

Розділ 4. Шахтні пневматичні установки

Тема 4.1. Основи теорії стану ідеального газу

План:

- 4.1.1. Поршневі компресори односторонньої і двосторонньої дії.
- 4.1.2. Теоретичний процес стискання поршневого компресора.
- 4.1.3. Дійсний процес стискання поршневого компресора.
- 4.1.4. Багатоступеневе стискання.
- 4.1.5. Продуктивність компресора і потужність двигуна.
- 4.1.6. Охолодження стисненого повітря.

4.1.1. В машинах призначених для стискання повітря, збільшення тиску відбувається за рахунок зменшення об'єму, в якому знаходиться газ (поршневі компресори і гвинтові) або за рахунок надання потоку енергії від динамічної дії на нього лопаток робочих коліс(відцентрові компресори).

На рис. 56 показанні схеми поршневих компресорів односторонньої і двосторонньої дії.

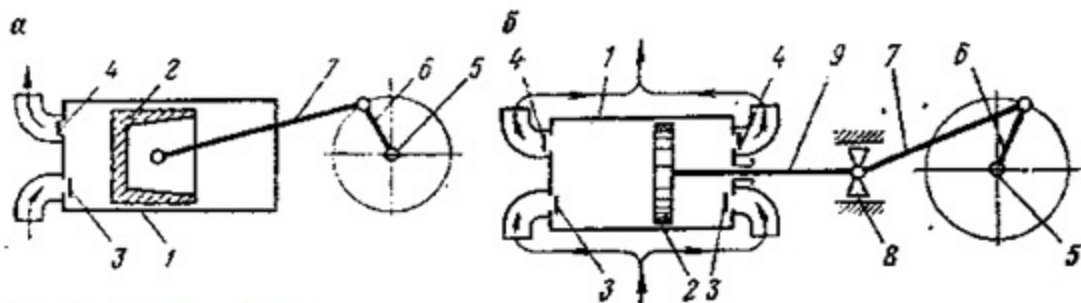


Рис. 56. Схеми поршневих компресорів

В поршневих компресорах односторонньої дії (рис. 56, а) всмоктування повітря з атмосфери в циліндр 1 відбувається через засмоктуючий клапан 3 при русі поршня 2 зліва на право. При зворотному русі поршня повітря стискається і відкривається нагнітальний клапан 4. Повітря виштовхується в нагнітальну мережу. На схемі позначено вал 5, кривошип 6, шатун 7.

В поршневих компресорах двосторонньої дії (рис. 56, б) відбуваються з обох сторін поршня. Вони мають більш складну конструкцію (наявність задньої кришки, крейцкопфа 8 і штока 9), проте продуктивність їх більша і подача повітря більш рівномірна.

4.1.2. Теоретичний процес поршневого компресора можна здійснити за наступних умов: після виштовхування в циліндрі компресора не залишається стисне повітря; тиск і температура повітря під час всмоктування і виштовхування не змінюються і залишаються сталими. Діаграма теоретичного процесу будується в координатах p – абсолютний тиск і V – об'єм (рис. 57).

Процес всмоктування повітря об'єм V_1 при тиску p_1 зображено лінією 1-2, процес стисання - крива 2-3, процес виштовхування повітря об'ємом V_2 при тиску p_2 , на ділянці 4-1 відбувається вимірювання тиску від p_2 до p_1 . Процес стисання повітря може бути ізотермічним (2-3'), адіабатним (2-3'') і політропним (2-3''').

Під час ізотермічного стисання температура стала і від повітря відводиться вся теплота. Співвідношення параметрів для цього процесу

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{p_2}{p_1}, \quad T = \text{const}, \quad (57)$$

Робота, яка затрачається в компресорі при ізотермічному стисанні дорівнює відведеній теплоті.

$$Q = L_{\text{к,із}} = 2.303 \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \lg \frac{p_2}{p_1}. \quad (58)$$

Під час адіабатного стисання теплота не підводиться і не відводиться (2-3''). У цьому випадку справедливі наступні співвідношення між параметрами

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}, \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (59)$$

де $k = 1.4$ - показник адиабати для повітря.

Робота стиснення повітря

$$L_{k/а\text{г}} = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (60)$$

Політропне стиснення повітря (2-3'') застосовується з охолодженням повітря ($k > n$). $n = 1.3 \dots 1.35$.

Для політропного стиснення справедливі ті ж залежності, що і для адиабатного, але замість коефіцієнта k ставиться n . Кількість відведеної теплоти від маси повітря

$$Q = m \cdot c_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1), \quad (61)$$

де $c_v = 0.7243$ кДж/кг·К - середня масова теплоємність повітря при постійному об'ємі.

Степінь підвищення тиску

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$$

(62)

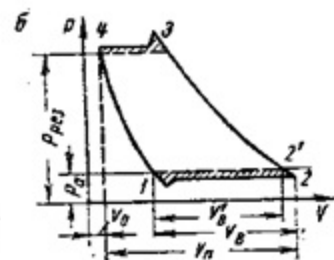
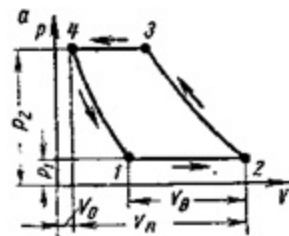
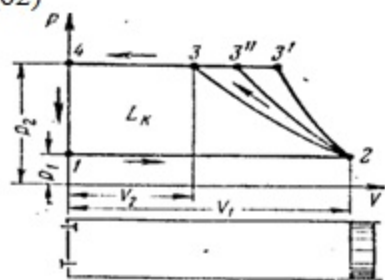


Рис. 57. Діаграма теоретичного процесу в поршневному

Рис. 58. Діаграма дійсного процесу в

в поршневному компресорі

компресорі

4.1.3. Дійсний процес стиснення зображено на рис. 58. Під час всмоктування залишене в шкідливому просторі повітря розширюється (крива 4-1) і тиск падає від p_2 до p_1

Відношення об'єму V_0 шкідливого простору до об'єму V_n , який описує поршень за один хід, називається коефіцієнтом шкідливого простору $\alpha_s = 0.03 \dots 0.06$

Відношення об'єму V_s , який всмоктується в компресор, до об'єму V_n називається об'ємним коефіцієнтом компресора α_o .

Відношення об'єму, який дійсно всмоктується в компресор V_2 , до об'єму який описує поршень називається коефіцієнтом подачі, $\alpha_n = 0.75 \dots 0.9$. Підвищити коефіцієнт подачі і дійсно продуктивність компресора можна: правильним вибором об'єму шкідливого простору; зменшенням опору під час всмоктування; якісним ущільненням компресорів;

чистотою циліндра і інших частин компресора; забезпечення максимально низької температури всмоктування.

4.1.4. Необхідність багатоступеневого стиснення.

Перша причина викликана теоретичною границею степені підвищення тиску в одній ступені, зв'язана з коефіцієнтом шкідливого простору. Якщо прийняти коефіцієнт шкідливого простору 0,05, то степінь підвищення тиску для ізотермічного стиснення буде дорівнювати 21, а при адиабатному 71.

Друга причина обмежується температурною границею підвищення тиску. Температура стисненого повітря не повинна перевищувати 170°C. Якщо прийняти температуру стисненого повітря 160°C, а температуру що всмоктується 25°C, то степінь підвищення тиску буде дорівнювати 4,2.

Тому застосовується багатоступеневе стиснення повітря з проміжним охолодженням. Схема двоступеневого стиснення зображена на рис.59.

Діаграма теоретичних процесів в багатоступеневому компресорі показана на рис. 60 а, дійсного процесу – рис. 60, б.

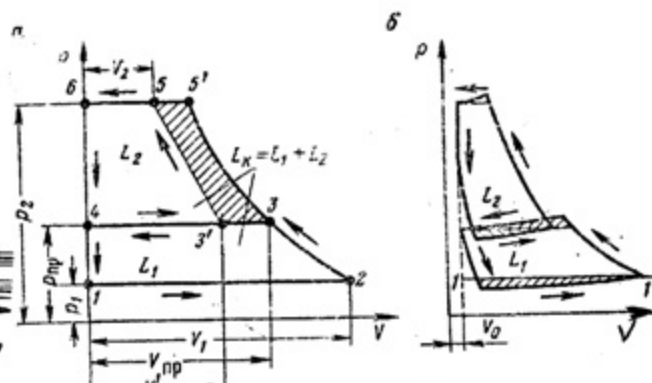
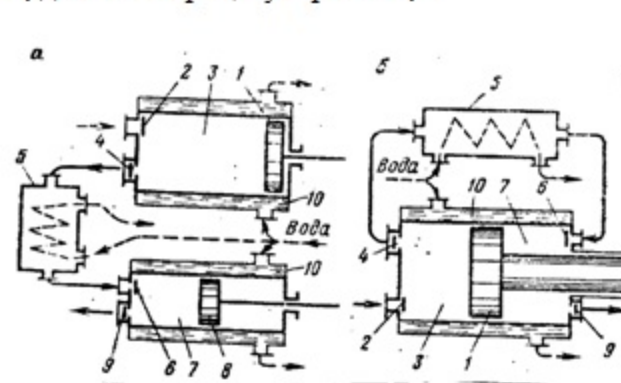


Рис. 59. Схеми двоступеневих компресорів: двоступеневому а - двоциліндрового, б - одноциліндрового. дійсного.

Рис. 60. Діаграми процесів в компресорі: а - теоретичного; б - дійсного процесу.

4.1.5. Під продуктивністю компресора розуміється дійсний об'єм перерахований на умови всмоктування. Його можна визначити для поршневого компресора по циліндрах першої ступені.

