



KAPITEL 3 / CHAPTER 3³
**JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF HYDRODYNAMIC
CONDITIONERS FOR DEEP MINES**

DOI: 10.30890/2709-2313.2025-42-03-020

Вступ

Актуальність теми дослідження зумовлена тим, що більшість вугільних і рудникових шахт України до 2040 року досягнуть горизонтів розробки 1,5 тисячі метрів, де температура порід перевищує 45°C, від яких і від техніки повітря в гірничих виробках буде нагріватися вище 50°C. Відомо, що рудникове повітря в шахтах має охолоджуватися до 26°C і очищуватися від пилу до санітарних норм. Існуючі системи централізованого охолодження повітря в шахтах через велику глибину та протяжність гірничих виробок не забезпечують необхідної температури у вибоях. До того ж, нажаль, досі недостатньо науково-технічних розробок для обґрунтування параметрів машин кондиціонерів, особливо гідродинамічних, для вирішення проблем безпеки праці шахтарів за негативними факторами якості шахтного повітря.

Наведене вище вимагає сформулювати і вирішити проблему з обґрунтування характеристик машин гідродинамічного кондиціонування рудникового повітря на робочих місцях гірників глибоких шахт. Про це свідчать також результати аналізу інформаційних наукових джерел, як вітчизняних, так і зарубіжних ресурсів за даною тематикою дослідження.

Поряд з певними практичними успіхами, досягнутими у розробці кондиціонерів для боротьби з пилом в глибоких шахтах шляхом водяного зрошення, залишається ще проблема ефективного охолодження повітря в гірничих виробках. У зв'язку з цим виникає необхідність аналітичного опису комплексного процесу зрошення рудникового повітря і порід, при якому повітря одночасно очищується та охолоджується водою. За попередніми дослідженнями

³*Authors: Gogo Volodymyr, Kalynychenko Valerii*

Number of characters: 24822

Author's sheets: 0,62



означений процес буде ефективно здійснюватися в гідродинамічних кондиціонерах. Для цього необхідно обґрунтувати параметри та загальні технічні характеристики і розробити конструкції таких машин, що здатні створювати складний процес поєднаного знепилювання і охолодження шахтного повітря холодною водою в контактній взаємодії середовищ.

Проведені попередні дослідження показали, що поєднання спільного знепилювання та охолодження шахтного повітря має вирішуватися на основі використання гідравлічних ефектів імпульсних хвильових потоків з термодинамікою обміну і переносу мас між компонентами суміші. Встановлено що, використовуючи воду з пожежної системи шахти у замкненому циклі з початковою температурою від 5°C до 20°C у спеціальних ежекторах, можна створити гідродинамічний модуль кондиціонера прийнятої теплової потужності, на основі якого розробити серію локальних кондиціонерів з необхідною потужністю охолодження повітря нижче 26°C. У цьому напрямку нами запропоновано модульну компоновку машини шахтного кондиціонера для локальних зон робочих місць гірників у глибоких вугільних шахтах, наприклад вибоях, з модульною потужністю 10 кВт, що вимагає обґрунтування параметрів та можливих схем означеного модуля.

Передбачається, що на основі розширеного дослідження закономірностей диспергування ежектором води на краплі в кондиціонері та дії крапель на запилене тепле повітря будуть отримані функціональні та параметричні характеристики, які необхідні для створення модуля кондиціонера.

Актуальність вищезазначеного сформувала наукове завдання щодо обґрунтування конструкції машини і параметрів гідродинамічного модуля кондиціонера, як основи для проектування універсального засобу покращення якості рудникового повітря за показниками запиленості і температури для безпечної праці шахтарів у глибоких вугільних шахтах.

Аналіз джерел інформації та наукова сутність проблеми

На основі аналізу наукових джерел інформації з даної теми було зроблено висновок, що основними засобами кондиціонування шахтного повітря в шахтах



