇	1				2				3				4																				
		КЛ	ЩА	ЗМ	В	Г	БМ	КД	ВМ	КЛ	МЛ	ЗМ	БМ	В	Н	ВМ	ЩА	Г	В	ЗМ	БМ	Н	КЛ	ЩА	ЗМ	БМ	В	Г	КД													
1	1	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000			
2	2	200	230	280	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000				
3	3	250	260	310	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000					
4	4	300	290	340	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000						
5	5	350	320	370	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000							
6	6	400	350	400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000								
7	7	450	380	430	600	150	700	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000										
8	8	500	410	460	650	200	750	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900	1950	2000		
9	9	550	440	490	700	250	200	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	
10	10	600	470	520	750	300	720	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	
11	1	650	160	140	800	350	150	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	
12	2	700	180	180	150	400	200	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	
13	3	240	200	220	200	450	810	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400	
14	4	260	220	260	250	500	300	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	920	
15	5	280	240	300	300	550	650	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
16	6	300	260	340	350	600	180	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	640	
17	7	320	280	380	400	650	360	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	540	
18	8	340	300	420	450	700	520	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	
19	9	360	320	460	500	750	420	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	1280	
20	10	380	340	500	550	800	710	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	
21	1	400	360	520	200	400	200	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	410	
22	2	420	380	540	400	380	340	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	1370	
23	3	440	400	180	600	360	300	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	1340	
24	4	460	420	230	500	340	400	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	520	
25	5	480	440	300	300	320	400	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	450	
26	6	650	460	280	270	310	320	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	
27	7	100	260	450	170	550	810	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	530	

Упорядники:
Савенчук Олексій Степанович
Оксень Юрій Іванович

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
ДО ПРОЕКТУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ УСТАНОВОК
ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ
ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ 7.090216 ГІРНИЧЕ ОБЛАДНАННЯ

Редактор О.Н. Ільченко

Підписано до друку 23.10.2007 р. Формат 30×42/4.
Папір офсетний. Ризографія. Ум.-друк. арк. 1,4.
Обл.-вид. арк. 1,6. Тираж 200 прим. Зам. №

НГУ
49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19