Для компресора односторонньої дії

$$V_{xb} = \alpha_n \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot n \quad (\text{м}^3/\text{хв}). \quad (63)$$

Для компресора двосторонньої дії

$$V_{xb} = \alpha_n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (2 \cdot D^2 - d^2) \cdot S \cdot n \quad (\text{м}^3/\text{хв}). \quad (64)$$

де α_n - коефіцієнт подачі компресора; D - внутрішній діаметр циліндра, м; d - діаметр штока поршня, м; n - частота обертання вала компресора, об/хв.

Теоретична потужність компресора визначається за формулою

$$N_T = \frac{L_k \cdot V_{xb}}{1000 \cdot 60} \quad (\text{кВт}). \quad (65)$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{L_k \cdot V_{xb}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_i} \quad (\text{кВт}), \quad (66)$$

де η_i - індикаторний К. К. Д. компресора, який враховує втрати пов'язані з відхиленням дійсного процесу компресора від теоретичного $\eta_{i,iz} = 0.75 \dots 0.85$, $\eta_{i,ад} = 0.90 \dots 0.95$.

Потужність компресора

$$N_k = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{L_k \cdot V_{bx}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_i \cdot \eta_m} \quad \text{кВт}, \quad (67)$$

де $\eta_m = 0.85 \dots 0.95$ - механічний К. К. Д. компресора, який враховує механічний опір.

4.1.6. Охолодження повітря має велике значення для зменшення затраченої роботи, а також для безпеки роботи компресора. У випадку недостатнього охолодження можливий вибух масляного нагару. Після охолодження повітря і виходу його з компресора з нього виділяється масло і вода.

Повітря, яке стискається в компресорі охолоджується за допомогою води, яка циркулює в порожнинах циліндра. Це забезпечує також нормальні умови змашування і запобігає пригоранню поршневих кілець. Запобігає утворенню нагару на клапанах, сповільнює процес розкладання масла, збільшує продуктивність для охолодження повітря при переході його з однієї ступені стискання в іншу застосовується проміжний охолоджувач, який складається з трубок поміщених в корпус. Вода циркулює в середині трубок, а повітря ззовні.

Кількість теплоти, яка відводиться під час політропного стискання повітря в одній ступені, визначається за формулою

$$q_c = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) \quad (\text{Дж/кг}). \quad (68)$$

Кількість теплоти, яка відводиться в проміжному охолоджувачі

$$q_{no} = c_p (t_2 - t_1) \quad (\text{Дж/кг}). \quad (69)$$

Повна кількість теплоти, яка відводиться від 1 кг повітря для z ступенів

$$q_k = z \cdot q_c + (z - 1) \cdot q_{no}. \quad (\text{Дж/кг}), \quad (70)$$

$c_p = 1,012$ кДж/кг·К - середня масова теплоємність повітря при постійному тиску.

Кількість води, що необхідна для охолодження 1 кг повітря

$$V_{ex} = \frac{q_k}{C_s (t_{2s} - t_{1s})} \quad (\text{л/кг}), \quad (71)$$

де $C_s = 4,19$ кДж/кг·К - теплоємність води

Кількість води для охолодження повітря в компресорі на одну годину

$$V_{\text{в.з.}} = 60 \cdot V_{\text{в.к.}} \cdot \rho \cdot V_{\text{хв}} \quad (\text{л/год}),$$

(72)

де $\rho = 1,2$ – густина повітря, що всмоктується. (кг/м^3)

Контрольні запитання до теми 4.1:

4.1.1. Під час ході поршня 2 в поршневому компресорі двосторонньої дії (рис. 56, б) вправо відкриваються клапани: 1. 3 і 3'; 2. 4. і 4'; 3. 3 і 4'.

4.1.2. Яким буде співвідношення параметрів під час ізотермічного процесу стиснення повітря в компресорі?

$$1. p = \text{const}, \quad \frac{T_1}{T_2} = \frac{V_1}{V_2}; \quad 2. T = \text{const}, \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_2}{T_1}; \quad 3. V = \text{const}, \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2}.$$

4.1.3. Чим відрізняється дійсний процес стиснення повітря від теоретичного?

4.1.4. Які причини обумовлюють необхідність багатоступеневого стиснення повітря в компресорі?

4.1.5. Продуктивність поршневого компресора односторонньої дії визначається за формулою:

$$1. V_{\text{хв}} = \alpha_n \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot n; \quad 2. V_{\text{хв}} = \alpha_n \cdot \frac{\pi}{4} (2 \cdot D^2 \cdot d^2) \cdot s \cdot n. \quad 3. V_{\text{хв}} = \alpha_n \cdot \pi \cdot D^2 \cdot s \cdot n.$$

4.1.6. Як здійснюється охолодження повітря в компресорі?

Тема 4.2. Поршневі компресори

План:

4.2.1. Класифікація поршневих компресорів.

4.2.2. Поршневі компресори 4МІО – 100/8 і 2МІО – 50/8.

4.2.3. Поршневі компресори ВП – 10/8.

4.2.4. Пересувні компресори.

4.2.5. Клапани компресорів.

4.2.6. Регулювання продуктивності компресорів.

4.2.1. Поршневі компресори в залежності від числа ступенів стиснення бувають: одно- і багатоступеневі.

В залежності від числа циліндрів: одно- і багаточиліндрові, одно- і двохсторонньої дії.

В залежності від розміщення циліндрів (рис.61) розрізняють: горизонтальні (рис.61, а), горизонтальноопозитні (рис. 61, б), вертикальні (рис. 61, в), з прямокутним (рис.61, з) і V – подібним (рис.61, д) розміщенням циліндрів у вертикальній площині.

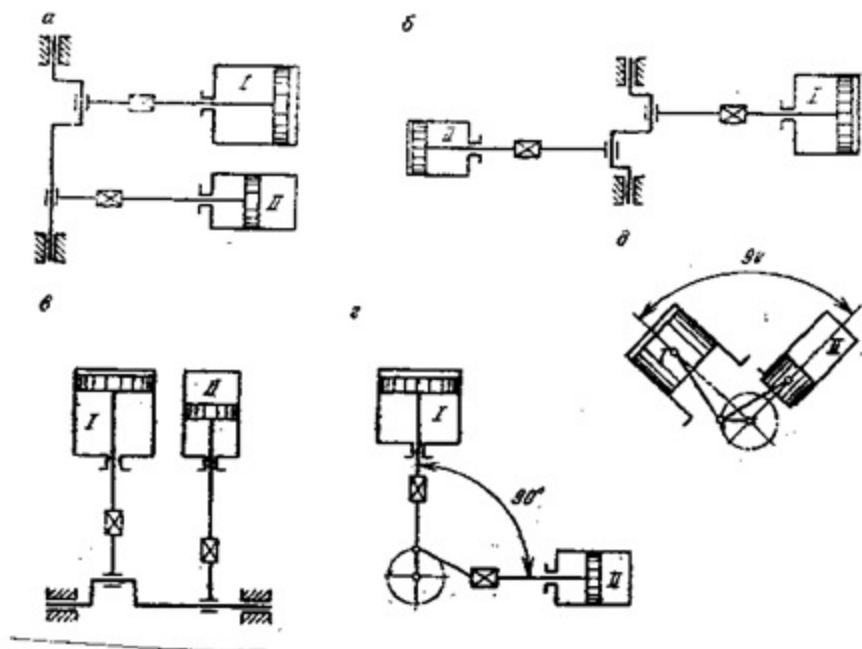


Рис.61. Двохступеневі поршневі компресори

4.2.2. Компресори 4М10 – 100/8 Пензенського компресорного заводу випускаються на опозитній багаторядній базі. (4 – число рядів; М – багаторядна база, 10 – поршнева сила одного ряду, тс, 100 – продуктивність компресора, м³/хв., 8 – кінцевий надлишковий тиск, атм). Кривошипно-шатунні механізми компресора розміщені по дві сторони вала і мають взаємно протилежний рух. Це забезпечує рівність сил інерції і врівноваження рухомих мас, що дає можливість довести частоту обертання вала до 500 об/хв. Тому компресор має менші габарити і масу.

На рис. 62 показано розріз по циліндрах першого і четвертого ряду компресора 4М10 – 100/8. по обидві сторони кривошипно-шатунного механізму I консольно розміщені циліндри 2 і 3 першої і другої ступені стискування. Ліхтарі 4 з крейцкопфами 5 мають опори 6. Циліндри I ступені розбірні і складаються з трьох частин. Поршні пустотілі, причому поршень I ступені зварений, а 2 ступені – литий. Клапани 7 прямоточні, круглі. Вода циркулює в порожнинах 8. Проміжний охолоджувач розміщено над циліндрами і має запобіжний клапан.