є потужні (понад 100 кВт) та дорогі кондиціонери. У роботі [1] акцент робиться на тому, що охолодження шахтного повітря за рахунок головної вентиляції шахти залишає невирішеним питання кондиціонування повітря в тупикових локальних зонах шахтних виробок, де важко забезпечити рух вентиляційних потоків. Це також є предметом дослідження [2], в якій пропонується здійснювати аерологічний контроль вентиляції в шахтних виробках з метою забезпечення необхідної якості повітря. Але таке важко зробити через об'єктивні труднощі, пов'язані з великою протяжністю шахтних виробок, в яких швидкість руху повітря зменшується. Тому в роботі [3] для нормалізації якості шахтного повітря пропонуються кондиціонери для певних виробничих зон. Однак у цьому випадку виникають труднощі, пов'язані з їх розташуванням в обмеженому просторі виробок. Кондиціонери, що є на шахтах, мають великі габарити та потужності, а серійне виробництво малих габаритів потужністю до 10 кВт не вигідне для виробника. Варіантом подолання цих труднощів могли б бути кондиціонери, побудовані за схемами, запропонованими в [4] та [5], але їхні пропозиції важко реалізувати в умовах шахти через високий робочий тиск у кондиціонерах та специфічні використовувані холодоагенти. Можливе вирішення проблеми запропоновано в дослідженні [6], де рекомендовано схеми із форсунковими зрошувачами води низького тиску для нормалізації теплового режиму в підземних виробках.

Однак існує низка труднощів щодо такого відкритого зрошувального кондиціонування повітря в гірничих виробках, пов'язані із зволоженням повітря у виробці, що негативно впливає на гірський масив та обладнання. Як висновок, у роботі [7] наголошується, що вирішення проблеми кондиціонування повітря в шахтах залежить від умов та типу використовуваних установок, а також від процесів охолодження, що реалізуються в певних місцевих умовах.

Отже, за нашим висновком, наукова сутність розв'язуваної проблеми полягає в створенні в одній машині гідравлічного кондиціонера комплексної інтеграції процесів охолодження і очищення рудникового повітря від пилу та обґрунтуванні параметрів для робочих зон вугільних шахт. Водночас для цього



необхідно також вирішити питання, пов'язані із конструкціями та схемами компонування гідродинамічного кондиціонера для місцевих умов шахт. Означене дає підстави для конкретизації дослідження, що має бути спрямоване на створенні машини на основі загального ежекторного модуля гідравлічного кондиціонера із базовою енергетичною потужністю в 10 кВт для роботи в конкретних умовах глибоких вугільних шахт.

Мета і завдання дослідження

Метою дослідження є обґрунтування конструкції і характеристики машини гідравлічного кондиціонера на основі ежекторного модуля енергетичною потужністю 10 кВт, як основи для розробки комплексної автономної установки охолодження та очищення шахтного повітря в умовах локальних робочих зон глибоких вугільних шахт.

Досягнення мети вимагає виконати такі наукові завдання: обґрунтувати конструкцію машини гідродинамічного кондиціонера та дослідити її математичну модель, провести експериментальні дослідження з ежекторним водяним модулем; визначити особливості розробки автономного гідравлічного кондиціонера необхідної потужності на основі запропонованих потужностей ежекторних модулів для визначених умов шахт.

Методи дослідження

Загальні методи дослідження базуються на системному підході до аналізу гідродинамічних та термодинамічних процесів, що відбуваються в кондиціонері. Аналітично розроблено і проаналізовано математичну модель процесу взаємодії крапель води, пилу та теплообміну в потоці повітря під час його очищення і охолодження. Застосовано комплексне комп'ютерне моделювання досліджуваних процесів, що засноване на принципах гідромеханіки та термодинаміки.

Для уточнення теоретичних залежностей було проведено експериментальні дослідження на лабораторних установках з використанням стандартного вимірювального обладнання та відповідні методи обробки даних.

Обробку даних виконано методами математичної статистики і теорії



стохастичних процесів для узагальнення уявлень про охолодження шахтного повітря та уловлювання частинок пилу краплями води в модулі гідравлічного кондиціонера та в загальному робочому об'ємі машини.

Результати дослідження щодо конструкції машини гідравлічного кондиціонера на основі ежекторного водяного модуля

На етапі попередніх досліджень щодо конструкції машини гідравлічного кондиціонера і визначення умов кондиціонування повітря крапельною водою, а також розробки фізико-математичної моделі процесу було проведено дослідження динаміки змішаного потоку крапель, пилу та повітря. На основі вивчення змін у структурах повітряно-пилових потоків, отриманих за допомогою високошвидкісних відеокadrів та оброблення їх комп'ютерною програмою, було визначено фрактальну побудову суміші крапель, пилу і повітря в досліджуваному об'ємі потоку в кондиціонері.

