

Поправочный коэффициент подсистемы «машина» говорит о том, что с увеличением степени износа горношахтного оборудования возрастает коэффициент частоты производственных травм. Старое оборудование характеризуется изношенными деталями и механизмами, ненадежной работой, постоянными отказами и сбоями. Выход из строя горных машин приводит к внезапным аварийным ситуациям различного рода, в результате чего горняки оказываются в непредвиденной ситуации и получают механические травмы. Кроме того, появляется необходимость в устранении поломки и ремонте машин и механизмов, т.е. горняки производят посторонние действия, не связанные с их прямыми трудовыми обязанностями.

Поправочный коэффициент подсистемы «среда» говорит о том, что увеличение значения класса условий труда приводит к росту частоты профзаболеваний. Неблагоприятный микроклимат, повышенная запыленность, производственный шум и вибрации, воздействуя на организм человека на протяжении длительного времени, способствуют развитию профессиональной заболеваемости у шахтеров.

С учетом полученных выше поправочных коэффициентов и двухфакторных моделей (1)-(3) многофакторные модели зависимости уровня и тяжести несчастных случаев от параметров системы «человек-машина-среда» имеют следующий вид:

$$K_{чмт} (s, v, h, g, t, n, I) = K_{чмт} (s, v) \times k_h^{K_{ch}} \times k_g^{K_{cg}} \times k_t^{K_{ct}} \times k_n^{K_{cn}} \times k_I; \quad (4)$$

$$K_{мтг} (s, v, g, t, n) = K_{мтг} (s, v) \times k_g^{K_{mg}} \times k_t^{K_{mt}} \times k_n^{K_{mn}}; \quad (5)$$

$$K_{чпб} (s, v, y) = K_{чпб} (s, v) \times k_y. \quad (6)$$

Многофакторные модели учитывают совокупное влияние всех изучаемых параметров на появление несчастных случаев.

Определение конкретного вида уравнения $K_{ч}$ и $K_{м}$ позволяет путем математического моделирования определить оптимальные параметры подсистем «человек» ($X_{ч}$), «машина» ($X_{м}$) и «среда» ($X_{с}$), при которых достигается уменьшение коэффициентов травматизма, то есть создание таких условий труда, которые отвечают требованиям сохранения жизни и здоровья работников в процессе его трудовой деятельности.

Таким образом, системный анализ причинно-следственных связей производственного травматизма и профессиональной заболеваемости позволил определить комплексное влияние параметров $X_{ч}$, $X_{м}$, $X_{с}$ на показатели несчастных случаев, т.е. $K_{ч} = f(X_{ч}, X_{м}, X_{с})$ и $K_{м} = f(X_{ч}, X_{м}, X_{с})$.

Список литературы

1. Рогов Е.И. Системный анализ в горном деле [Текст] / Е.И. Рогов. – Алма-Ата: Наука Казахской ССР, 1976. – 207 с.
2. Саттарова Г.С. Прогноз уровня риска и тяжести несчастных случаев в зависимости от профессиональных навыков работников и их возрастных характеристик [Текст] / Г.С. Саттарова // Современный научный вестник. – Белгород: Изд-во Руснауцкнига. – 2007. – № 9(17). – С. 30-36.
3. Саттарова Г.С. Влияние временных факторов на уровень производственного травматизма на примере предприятий горной промышленности [Текст] / Г.С. Саттарова // Тр. ун-та. – Караганда: Изд-во КарГТУ, 2005. – Вып. 2. – С. 26-28.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.І. Голіньком 27.11.09

УДК 622.45

Коллектив авторів, 2010

М.Ф. Кременчуцкий, С.І. Пугач, О.В. Столбченко, О.А. Муха, І.І. Пугач

МЕТОД РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ ПРОВІТРЮВАННЯ ТУПИКОВОЇ ВИРОБКИ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЖОРСТКИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Розроблена модель вентиляційної системи тупикової виробки, що враховує аеродинамічні характеристики вентиляторів місцевого провітрювання при одиночній і груповій їх роботі.