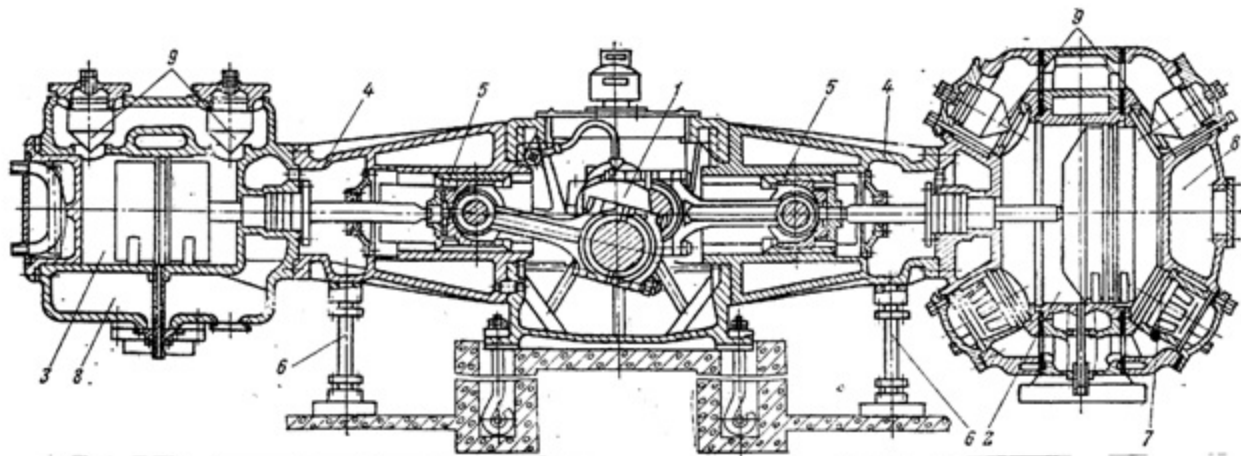


Рис. 62. Компресор 4МІО – 100/8

Потужність електродвигуна 630 кВт, напруга – 6000 В, частота обертання – 500 об/хв.

Продуктивність компресора автоматично регулюється перепуском повітря з порожнини стиснення в порожнину всмоктування за допомогою байпасів 9.

Компресори 2МІО – 50/8 двохступеневі, мають горизонтальну опозитну двохрядну поршневу машину з двома циліндрами двохсторонньої дії, продуктивність 50 м³/хв.

Компресори 4МІО – 100/8 і 2МІО – 50/8 мають прилади і засоби захисту, які забезпечують автоматичне відключення і подачу звукового сигналу машиністу у випадку: підвищення температури стисненого повітря після другої ступені до 170°C; підвищенні тиску стисненого повітря на 10%; пониження тиску масла і охолоджуючої води до 0,05 МПа.

4.2.3. Компресор ВП- 10/8 (рис. 63) з прямокутним розміщенням циліндрів має продуктивність 10 м³/хв., надлишковий тиск 0,8 МПа, частота обертання вала 735 об/хв. Між циліндром низького тиску, який розміщено вертикально (1) і циліндром високого тиску (2), який розміщено горизонтально, розміщено проміжний охолоджувач 3. Циліндри двохсторонньої дії. В кожній робочій порожнині циліндра 1 розміщено по 2 всмоктувальних і нагнітальних клапани, а в циліндрах 2-по одному.

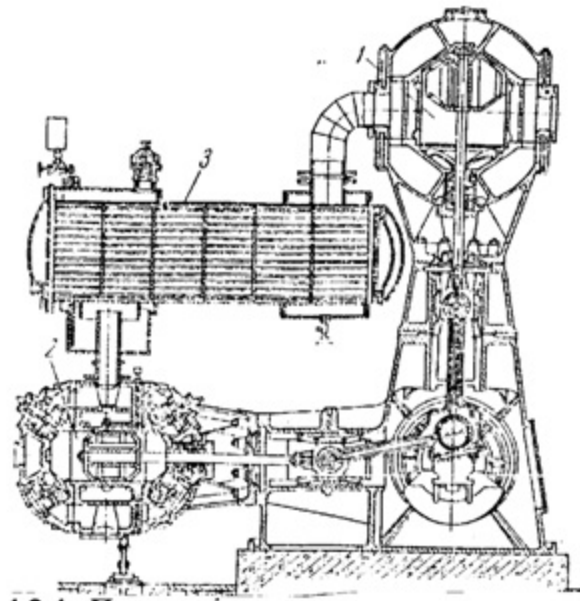


Рис. 63. Компресор ВП – 10/8

4.2.4. Пересувні компресори застосовують в шахтах якщо споживання повітря є невеликим. Разом з двигуном вони встановлюються на вагонетках для переміщення по колієвих шляхах шахти.

Пересувна шахтна повітряна компресорна станція ШВКС – 5 має компресор з V – подібним розміщенням циліндрів в двох блоках. Кожен блок складається з циліндрів першого і другого ступенів стиснення, розміщених під кутом 75° . Циліндри з ребристою поверхнею і трубчатий проміжний охолоджувач мають повітряне охолодження, яке забезпечується спеціальним вентилятором. Продуктивність компресора $5 \text{ м}^3/\text{хв.}$, надлишковий тиск $0,7 \text{ МПа}$, потужність двигуна 34 кВт , напруга $380/660 \text{ кВт}$.

4.2.5. Клапани компресорів бувають кільцеві, дискові, пластинчаті і прямоочні. До клапанів пред'являються наступні вимоги: міцність, щільність закривання, легкість закривання і відкривання точно в необхідний момент, швидка і безшумна дія, достатній переріз, щоб швидкість повітря при переході через клапан не перевищувала $20...50 \text{ м/с}$.

Найбільш досконалими являються прямоочні клапани (рис. 64), які характеризуються невеликими газодинамічними опорами і безшумністю в роботі. Клапани складаються з сідла 1 і примикаючи до нього пружних пластин 2. Якщо тиск під клапаном більший, ніж над ним, пластини вигинаються по профілю сідла і перепускають потік повітря.

4.2.6. Регулювання продуктивності компресорів здійснюється для підтримання постійного тиску стисненого повітря біля споживачів незалежно від його витрати.

Регулювання подачі стисненого повітря повинно бути автоматичним і може бути здійснене: 1 – випуском в атмосферу з повітрязбірника через клапан лишньої кількості повітря, 2 – виключенням компресорного двигуна при підвищенні тиску в

повітропровідній мережі вище допустимого, 3 – зміною частоти обертання вала компресора, 4 – відкриттям всмоктувальних клапанів при нагнітальному ході поршня, 5 – перепуском повітря з порожнини стискування в порожнину всмоктування, 6 – збільшенням шкідливого простору, 7 – закриттям всмоктувальної труби.

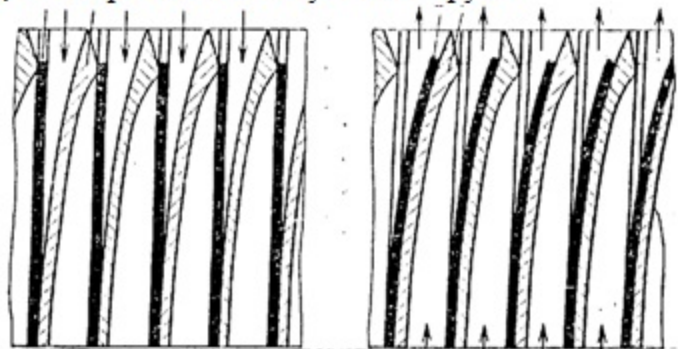


Рис.64. Прямоточний клапан поршневого компресора

Всі способи, за винятком третього, дозволяють лише зменшити подачу, а відповідно і К.К.Д.. Перший спосіб неекономічний, другий застосовують в компресорах невеликої продуктивності, третій в компресорах з регульованими двигунами, решта в компресорах великої продуктивності.

Контрольні запитання:

- 4.2.1. За якими принципами класифікують компресори?
- 4.2.2. Компресори 4МЮ – 100/8 відносяться до:
 - 1) горизонтальних; 2) горизонтально-позитивних; 3) вертикальних.
- 4.2.3. Компресор ВП – 10/8 відносяться до:
 - 1) вертикальних; 2) з V – подібним розміщенням циліндрів;
 - 3) з прямокутним розміщенням циліндрів.
- 4.2.4. Застосування пересувних компресорів.
- 4.2.5. Які вимоги ставляться до клапанів?
- 4.2.6. Способи регулювання продуктивності.

Тема 4.3. Гвинтові компресори

План:

- 4.3.1. Будова компресора ЗИФ-ШВ-5.
- 4.3.2. Продуктивність гвинтового компресора.
- 4.3.3. Переваги і недоліки гвинтових компресорів.
- 4.3.1. На рис. 65 показано пересувний гвинтовий одноступеневий компресор ЗИФ-ШВ-5. Продуктивність компресора 5 м³/хв, надлишковий тиск 0,7 МПа, частота обертання вала 5689 об/хв. В компресорну установку, яка змонтована на пересувній вагонетці, входять компресор, вибухобезпечний асинхронний двигун з короткозамкненим ротором, повітрозбірник, масляний охолоджувач і фільтр. Компресор складається з корпусу I із

засмокуючим 2 і напірним 3 патрубками, ведучого 4 і веденого 5 гвинтових роторів і підвищувального редуктора, ведуча шестерня 6 якого насаджено на вал 7. Повітря із засмокуючих патрубків поступає в гвинтові канали між роторами і корпусом. В певний момент часу ці порожнини ізолюються від засмокуючого патрубка, а потім зубці одного ротора поступово заповнюють впадини другого і об'єм повітря в каналі зменшується. Повітря у впадині 8 ротора 5 починає стискатися до з'єднання з вихідним отвором 10.

Дякуючи великій частоті обертання роторів процес стискання проходить настільки швидко, що втрати повітря невеликі.

На рис. 65 також показано: 11 - дросельний канал для регулювання продуктивності, 12 - підшипники роторів, 13 - зворотній клапан на напірному патрубку для запобігання зворотного руху повітря, 14 - фільтр очистки повітря, 15 - вентилятор охолодження, 16 - півмуфта для з'єднання компресора з двигуном, 17 - порожнина нагнітання.

Компресор заповнений маслом, оскільки в камеру стискання подається масло для ущільнення зазорів і охолодження повітря.

Відділення масла від повітря відбувається в повітрязбірнику, який являється одночасно резервуаром для масла, і потім в масловідділювачі відбувається кінцеве відділення масла від повітря. За допомогою шестеренного насоса масло поступає в трубчатий охолоджувач і фільтр.