Для обґрунтування математичної моделі та подальшого аналітичного дослідження гідравлічного кондиціонування повітря було проведено комп'ютерну обробку кінокадрів запиленого повітряно-крапельного потоку з початковою температурою 40°C. Це дозволило обґрунтувати його структуру у вигляді фракталів, що простежувалось на послідовних фотозображеннях. Такий склад суміші крапель та пилу в повітряному потоці дозволив математично описати переходи станів системи "тепле повітря - краплі - пил" у систему "охолоджене повітря - краплі - пил", що адекватно процесу гідравлічного кондиціонування повітря, тобто його охолодження та видалення з нього пилу.

У модельних композиціях фракталів враховувалися випадкові коливання потоку згідно із "стоп-кадром" потоку. Фрактальне структурування потоку дозволило отримати аналітичний вираз для визначення граничної маси краплі води (M), яка здатна поглинати частинки пилу, в такому вигляді:

$$M = m_0 \left(\sum_i^N 2^i k_S^{(N+2)-1} + (2^N - 1)(k_S^2 + 1) + 1 \right), \quad (1)$$

де k – масовий коефіцієнт для i -го кроку злиття краплі і пилини;

N – кількість кроків (злиттів);



m_0 – початкова маса краплі води.

Досліджуваний фрактал структури пилово-крапельного потоку повітря вважався бінарним, тому одна крапля захоплювала лише одну або дві пилові частинки, не порушуючи модель фрактальної структури потоку.

У такій математичній моделі захоплення пилової частинки краплею води передбачалося, що проникнення пилової частинки в краплю відбувається з імпульсним хвильовим рухом, зумовленим коливаннями тиску в потоці. У ній власні коливання крапель і пилових частинок не впливали один на одного. Водночас ми вважаємо, що процеси їх злиття залежать від коливань тиску в суміші вздовж довжини потоку в камері кондиціонера.

При описі динаміки взаємодії краплі та пилової частинки використовується аналітичний зв'язок основних параметрів узагальненої складової потоку, який враховує частоти власних коливань та хвильовий характер їх рухів у просторі у такому вигляді:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \gamma \frac{dx}{dt} = 0; \quad \frac{d^2x}{dt^2} + \gamma \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 x = 0, \quad (2)$$

де x – координата руху компонента (пилу та крапель) вздовж осі x ;

γ – коефіцієнт пропорційності, який утворюється параметрами двох тіл (пилу та крапель) та характеристиками потоку;

ω_0 – власна циклічна частота коливань компонента потоку.

Розв'язком рівняння (2) є вираз:

$$x(t) = x_0 e^{-\varepsilon t} \left(\frac{1}{\omega} (1 + \varepsilon) \sin \omega t + \cos \omega t \right). \quad (3)$$

Аналіз рівняння (3) дозволяє визначити, що за слабких коливань частинок потоку експоненту (εt) можна вважати постійною протягом одного циклу коливань.

За цього припущення другим членом у рівнянні (3) можна знехтувати, і тоді повна енергія компонента дорівнює:

$$E(t) = E_0 e^{-\varepsilon t}, \quad (4)$$

де $E(t)$ – повна енергія компонента в хвильовому процесі (сума кінетичної



та потенційної енергії краплі та пилю) для заданого моменту часу;

E_0 – початкова енергія компонента.

Отже, повна енергія компонента в хвильовому процесі становитиме:

$$E(t) = \frac{m}{2} \left[\left(\frac{dx}{dt} \right)^2 + \omega_0^2 x^2 \right], \quad (5)$$

де m – маса компонента потоку (крапель та пилю).

Початкова енергія компонента потоку задається формулою:

$$E_0 = \frac{m}{4} (\omega^2 + \omega_0^2) (c_1^2 + c_2^2),$$

(6)

де ω – циклічна частота коливань компонента потоку; c_1 та c_2 – константи.

Враховуючи, що $\omega = 2\pi\nu$, тоді частота коливань компонента дорівнюватиме:

$$\nu = \nu_0 e^{\frac{-\gamma d_0}{V}}, \quad (7)$$

де d_0 – діаметр компонента до зіткнення з іншими компонентами;

V – лінійна швидкість компонента (дорівнює швидкості потоку).

Приймаємо умову, що спочатку в потоці створюється двовимірне хвильове збурення у вигляді імпульсу тиску P в потоці.