Разработана модель вентиляционной системы тупиковой выработки, учитывающая аэродинамические характеристики вентиляторов местного проветривания при одиночной и групповой их работе.

The model of a vent system dead-locked making, taking into account aerodynamic descriptions of ventilators local ventilation during their single and group work, is worked out.

Інтенсифікація гірничого виробництва призводить до збільшення темпів проведення підготовчих виробок, що викликає зріст метановиділення у привибійний простір. Для забезпечення безпеки робіт і санітарно-гігієнічних умов на робочих місцях необхідне обґрунтування параметрів вентиляційних систем тупикових виробок.

Метою роботи є розробка методів розрахунку параметрів вентиляційних систем тупикових виробок при використанні жорстких трубопроводів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- розробити модель вентиляційної системи тупикової виробки, що враховує аеродинамічні характеристики вентиляторів місцевого провітрювання (ВМП) і гірничотехнічні параметри гірничої виробки;

- за допомогою отриманої моделі визначити режими роботи вентиляційної системи при одиночній і груповій роботі ВМП із різними варіантами їх підключення до трубопроводу.

Характеристика вентилятора місцевого провітрювання може описуватися рівнянням:

$$h_e = a_0 - a_1 p Q_3.$$

Для вентилятора ВМ-5 з кутом нахилу лопаток напрямного апарата $\theta = 20^\circ$

$$h_e = 469,7 - 90 Q_3,$$

Математична модель вентиляційної системи провітрювання тупикової виробки

$$r l p Q_3^2 = a_0 - a_1 p Q_3.$$

де α – коефіцієнт аеродинамічного опору трубопроводу, $\text{даПа}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$; l – довжина трубопроводу, м; Q_3 – витрата повітря, яку необхідно подати у вибій тупикової виробки, $\text{м}^3/\text{с}$; p – коефіцієнт витоку повітря у вентиляційному трубопроводі; a_0, a_1 – коефіцієнти апроксимаційного рівняння характеристики вентилятора місцевого провітрювання.

Коефіцієнт витоку жорсткого трубопроводу може визначатися рівнянням [1]

$$p = 1 + U_1 l + U_2 l^2, \quad (1)$$

$$\text{де } U_1 = \frac{1}{3} \sqrt[3]{\frac{rK^2}{2}}; U_2 = \frac{5}{6} \sqrt[3]{\left(\frac{rK^2}{2}\right)^2}.$$

$K = k_y \frac{d}{m}$, де k_y – коефіцієнт питомої стикової повітропроникності трубопроводу місцевого провітрювання; m – довжина ланки трубопроводу, м.

Формула (1) мало відрізняється за результатами від формули (5.18 [2]) при ущільненні стиків гумовими прокладками із синтетичною мастикою, тобто при коефіцієнті питомої стикової повітропроникності $k_y = 0,0006$.

Використовуючи рівняння (1), математичну модель вентиляційної системи можна записати у виді:

$$\frac{6,5\alpha l}{d^5} Q_3^2 + \frac{6,5\alpha l^2 U_1}{d^5} Q_3^2 + \frac{6,5\alpha l^3 U_2}{d^5} Q_3^2 + a_1 Q_3 + a_1 U_1 l Q_3 + a_1 U_2 l^2 Q_3 - a_0 = 0 \quad (2)$$

або у виді:

$$A_1 l^3 + A_2 l^2 + A_3 l + A_4 = 0, \quad (3)$$

$$\text{де } A_1 = \frac{6,5\alpha U_2 Q_3^2}{d^5}; A_2 = \frac{6,5\alpha U_1 Q_3^2}{d^5} + a_1 U_2 Q_3;$$

$$A_3 = \frac{6,5\alpha}{d^5} Q_3^2 + a_1 U_1 Q_3.$$

При $\alpha = 0,0003$; $d = 0,5$ м; $Q_3 = 2$ $\text{м}^3/\text{с}$; $a_1 = 90$; $a_0 = 469,7$; $m = 4$; $U_1 = 0,0002$; $U_2 = 0,94 \cdot 10^{-8}$ при $k_y = 0,0006$.