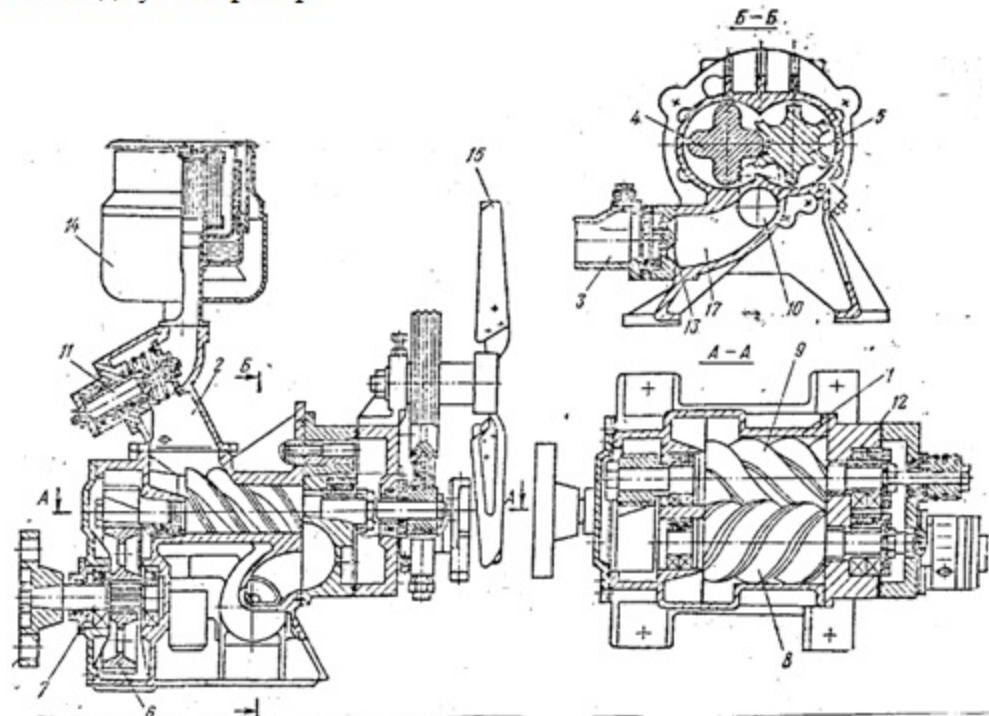


Рис. 65. Гвинтовий пересувний компресор ЗИФ-ШВ-5

4.3.2. Дійсна продуктивність гвинтового компресора визначається за формулою

$$V_{XB} = \alpha_n \cdot l \cdot z \cdot n \cdot (F_1 + F_2), \quad (73)$$

де $\alpha_n = 0,85 \dots 0,95$ – коефіцієнт подачі, l – довжина гвинтового каналу, м, z – число каналів, n – частота обертання ведучого ротора, об/хв., F_1 і F_2 – площі поперечного перерізу гвинтових каналів ведучого і веденого роторів, м²

Повний К.К.Д. гвинтових компресорів доволі високий. Степінь підвищення тиску в одній ступені не перевищує 4,5...5. Тому при необхідності більш високих тисків застосовують двохступеневі компресори.

Продуктивність регулюється зміною частоти обертання і дроселюванням повітря на всмоктуванні.

4.3.3. Переваги гвинтових компресорів: невеликі маса і розміри, відсутність клапанів, рівномірна подача повітря, стійка робота на зовнішню мережу.

Недоліки гвинтових компресорів: висока вартість (через високу точність обробки роторів), великий шум при несприятливому спектрі частот, наявність зубчатої передачі.

Контрольні запитання до теми 4.3:

4.3.1. Конструкція гвинтового компресора ЗИФ-ШВ-5.

4.3.2. Продуктивність гвинтового компресора визначається за формулою:

1. $V_{xs} = l \cdot z \cdot (F_1 + F_2)$; 2. $V_{KB} = \alpha_n \cdot l \cdot z \cdot n \cdot (F_1 + F_2)$; 3. $V_{KB} = \alpha_n \cdot z \cdot n \cdot (F_1 + F_2)$

4.3.3. Переваги і недоліки гвинтових компресорів.

Тема 4.4. Турбокомпресори

План:

4.4.1. Будова відцентрових компресорів.

4.4.2. Явище помпажу.

4.4.3. Регулювання робочого режиму.

4.4.4. Охолодження повітря

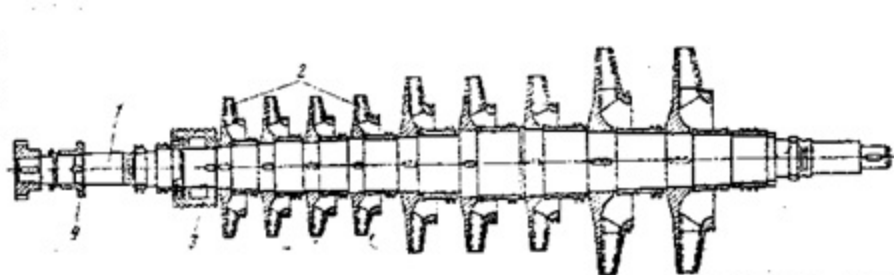
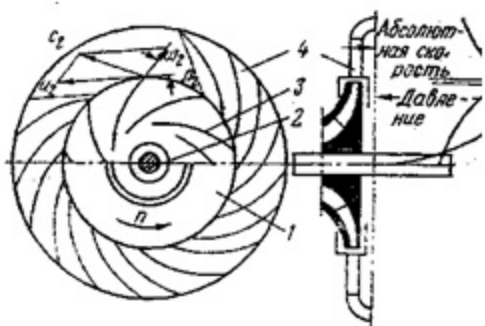
4.4.5. Переваги і недоліки турбокомпресорів.

4.4.1. Турбокомпресори мають набагато вищу продуктивність ніж об'ємні машини. Збільшення тиску повітря в них відбувається за рахунок динамічної дії лопаток робочого колеса на потік повітря. Відцентрові компресори виготовляють багатоступеневими з декількома послідовно з'єднаними колесами. Основними деталями компресора є: корпус, ротор, діафрагми, підшипники і проміжний охолоджувач.

У гірничій промисловості застосовують компресори К-250-61-2 і К-500-61-1.

У відцентровому компресорі (рис. 66) атмосферне повітря поступає на робоче колесо 1, закріплене на валу 2. Під час обертання його лопатки 3, взаємодіючи з потоком повітря підвищують потенціальну і кінетичну енергію потоку повітря. З колеса повітря поступає в кільцевий відвід (дифузор) 4, де кінетична енергія частково перетворюється в потенціальну. На рис. 66 показана одна ступінь компресора, яка складається з робочого колеса і дифузора.

В одноступеневій машині стискання повітря відбувається до невеликої величини, тому відцентрові компресори виготовляють багатоступеневими з декількома послідовно з'єднаними колесами. Ротор компресора (рис. 67) складається з кованого сталюго вала 1, на який насаджені робочі колеса 2, розвантажувальний поршень 3, опорний диск 4. У зв'язку з тим, що об'єм повітря під час стискання в ступенях зменшується, діаметр робочих



коліс зменшується в напрямі від всмоктувальної сторони до нагнітальної. Робочі колеса закриті.

Рис. 66. Ступінь відцентрового компресора

Рис. 67. Ротор відцентрового компресора

В корпусі монтуються діафрагми, які розділяють ступені. За останнім робочим колесом розміщено розвантажувальний поршень, який частково зрівноважує осьове зусилля, яке діє на робочі колеса від нагнітальної сторони до всмоктувальної. Для сприйняття осевого зусилля передбачено також встановлення опорного підшипника з сегментами. Для зменшення втрат через нещільності в відцентровому компресорі застосовують лабіринтні ущільнення.

4.4.2. Явище **помпажу** виникає при зменшенні споживання повітря в зв'язку з відключенням деяких споживачів. При цьому тиск в повітропровідній мережі стає більше $P_{кр}$ (критичного), повітряний потік прямує з повітропроводу до компресора. При цьому закривається зворотній клапан і припиняється подача повітря від компресора до повітропроводу. В зв'язку з споживанням повітря в мережі, тиск в ній падає, зворотній клапан відкривається і процес повторюється. Виникають автоколивання в системі компресор – повітропровідна мережа.

Робота компресора в умовах помпажу недопустима, так як у цьому випадку виникає сильна вібрація всієї установки, перевантаження вузлів, коливання навантаження на двигун і сильний шум. Для запобігання виникнення помпажу в компресорі застосовується антипомпажний пристрій, за допомогою якого у випадку наближення до режиму помпажу, частина повітря через спеціальний клапан випускається в атмосферу. Продуктивність і тиск компресора у цьому випадку залишається сталими.

Протипомпажний захист (рис. 68) складається зі струменевого регулятора, гідравлічного сервомотора і випускного клапана. У струменевому регуляторі чутливим елементом є мембрана 1, різниця тисків з обох сторін якої встановлюється перепадом тиску

на діафрагмі всмоктувального трубопроводу. Сильфонна вимірювальна система 2, з'єднується з напірним трубопроводом. Ці елементи діють своїм штовхачами на поводок соплової трубки 3 струменевого реле в протилежний напрямках. До трубки 3, яка обертається довкола осі 4, підводиться масло, що витікає з сопла і попадає в отвори насадки 5. при попаданні масла верхній отвір при зростанні тиску. Далі масло попадає в нижню частину циліндра сервомотора 6. Поршень сервомотора відкриває випускний клапан 7, пружина 8 стискається. Клапан можна також відкрити за допомогою маховичка 9. Настройка проводиться кутовим коректором 10.