Граничні умови збурення в досліджуваному об'ємі потоку:

$$\tilde{\delta}(t_0) = \tilde{\delta}_0; \quad P_0 = P(t_0, x_0),$$

де t_0 – час початку відліку імпульсів вздовж координати (x); P_0 – початковий тиск в потоці.

Ми вважаємо, що потік ідеальний, а в лагранжевих змінних він характеризується системою рівнянь у скороченій формі:

$$\frac{\partial P_\alpha}{\partial t} = \frac{C_\alpha \rho_\alpha T_\alpha}{1 - \alpha_{\tilde{A}}} \left[\frac{3\alpha_{\tilde{A}}}{\alpha_\alpha} w + \left(\frac{\alpha_{\tilde{A}}}{J} + \frac{\rho_\alpha}{J^2 \rho_{\alpha 0}} \right) \frac{\partial J}{\partial t} \right]; \quad (8)$$

$$w_A = \frac{P_{\tilde{A}} - P_\alpha}{T_\alpha \rho_\alpha C_\alpha \sqrt[3]{\alpha_{\tilde{A}}}} w_R; \quad (9)$$

$$\frac{\partial w_R}{\partial t} = \frac{1}{a} \left(\frac{P_{\tilde{A}} - P_\alpha}{\rho_\alpha} - 1,5 \alpha_{\tilde{A}} w_R^2 - 4 v_\alpha \frac{w_R}{\alpha_\alpha} \right), \quad (10)$$



де ρ – густина суміші потоку; P_A – тиск у потоці; ω – радіальна швидкість крапель; J – якобіан переходу від лагранжіана до ейлеревих змінних; C – питома теплоємність рідини; a – середній радіус фазової області; α – відносний об'ємний вміст фаз; g – індекс рідини; G – індекс газу.

Розв'язок рівнянь теплопередачі дає аналітичну залежність для знаходження кінцевої температури повітря (газу) на виході з кондиціонера у такому вигляді:

$$T_{\Gamma} = T_0 - \frac{1}{C_p} \left\{ \frac{V_{\Gamma}^2}{2} + \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \int_0^{\infty} [CT(m) - CT_0 + \frac{V^2(m)}{2}] g(m) dm \right\}. \quad (11)$$

Система рівнянь (8-11) та рівняння розв'язуються числовими методами в програмній реалізації, наприклад, MathCAD, та надають ілюстрацію ефектів не лінійності параметрів, зокрема, еволюції імпульсу хвилі тиску в потоці, у такому вигляді:

$$P(t, x) = P_0 - P^* \exp(-\varepsilon), \quad (12)$$

де P_0 – початковий тиск (на початковій ділянці); P^* – амплітуда імпульсу тиску; ε – показник тривалості імпульсу, що дорівнює:

$$\varepsilon = (t - 0,5t^*) t_0^{-1}, \quad (13)$$

де t – координатний час; t^* – тривалість імпульсу тиску; t_0 – характерна тривалість початкового імпульсу тиску.

Рівняння (1-13) визначають імпульсно-хвильовий стан крапель і частинок пилу в потоці повітря та відображають умову, що миттєві ефективні радіуси крапель у процесі їхньої дії на частинки пилу мають змінюватися за прийнятою залежністю, а саме:

$$R_k(t) = R_{k0} + \Delta_k f(t); \quad \Delta_k (R_{k0})^{-1} \ll 1, \quad (14)$$

де $R_k(t)$ – миттєвий радіус краплі; R_{k0} – незбурений радіус краплі; Δk – амплітуда коливань краплі в ефективному об'ємі компонента потоку; $f(t)$ – функція пульсації краплі, яка залежить від часу.

Природно, що під час імпульсно-хвильового руху компонентів потоку в ньому виникають області, в яких краплі та частинки пилу також рухаються протилежно напрямку основного руху потоку. Це важливий ефект для



захоплення частинок пилу краплями та охолодження повітря в кондиціонері, оскільки такий рух збільшує частоту зіткнень між краплями і частинками пилу, а також час, який краплі діють на тепле повітря для його охолодження. На цій підставі правомірно прийняти, що, використовуючи умови (14), отримуємо циклічну частоту пульсацій:

$$\omega = \left\{ (R_{Ai}^2 - R_{MO}^2)^{-1} \left[3Ag(n_A - n_M) + \frac{2\sigma[R_{MO}(3n_A - 1) + R_{Ai}(1 - 3n_M)]}{\rho_w R_{Ai} R_{MO}} \right] \right\}^{1/2}, \quad (15)$$

де ω – циклічна частота пульсацій у потоці; R_{Ai} , R_{If} – початкові радіуси великих та малих крапель води; n_A , n_M – відповідно відносні кількості великих та малих крапель; A – параметр, що залежить від координати частинки в потоці; σ – коефіцієнт поверхневого натягу крапельної води (рідини).