4.4.3. Регулювання робочого режиму відцентрового компресора для підтримання необхідної продуктивності можна проводити дроселюванням повітря на всмоктувальному патрубку, зміною частоти обертання вала компресора і випуском частини повітря стисненого в атмосферу.

Найбільше застосування має регулювання режиму дроселюванням повітря на всмоктувальному патрубку.

Регулювання продуктивності (рис. 69) складається з струменевого регулятора, сервомотора, дросельної заслінки. Настройка регулятора на необхідний тиск проводиться за допомогою пружини 1 регульовальним гвинтом 2. При підвищенні тиску сильфон 3 стискається і штовхачем повертає ричав 4 довкола опорної призми 5, через що струменева трубка 6 переміщається по годинниковій стрільці. Масло з трубки попадає в лівий отвір насадки 7 і по каналу 7 в поршні – в праву порожнину циліндра вторинного підсилювача. Поршень циліндра переміщається вліво і струменева трубка знаходиться поміж отворами

соплової насадки. Золотник 8 з'єднує напірний маслопровід з верхньої порожнини сервомотора 9 через циліндр зворотного зв'язку 10. Поршень циліндра зворотного зв'язку, стискаючи пружину 11, переміщається вправо. Важіль зворотного зв'язку 12 повертається довкола зв'язку 12 і натискає на пружину 14. Під дією пружини 11 поршень циліндра зворотного зв'язку повертається в середнє положення, так як масло через обвідний канал, клапан 15 і щілини між поршнем і циліндром зворотного зв'язку перетікає з лівої порожнини в праву. У цьому випадку важіль 12 повертається проти ходу годинникової стрілки пружина 14 послаблюється. Зворотній зв'язок регулюється кутовим коректором 16.і

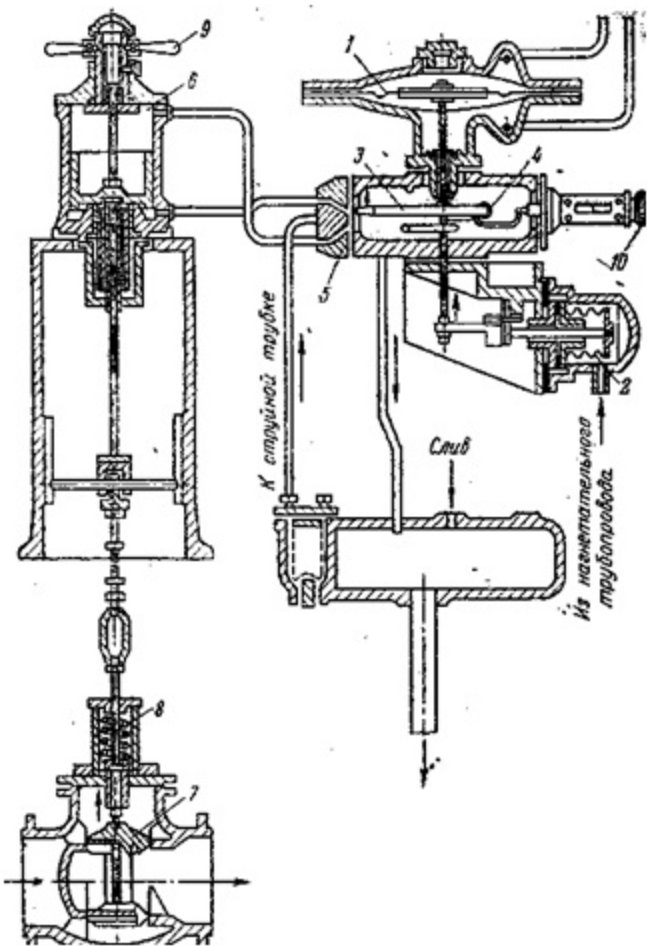


Рис. 68. Протипомпажний захист відцентрового компресора

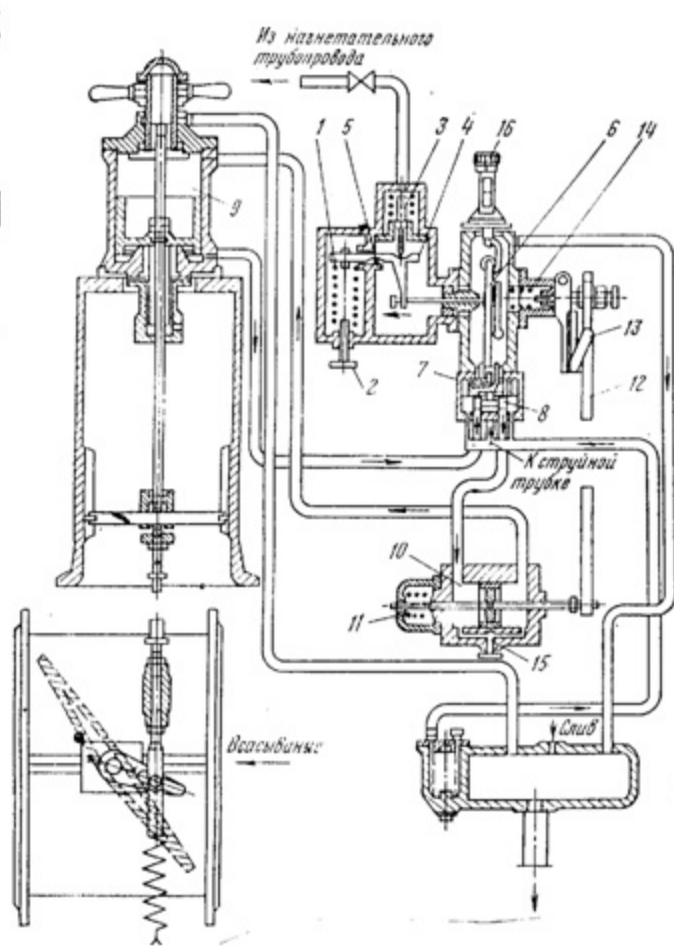


Рис. 69. Регулятор продуктивності відцентрового компресора

На компресорах К-250-61-2 і К-500-61-1 встановлені наступні прилади захисту:

1. Електроконтактні манометри для тиску: повітря на вході і виході, води перед входом в охолоджувач, масла для змащування підшипників і системи регулювання.
2. Електроконтактні термометри для контролю температури: повітря на всмоктуванні і нагнітанні, масла і води.
3. Термометри зі самопишучим мостом для вимірювання і запису температури підшипників.
4. Витратомір для вимірювання кількості повітря, що всмоктується в компресор.
5. Віброапаратура для контролю граничної величини вібрації.
6. Реле осевого зсуву ротора.
7. Вимірювальні прилади і захист електродвигуна.

4.4.4. Охолодження повітря, яке стискається у відцентровому компресорі, може бути зовнішнім (за допомогою виносних проміжних охолоджувачів, які встановлені між групами робочих коліс) і внутрішнім (якщо тепло відводиться від повітря водою, яка циркулює в порожнинах напрямних апаратів або впускається в потік повітря в компресорі).

Практичне значення має зовнішнє охолодження, так як внутрішнє являється конструктивно складним і недостатньо ефективним.

4.4.5. Переваги відцентрових компресорів: велика продуктивність, порівняно малі розміри і маса, можливість застосування швидкохідних двигунів, рівномірна подача стисненого повітря в мережу, рівномірне навантаження на двигун, малі фундаменти, стиснене повітря не має домішок масла, відсутність повітророзподільних клапанів.

Недоліки: невисокий К.К.Д., обмежений тиск, наявність редуктора, можливість стійкої роботи лише в певних межах.

Компресор К-250-61-2 має продуктивність $250 \text{ м}^3/\text{хв.}$, кінцевий тиск $0,9 \text{ МПа}$, частота обертання ротора 10923 об./хв. , синхронний двигун потужністю 1500 кВт з частотою обертання 3000 об./хв.

Компресор К-500-61-1 має відповідно: $525 \text{ м}^3/\text{хв.}$, $0,9 \text{ МПа}$, 7636 об./хв. , 3600 кВт , 3000 об./хв.

Контрольні запитання до теми 4.4:

4.4.1. З чого складається ступінь відцентрового компресора?

- 4.4.2. З чого складається ротор відцентрового компресора?
- 4.4.3. Сутність явища помпажу.
- 4.4.4. Протипомпажний захист відцентрового компресора.
- 4.4.5. Регулювання робочого режиму відцентрового компресора.
- 4.4.6. Охолодження повітря в відцентровому компресорі.
- 4.4.7. Переваги і недоліки відцентрових компресорів.

Тема 4.5. Вимірювальні прилади.

План:

- 4.5.1. Вимоги до контрольно-вимірювальних приладів.
- 4.5.2. Прилади для вимірювання тиску.
- 4.5.3. Прилади для вимірювання температури.
- 4.5.4. Прилади для вимірювання витрати повітря.

4.5.1. Контрольно-вимірювальні прилади повинні забезпечувати візуальний нагляд і при необхідності запис контрольованих величин, подачу попереджувальних сигналів при відхиленні цих величин від заданих границь і відключення компресора в аварійних випадках.

4.5.2. Для вимірювання тиску повітря. Охолоджуючої води і масла застосовуються манометри з запаяною трубкою, розглянуті в розділі 2.

Найбільше розповсюдження знайшли електроконтактні манометри, в яких стрілка при мінімальних і максимальних тисках замикає і розмикає ланки сигнальних пристроїв.

Для електричної дистанційної передачі тиску застосовуються також манометри з індукційними, трансформаторними або реостатними датчиками і з вторинними візуальними або реєструючими приладами.

4.5.3. Для контролю температури повітря, охолоджуючої води, підшипників і масла застосовують манометричні електроконтактні термометри, які представляють собою замкнуту систему, заповнену газом або рідиною. Система складається з термобалона, капілярної трубки і манометра. При нагріванні тиск в системі підвищується пропорційно температурі, тому градуйована в градусах.

Для контролю і запису температури застосовують само пишучі електронні мости в комплекті з термометрами опору, в яких використовується властивість провідникових матеріалів змінювати електричний опір при зміні температури.

Скляні ртутні термометри використовують в якості дублюючих. Вони поміщаються в захисні гільзи, заповнені маслом. Ртутний термометр може бути обладнаний електричними контактами.

4.5.4. Кількість стисненого повітря, яке виробляється компресором вимірюється витратоміром. Найбільше розповсюдження знайшли дифманометри. Вони бувають поплавкові, кільцеві і мембранні. В поплавковому дифманометрі (рис. 70) перепад тиску передається широкому коліну 1, яке приєднане до кільцевої камери. Поплавок 2 зі стержнем 3 через шток 4 передає рух осі 5 і стрілки. Крім двох пускових вентилів 6 і 7 застосовують ще вирівнюючий вентиль 8. Шкала приладу градуйована в кг/год. або м³/год. Діафрагма приладу розміщена на ділянці зі сталим рухом повітря.

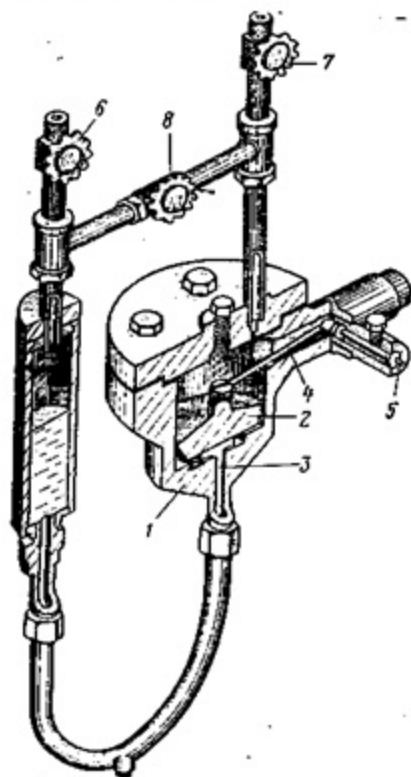


Рис. 70. Дифманометр ДП

Тема 4.6. Фільтри для очистки повітря. Глушники шуму

План:

- 4.6.1. Вимоги до фільтрів.
- 4.6.2. Комірковий фільтр.
- 4.6.3. Самоочисний фільтр.
- 4.6.4. Глушники шуму.

4.6.1. Частинки пилуки, що міститься в повітрі, попадаючи в циліндри поршневих компресорів, викликають передчасне зношування поверхонь тертя, утворення нагару, зниження продуктивності і К. К. Д..

Повітря всмоктується в компресор з сторони найменш освітленої і запиленої, на висоті не менш 3 м. Гранично допустима запиленість $0,5 \text{ мг/м}^3$. Швидкість повітря повинна бути рівномірною по всій поверхні фільтра і не перевищувати 3 м/с. Фільтри можуть бути індивідуальними для кожного компресора і спільними для всієї станції. По будові розрізняють коміркові і самоочисні фільтри.

4.6.2. Комірковий фільтр (рис. 71, а) складається з каркаса 1 з вмонтованими в нього комірками 2, які заповнені пакетами гофрованих металічних сіток, змочених вісциновим маслом. Перед фільтром розміщені шторки 3. З компресором фільтр з'єднаний фланцем 4. Пилука осідає на гофрованих сітках. Очистка фільтра проводиться не рідше одного разу в два місяці. При цьому вони обдуваються стисненим повітрям і промиваються в 10% содовому розчині при температурі $70\text{--}80^\circ\text{C}$ і потім в воді. Після цього занурюються в масло.

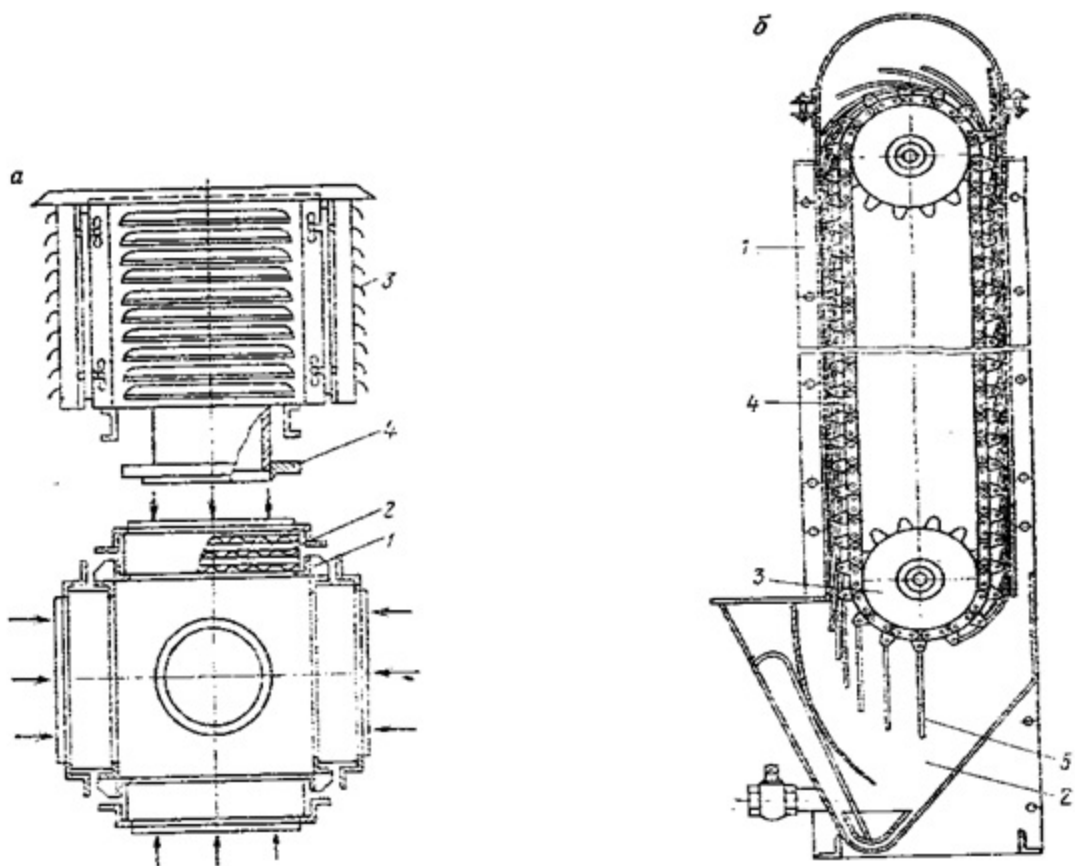


Рис. 71. Фільтри: а – комірковий; б – самоочисний

4.6.3. Самоочисні фільтри бувають різних конструкцій. Самоочисний шторний фільтр (рис. 71, б). На валах розміщені чотири зірочки 3 з двома ланцюгами 4, до яких прикріплені

шторки 5. Швидкість ланцюга 1,5...3,6 мм/хв. Повітря проходить через шторки, повітря очищається від пилюки, а шторки промиваються в масляній ванні.

4.6.4. Глушіння шуму при виході стисненого повітря в атмосферу (пуск, зупинка, ремонтно-налагодочні роботи) проводиться бутово-камерним глушником. В бетонній камері на металічну сітку вкладають два шари каменя, а зверху насипають щебінь. Повітря з компресора проходить по гофрованій трубі в глушник і далі через його вікно в атмосферу.

Контрольні запитання до теми 4.5 і 4.6:

4.5.1. Прилади для вимірювання тиску компресорів.

4.5.2. Прилади для вимірювання температури.

4.5.3. Прилади для вимірювання витрати повітря.

4.6.1. Будова коміркового фільтру.

4.6.2. Будова самоочисного фільтру.

Тема 4.7. Повітропровідна мережа пневматичних установок

План:

4.7.1. Види повітропроводів.

4.7.2. З'єднання повітропроводів.

4.7.3. Прокладка повітропроводів.

4.7.1. Шахтна повітропровідна мережа, по якій транспортується стиснене повітря від компресора до споживачів, представляє собою розгалужену систему повітропроводів. В зв'язку з просуванням гірничих робіт, довжина і конфігурація повітропровідної мережі постійно змінюється.

Повітропровідні мережі включають магістральні і розподільчі повітропроводи. По магістральних повітропроводах стиснене повітря транспортується від компресора до розподільчих пунктів, а по розподільчих – підводиться до споживачів. Для магістральних повітропроводів застосовують сталі газові і безшовні труби загального призначення, для розподільчих – шланги.

4.7.2. Труби між собою, з фасонними частинами і з арматурою з'єднуються за допомогою фланців 1 (рис. 72, а), які впираються в приварені кільця 2, і болтів 3. Для ущільнення застосовується прокладка 4. Прокладки виготовляють з клінгеріту, азбесту, пароніту і маслостійкої гуми. На перших 300 м труби прокладки мають бути вогнетривкими. На поворотах труби вставляють клинове кільце 5 (рис. 72, б). По формі гумові прокладки

можуть бути плоскими (рис. 7, а, б), круглими (рис. 72, в), трикутними (рис. 72, г). Швидкороз'ємні з'єднання (рис. 72, д) складаються з двох штампіваних хомутів 1, з'єднаних за допомогою шарніра 2, клина 3 і прокладки 4.