Пружні властивості запиленого крапельно-повітряного потоку забезпечують необхідні пульсації тиску, а відповідно, і процес занурення (поглинання) пилових частинок у краплі. Пульсації тиску в потоці мають створюватися спеціально розробленими модульними багатокамерними водяними повітряними ежекторами.

Отже, аналітична частина дослідження, побудована на фрактальних моделях, отриманих з експериментальних фотоматеріалів, дозволяє стверджувати, що для пилових частинок і крапель у потоці повітря можливе створення частотних коливань тиску, які підвищують ефективність введення пилових частинок у краплі, тобто процесу гідрознепилювання. Водночас також передбачається, що охолодження повітря покращиться завдяки збільшенню часу імпульсно-хвильового руху крапель в об'ємі кондиціонера.

Для перевірки цих тверджень було проведено експериментальні дослідження, узагальнення результатів яких дозволяє обґрунтувати параметри та конструкцію машини і необхідного модуля гідродинамічного кондиціонера для необхідних умов шахти. Експерименти проводилися в лабораторії гідромеханіки ДонНТУ (м. Покровськ, Україна).

Експериментально підтверджено, що імпульсно-хвильовий рух запиленої повітряно-крапельної суміші у фіксованому об'ємі потоку дозволяє суттєво



підвищити ефективність процесу поглинання пилу краплями води і охолодження повітря, а отже його кондиціонування на основі машин з багатокамерними ежекторами.

На рисунку 1 наведено експериментальні залежності поширення імпульсів тиску у досліджуваному об'ємі повітряного потоку вздовж його довжини, які дозволяють обґрунтувати необхідну довжину модуля гідродинамічного кондиціонера повітря.

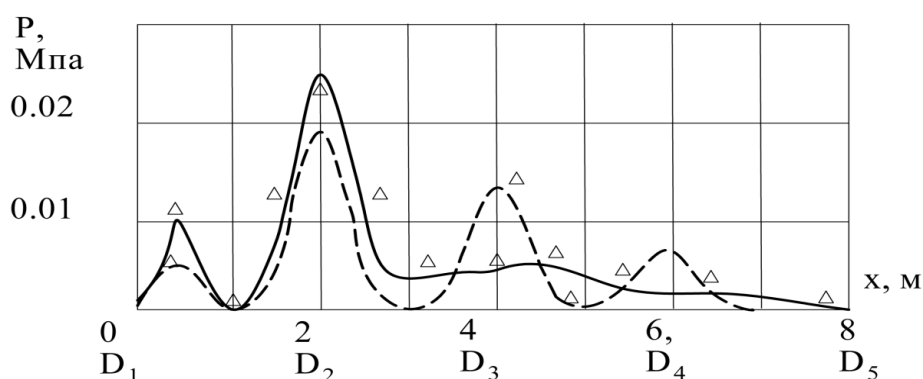


Рисунок 1 – Графічна інтерпретація поширення імпульсу тиску в робочому об'ємі потоку вздовж довжини: D1, D2, - датчики тиску в потоці ежектора

Отже, для подальшої розробки конструкції машини з імпульсно-хвильовим рухом запиленого повітряно-крапельного потоку та коригування розрахункових параметрів було розроблено і випробувано багатокамерний ежектор [8, 9], з яким проводилися експерименти зі створення імпульсно-хвильового гідродинамічного знепилювання та охолодження повітря, і який є основою модуля для машини кондиціонера.

Обґрунтування конструкції машини гідродинамічного кондиціонера

Аналітичні та експериментальні дослідження дозволили обґрунтувати конструкцію машини гідравлічного шахтного кондиціонера на основі ежекторного модуля з багатокамерними водяними каналами за схемо, що наведена на рис. 2.