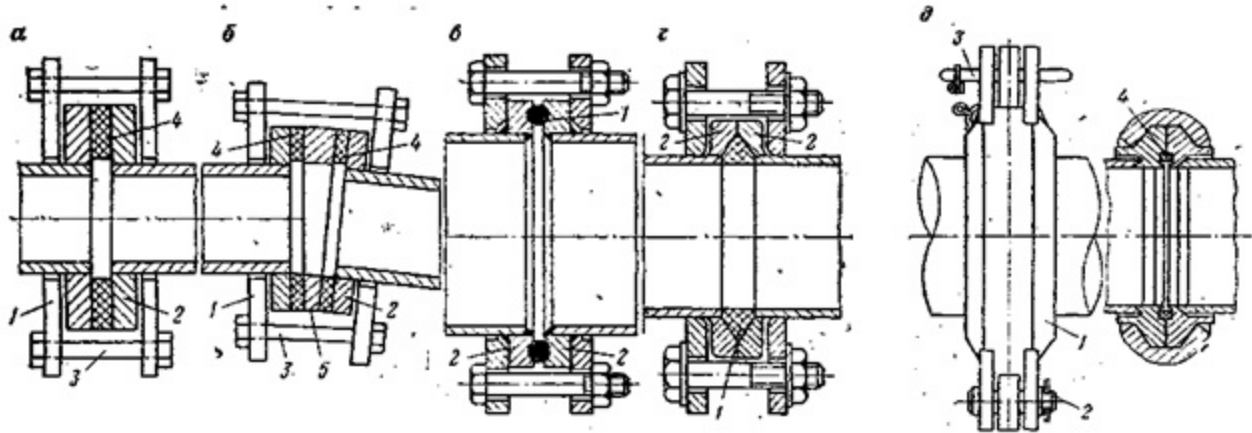


Рис. 72. Фланцеві (а – г) і швидкокороз'ємні (д) з'єднання повітропроводів

Для з'єднання шлангів використовують металічні наконечники – штуцери. Використовують з'єднання: муфтами, накидною гайкою, клинове. В точках приєднання застосовують самозапірні клапани або крани. До споживачів шланги приєднуються за допомогою ніпелів і накидних гайок.

4.7.3. Повітропроводи повинні прокладатися так, щоб не перешкоджати транспортним операціям і були доступні для нагляду і ремонту. На поверхні шахти повітропровід прокладається або в траншеях глибиною 1,5 м, або на бетонних чи металічних опорах. Через кожні 200...250 м встановлюють компенсатори. Прокладка і кріплення труб в стволі проводять так само як і водовідливних. По квершлагах і штреках повітропроводи прокладають зі сторони ходового відділення. Для збирання і усунення конденсату в найнижчих місцях встановлюють масловідділювачі з манометрами.

На рис. 73 показані пристрої для кріплення повітропроводів в горизонтальних і похилих виробках.

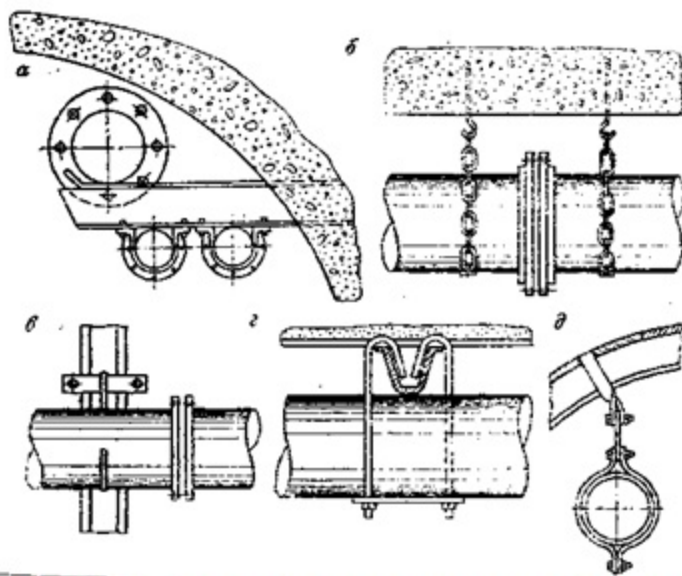


Рис. 73. Кріплення повітропроводів в горизонтальних і похилих виробках

Опори під трубопроводи розміщують на відстані 300...400 мм від з'єднань, так щоби труба мала не менше двох опор. Відстань між опорами залежить від діаметра труби при $d=100$ мм – 4 м; 150 мм – 5 м; 200 мм – 6,5 м; 250 мм – 7 м; 300 мм – 8 м; 350 мм – 10 м.

В лавах і підготовчих виробках прокладають магістральні шланги діаметром 50...62 мм, довжина ділянок 15...20 м. Від магістрального шлангу відходять шланги споживачів діаметром 16...25 мм довжиною не більше 20 м.

4.7.1. З'єднання повітропроводів.

4.7.2. Кріплення повітропроводів.

Тема 4.8. Ремонт і експлуатація пневматичних установок.

План:

4.8.1. Монтаж і обкатка компресорів.

4.8.2. Експлуатація пневматичних установок.

4.8.3. Ремонт пневматичних установок.

4.8.1. Монтаж установки складається з влаштування фундаментів під машину і арматуру, встановлення компресорів, двигунів і апаратури, прокладки повітропроводів.

По закінченні монтажу приступають до його обкатки при знятих клапанах. Після 5 хв. роботи перевіряють температуру робочих поверхонь, яка не повинна перевищувати 45°C . Пізніше запускають компресор на 20 хв. і 1 год. Після цього встановлюють клапани і продувають 15...20 хв.

Випробовування компресора проводять спочатку 10...15 хв., подаючи повітря в атмосферу. При цьому перевіряють: тиск в трубопроводах змазки, подачу води, роботу клапанів, характер шумів в кривошипно-шатунному механізмі, пропускання повітря через сальники. Далі, піднімають поступово тиск до 0,03 МПа, працюючи 30 хв., до 0,5 МПа і працюють 1 год. і до 0,7 МПа, працюючи 2 год. При цьому температура повітря на виході не повинна перевищувати 170°C , а робочих поверхонь - 60°C . Якщо не виявлено ніяких дефектів, запускають компресор на 24 год. Після цього підтягують кріплення, усувають дефекти, замінюють відпрацьоване масло, промиваючи бак.

4.8.2. Експлуатація пневматичної установки проводиться під керівництвом головного механіка шахти. Обслуговується установка машиністами, що пройшли спеціальне навчання. При роботі машиніст повинен керуватися інструкцією в якій вказані його обов'язки (приймання і здача зміни, пуск і зупинка компресора, нагляд за роботою, за надходженням масла і води, спуск конденсату з проміжних охолоджувачів і повітрозбірників і т. п.).

Машиніст зобов'язаний призупинити пуск компресора і викликати механіка якщо: відчуються поштовхи і удари; амперметр показує великі коливання струму; припинилась подача води, або вода нагрілася вище норми; підвищується нагрів деяких частин установки; манометр показує високий тиск і при цьому не спрацьовує ні регулятор тиску, ні запобіжний клапан; відчувається запах паленого або гуми.

На компресорній станції повинна бути наступна документація:

- схема повітропроводів, трубопроводів води і масла;
- інструкція по обслуговуванню компресорних установок;
- журнал обліку роботи компресорів;
- журнал обліку ремонтів компресорів;
- журнал перевірки знань обслуговуючого персоналу;

- графік планово-попереджувального ремонту;
- паспорти всіх посудин, що знаходяться під тиском;
- паспорт-сертифікат компресорного масла.

До ремонтного журналу додають акти очистки напірних комунікацій і фільтрів.

Якщо якість води не відповідає вимогам, необхідно використовувати фільтри і відстійники, застосовувати хімічну, ультразвукову або електромагнітну обробку.

Для змащування поверхонь застосовують мінеральні масла. Масло повинно добре утримуватися на поверхнях тертя і заповнювати нерівності, не змінювати своїх властивостей при підвищенні температури, не мати домішок кислот, води, твердих частинок. Термін служби масла – 2...2,5 тис. год.

Для безпечної експлуатації компресорів, необхідно не рідше 1 разу в 6 місяців очищати від нагару напірні комунікації.

4.8.3. Терміни планово-попереджувальних ремонтів встановлюють в залежності від стану установки, умов роботи, якості окремих деталей і т. д.

Під час ремонтного огляду промивають гнізда і платини клапанів, перевіряють роботу охолоджуючої системи, сальників, фільтра. Запобіжних клапанів, регулятора тиску і змащувальної системи, виявляють стан поршневих кілець, підтягують болти корінних підшипників і повзуна, випускають воду і масло з повітрозбірника.

Під час текучого ремонту, обладнання частково розбирають заміняють зношені деталі з виконанням робіт ремонтного огляду. Промивають циліндр і клапанні коробки; заміняють, при потребі, клапани поршневі кільця, сальникові ущільнення; знімають грязь і накип з поверхонь охолодження; очищають фільтри, запобіжний клапан; перевіряють змащувальну систему; підтягують болти.

Під час капітального ремонту компресорів виконують повний об'єм текучого ремонту, крім цього розбирають компресор і заміняють зношені деталі. При необхідності, проводять ремонт двигунів, розточку циліндрів, заміну поршнів і кілець.

Контрольні запитання до теми 4.8:

- 4.8.1. Обкатка поршневих компресорів.
- 4.8.2. Обов'язки машиніста пневматичних установок.
- 4.8.3. Яка документація повинна бути на компресорній станції?
- 4.8.4. Які операції проводять при ремонтному огляді?
- 4.8.5. Які роботи проводять при текучому ремонті?
- 4.8.6. Які роботи проводять при капітальному ремонті?

Тема 4.9 Проектування пневматичних установок

План:

- 4.9.1. Визначення продуктивності компресорної станції.
- 4.9.2. Вибір числа і типу компресорів.
- 4.9.3. Визначення тиску стисненого повітря на виході компресорної станції.
- 4.9.4. Розрахунок повітропровідної мережі.