Вода під тиском подається в змішувальну частину 3 камери ежектора 1 або за рахунок стиснутого повітря з труби 6, унаслідок чого газорідинна суміш

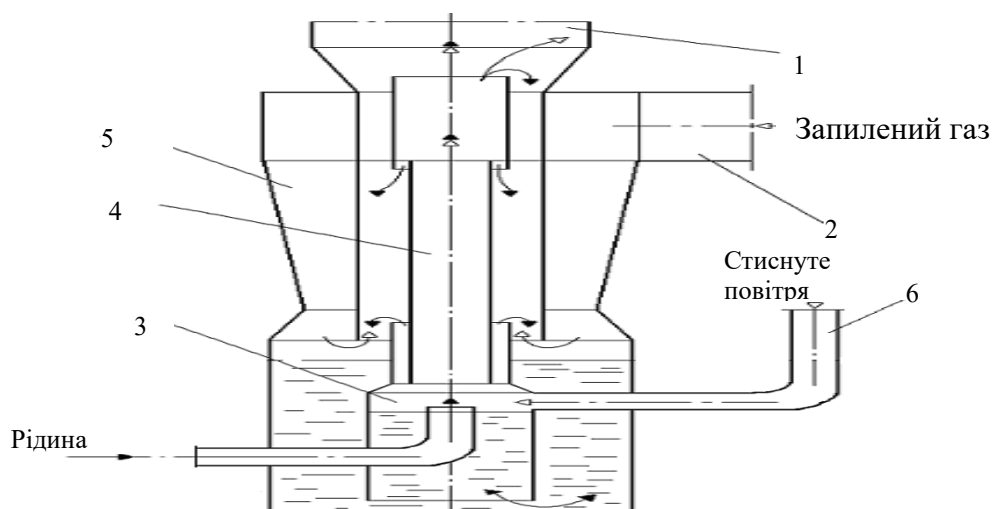


Рисунок 2 - Схема загальної конструкції машини гідродинамічного ежекторного кондиціонера рудникового повітря

надходить в ступені камер ежектору 4, створюючи пульсації потоку в переходах та імпульсно-хвильовий рух в просторах між ступенями ежектору, які підвищують ефективність уловлювання частинок пилу краплями рідини, а також охолодження повітря.

Вихідний перетин камер 4 розташовано вище за рівень входу запиленого і теплого повітря від труби 2. Вода (рідина) подається під тиском в змішувальну частину ежектора 1, а стиснуте повітря поступає по трубі 6, унаслідок чого газорідинна суміш рухається в камерах ежектора 4, а за рахунок пульсацій потоку суміші виникає хвильовий рух суміші в каналах камер ежектору

Зазначена конструкція машини гідродинамічного ежекторного кондиціонера рудникового повітря створює складний, але раціональний рух суміші запиленого теплого повітря і рідини, що підвищує ефективність взаємної дії частинок пилу з краплями холодної води, а це й визначає ефективну дію гідродинамічного кондиціонера.

На рисунку 3 приведено схему розробленої універсальної конструкції машини з модулем гідродинамічного кондиціонера шахтного повітря, який і визначає технічну сутність функціонування загальних конструкцій всіх машин гідродинамічного ежекторного кондиціонування рудникового повітря.

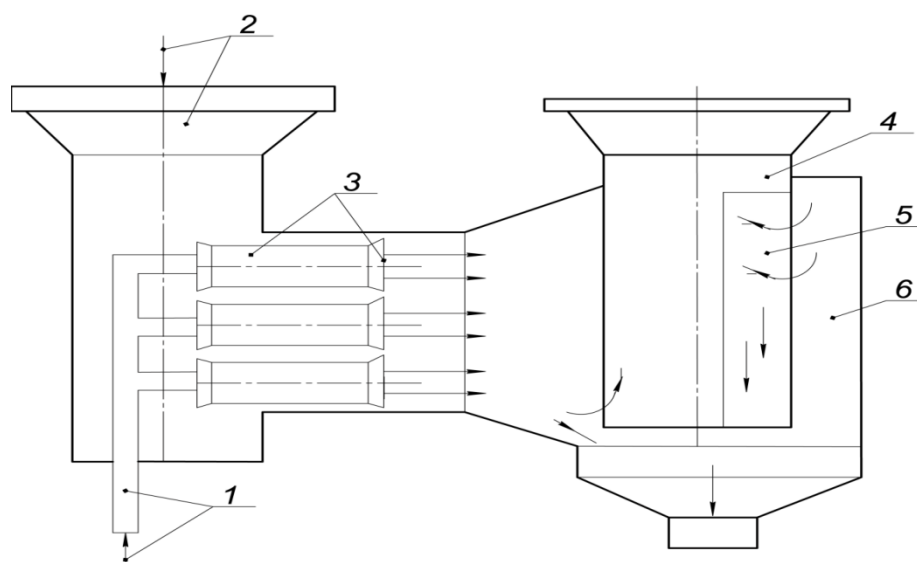


Рисунок 3 - Схема універсальної конструкції машини гідродинамічного кондиціонера з модулями багатокамерних ежекторів

На рисунку 3 позначено: 1 - подача вода під тиском; 2 – подача запиленого повітря; 3 – блок модулів багатокамерних ежекторів; 4 – труба для виведення очищеного і охолодженого повітря; 5 – зона розділення повітря і крапель; 6 – камера для вилучення крапель води з повітря.

Модуль гідродинамічного кондиціонера на основі водяного багатокамерного ежектору (рис. 4) діє так, що вода подається під тиском через форсунку, а повітря для охолодження та пиловловлення всмоктується в камеру.



Рисунок 4 – Фото модуля багатокамерного ежектору



Експериментальними дослідженнями визначено зазори між циліндричними камерами ежектора та кути розкриття дифузорів і конфузорів, утворених ними, що важливо для робочих тисків води в межах (0,5–2) МПа.

Також експериментально встановлено, що зазори між циліндричними камерами ежектора мають спадну арифметичну прогресію. Визначено, що зазори між камерами менше 5 мм та більше 9 мм не є ефективними, оскільки вони не створюють імпульсно-хвильових рухів потоку при заданому тиску води.

Експериментально доведено, що в гідродинамічному кондиціонері з ежекторними модулями ефективність поглинання частинок пилу з повітря становить 98,8%, а температура повітря знижувалася з 32°C до 25°C при початковій робочій температурі води 20°C. Це забезпечує нормативні вимоги до необхідної якості шахтного повітря за пилом і температурою [9].

Гідродинамічний кондиціонер має бути спеціально розробленим для конкретних умов локальної зони вугільної шахти, наприклад, у разі руйнування порід комбайном, а на вентиляційних і конвеєрних штреках можливе розташування кількох послідовних машин кондиціонерів на певних ділянках.

У видобувних виробках, на пунктах навантаження гірської маси, в зонах роботи перекидачів та сполучень можливе паралельне розташування модулів. У виробках з ухилами, гальмівними валами, ділянках підготовчих виробок, конвеєрів, а також у процесах переміщення ділянок механізованого кріплення модулі можуть бути переносними та встановленими на мобільних платформах.

Особливістю запропонованої машини гідравлічного кондиціонування шахтного повітря є те, що холодоагентом та очищувачем є вода, яку можна підключити в замкнутому циклі до системи шахтного пожежогасіння.

Проведені випробування показали перевагу гідравлічного кондиціонування шахтного повітря, яке є більш ефективним порівняно з існуючими засобами. Розвиток цього дослідження щодо розробки машини гідродинамічного шахтного кондиціонера в майбутньому можливий при дослідженні послідовної та паралельної роботи модулів кондиціонерів у виробках шахт. Крім того, перспективною видається розробка спеціальних конструкцій переносних та



автономних установок для локальних робочих зон у надглибоких шахтах з можливим використанням льоду тощо.

Висновки

1. Обґрунтовано конструкцію машини гідродинамічного кондиціонера на основі математичної моделі фрактальної структури потоку суміші повітря і крапель води, що дозволило визначити граничну масу краплі для розрахунку проточних частин машини кондиціонера і його елементів.

2. Визначено, що виникнення хвильових ефектів для кондиціонування відбувається при створенні імпульсів тиску в потоці суміші повітря і крапель, з амплітудами імпульсів тиску, що збільшуються в 2 рази на відстанях 0,25 довжини камери ежектора від початку збурення.

3. Ефективність кондиціонування повітря з хвильовими ефектами в середньому на 20% вища, ніж без пульсації, якщо конструкції машин гідродинамічних кондиціонерів мають багатокамерні ежекторні модулі потужністю 10кВт.