4.9.5. Визначення техніко-економічних показників.

4.9.1. Продуктивність компресорної станції визначається як сума витрат стисненого повітря в найбільш завантажений період доби і витрат через нещільності в магістральному трубопроводі і в місцях приєднань

$$V_{к.с.} = k_p k_o \sum_{i=1}^z n_{ni} V_{ni} k_{zn_i} k_{z_i} + V_{ем} l + V_{np} n_{np}, \quad (74)$$

де $k_p = 1,05 \dots 1,1$ – коефіцієнт резерву продуктивності; k_o – середньозважений коефіцієнт одночасної роботи (визначається за рис. 74); i, z – номер групи і число груп однотипних споживачів; n_n – число однотипних споживачів; V_n – номінальна витрата повітря одним споживачем; $k_{zn} = 1,15 \dots 1,2$ – коефіцієнт, який враховує збільшення витрати повітря в зв'язку зі зношуванням споживачів; k_z – коефіцієнт завантаження, для комбайнів і їх лебідок, бурильних і відбійних молотків, бурильних станків, гіровозів – 1, породонавантажувальних машин – 0,25, вентиляторів місцевого провітрювання – 0,7, маневрових лебідок – 0,8; $V_{ем} = 3 \dots 4 \text{ м}^3/\text{хв.}$ – допустимі втрати через нещільності на 1 км трубопроводу; l – довжина магістрального трубопроводу; V_{np} – допустимі втрати в місцях приєднань n_{np} – число приєднань. Коефіцієнт включення визначається за формулою

$$k_g = \frac{\sum_{i=1}^z V_{cp,i}}{\sum_{i=1}^z V_{max,i}} = \frac{\sum_{i=1}^z n_{ni} V_{ni} k_{zn_i} k_{z_i} k_{g,i}}{\sum_{i=1}^z n_{ni} V_{ni} k_{zn_i} k_{z_i}}, \quad (75)$$

де коефіцієнт включення для комбайнів, їх лебідок і вентиляторів місцевого провітрювання дорівнює 1; для бурильних молотків – 0,65; для бурильних станків – 0,5; для породонавантажувальних машин і відбійних молотків – 0,4; для гіровозів – 0,3; для маневрових лебідок – 0,05.

2. Вибір типу і числа компресорів проводиться в залежності від $V_{к.с.}$ при продуктивності 200...500 м³/хв. приймають поршневі компресори 4М10-100/8, при 500...1000 м³/хв. – відцентрові компресори К-250, при більшій продуктивності К-500.

Число резервних компресорів приймають: на 1-3 працюючих – 1, на 4-6 працюючих – 2.

4.9.3. Тиск стисненого повітря біля компресорної станції $p_{к.с.}$ визначається як сума тиску біля споживачів і втрат тиску в трубопроводі і шлангах.

$$p_{к.с.} = p_n + \Delta p_m l + \Delta p_{ш}, \quad (76)$$

де $p_n = 0,5$ МПа – надлишковий тиск біля споживачів; $\Delta p_m = 0,03$ МПа/км – втрати тиску в трубопроводі; $\Delta p_{ш} = 0,03$ МПа сумарні втрати тиску в шлангах.

4.9.4. У відповідності зі схемою розробки родовища складають схему повітропровідної мережі, розбиваючи її на окремі ділянки. На схему наносять фактичні довжини ділянок $l_{ф.}$ розрахункова довжина $l_p = 1,1 l_{ф.}$

По формулі (1) визначають витрату повітря на кожній ділянці.

По номограмі (рис. 75, а) визначають оптимальні діаметри труб d_{opt} , а потім вибирають стандартні труби. По номограмі (рис. 75, б) визначають оптимальні питомі втрати тиску Δp_{opt} (МПа/км) для всіх ділянок трубопроводу. Оптимальні втрати тиску на ділянках

$$\Delta p_{opt} = \Delta p_{шт} l_p$$

На всіх ділянках труби визначають швидкість руху повітря за формулою

$$v = \frac{4\rho_0 V}{60\pi d^2 \rho_{cp}} \quad (77)$$

де $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря для нормальних умов; V – витрата повітря для нормальних умов, $\text{м}^3/\text{хв.}$; ρ_{cp} – середня густина стисненого повітря, кг/м^3 ; d – внутрішній діаметр труби, м.

Втрати тиску по довжині визначають за формулою

$$\Delta p = \lambda \frac{l_p v^2}{2d} \rho_{cp} \quad (78)$$

де $\lambda = 0,0334$ – коефіцієнт гідравлічного тертя

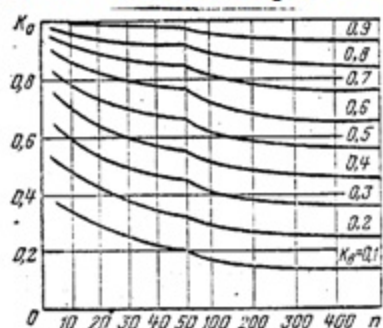


Рис. 74. Коефіцієнт одночасної роботи

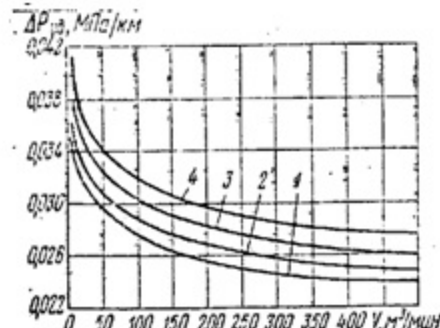
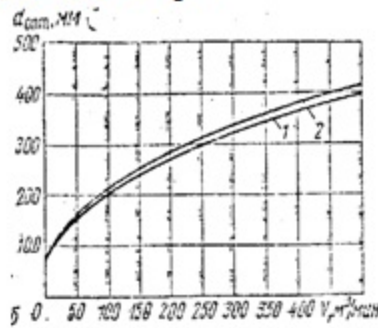


Рис. 75. Номограми для розрахунку повітропроводів:

а – (1) – для $p_{х.с.} = 0,7 \text{ МПа}$, (2) – для $0,5 \text{ МПа}$;

б – (1) – для $0,7 \text{ МПа}$, (2) – $0,6 \text{ МПа}$, (3) – $0,5 \text{ МПа}$, (4) –

$0,4 \text{ МПа}$

Після цього сумують втрати тиску на всіх ділянках і додають втрати в шлангах $0,03 \text{ МПа}$ і встановлюють тиск на виході компресорної станції.

4.9.5. Основними техніко-економічними показниками являються витрата повітря на 1 т вугілля, витрата електроенергії на 1 м^3 повітря і на 1 т вугілля, вартість 1 м^3 повітря.

Річна виробіток стисненого повітря

$$V_p = 60 V_{\text{с.н.}} n_2 n_d \quad (79)$$

де n_2 і n_d – число годин роботи компресора в добу і днів в році.

Річна витрата електроенергії

$$W_p = k \frac{\Sigma N}{\eta_d \eta_m} n_2 n_d \quad (80)$$

де $k = 1,02...1,04$ – коефіцієнт, який враховує витрати електроенергії на подачу охолоджуючої води і допоміжні потреби; ΣN – сумарна розрахункова потужність двигунів, які працюють одночасно, кВт; $\eta_{\partial} = 0,85...0,9$ – К.К.Д. двигуна, $\eta_{\text{м}} = 0,95$ – К.К.Д. електромережі.

Тема 4.10. Охорона навколишнього середовища під час експлуатації пневматичних установок

План:

4.10.1. Джерела шуму пневматичних установок.

4.10.2. Способи зниження шуму.

4.10.3. Глушники шуму.

4.10.1. Робота поршневих і особливо відцентрових компресорів супроводжується інтенсивним шумом високої частоти. Основними джерелами шуму являються всмоктувальні камери (110...115 дБ), випускний трубопровід під час роботи компресора в атмосферу (120...130 дБ) і компресорний агрегат: редуктор, корпус компресора, електродвигун, охолоджувачі. Загальний рівень шуму в машинному залі, який не обладнано шумозахистними приладами, може досягати 100...105 дБ (допускається 85 дБ).

4.10.2. Зниження шуму компресорного агрегату досягається звукоізоляцією основних джерел шуму. Трубопровід облицьовують звукопоглинаючим матеріалом (піском чи азбестом), проміжні охолоджувачі покривають матами зі скловати.

В поршневих компресорах шум знижується при застосуванні прямоочних клапанів, тиристорних випрямлячів в якості збуджувачів.

В машинному залі відділяють суцільною підлогою нижню площадку від верхньої, облицьовують стіни шумопоглинаючими плитами. Кабіна ізолюється від оператора.

4.10.3. Зниження шуму всмоктування відцентрового компресора досягається встановленням перед фільтром глушника збірної конструкції, який складається з 6...7 розміщених паралельно звукопоглинаючих секцій, між якими проходить повітря. Секція представляє собою жорсткий каркас, всередині якого розміщено мат з тонкого скловолна.

Глушіння шуму під час виходу повітря в атмосферу здійснюється побутово-камерним глушником. Він складається з бетонної камери, в середині якої на металічних сітках покладено 2 шари каменю. Зверху насипано шар щебеню товщиною 0,7 м. Повітря в глушник надходить по перфорованій трубі і виходить через вікна у верхній частині.

Контрольні питання до теми 4.10:

4.10.1. Який допустимий рівень шуму в машинному залі пневматичних установок?

1. 95 дБ; 2. 85 дБ; 3. 65 дБ.

4.10.2. Які існують способи зниження шуму?

4.10.3. Види глушників шуму.