Рівняння (2) запишеться у вигляді

$$0,23 \cdot 10^{-7} \cdot l^3 + 0,67 \cdot 10^{-4} \times \\ \times l^2 + 0,285l - 289,7 = 0$$

При раніше наведених вихідних даних $l = 815$ м.

Використовуючи рівняння (1), математичну модель вентиляційної системи тупикової виробки можна записати у вигляді:

$$\frac{6,5\alpha l}{d^5} Q_3^2 + \frac{6,5\alpha l^2 U_1^1}{d^6} Q_3^2 + \frac{6,5\alpha l^3 U_2^1}{d^7} Q_3^2 + a_1 Q_3 + \frac{a_1 U_1^1 l Q_3}{d} + \frac{a_1 U_2^1 l^2 Q_3}{d^2} - a_0 = 0, \quad (4)$$

$$\text{де } U_1^1 = \frac{U_1}{d}; U_2^1 = \frac{U_2}{d^2}.$$

Рівняння (4) можна записати

$$\frac{A_1}{d^7} + \frac{A_2}{d^6} + \frac{A_3}{d^5} + \frac{A_4}{d^2} + \frac{A_5}{d} + A_6 = 0. \quad (5)$$

де $A_1 = 6,5\alpha l^3 U_2^1 Q_3^2$; $A_2 = 6,5\alpha l^2 U_1^1 Q_3^2$;

$A_3 = 6,5\alpha l Q_3^2$; $A_4 = a_1 U_2^1 l^2 Q_3$; $A_5 = a_1 U_1^1 l Q_3$;

$A_6 = a_1 Q_3 - a_0$.

Тут $U_1^1 = 0,0001$, $U_2^1 = 0,24 \cdot 10^{-7}$.

Рівняння (5) можна записати у вигляді

$$\frac{0,023}{d^7} + \frac{0,195}{d^6} + \frac{3,9}{d^5} + \frac{1,08}{d^2} + \frac{9}{d} - 289,7 = 0$$

і використовувати для визначення діаметра.

При попередніх вихідних даних і довжині трубопроводу 500 м рівняння задовольняється при діаметрі 0,44 м.

Витрата повітря, що буде надходити в привибійний простір тупикового вироблення визначається формулою

$$Q_3 = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_2a_0}}{2A_2},$$

де $A_1 = a_1 + a_1U_1l + U_1U_2l^2$;

$$A_2 = \frac{6,5\alpha l}{d^5} + \frac{6,5\alpha l^2U_1}{d^5} + \frac{6,5\alpha l^3U_2}{d^5}.$$

При раніше наведених вихідних даних і довжині трубопроводу $l = 700$ м, діаметрі $0,6$ м $Q_{3n} = 2,83$ м³/с.

При установленні на трубопровід "n" ВМП одного типу каскадом математична модель може бути записана у вигляді:

$$A_{n1}l^3 + A_{n2}l^2 + A_{n3}l + A_{n4} = 0,$$

де $A_{n1} = \frac{6,5\alpha U_2 Q_3^2}{d^5}$; $A_{n2} = \frac{6,5\alpha U_1 Q_3^2}{d^5} + na_1 U_2 Q_3$;

$$A_{n3} = \frac{6,5\alpha Q_3^2}{d^5} + na_1 U_1 Q_3; \quad A_{n4} = n(a_1 Q_3 - a_0)$$

де n – кількість ВМП одного типу при установленні вентиляторів каскадом.

При цих значеннях коефіцієнтів у рівнянні (3) визначається максимальна довжина трубопроводу, на кінець якого надходять необхідні витрати повітря Q_3 . При установленні каскадом "n" ВМП одного типу необхідний діаметр трубопроводу визначається при рішенні рівняння

$$\frac{A_{n1}}{d^7} + \frac{A_{n2}}{d^6} + \frac{A_{n3}}{d^5} + \frac{A_{n4}}{d^2} + \frac{A_{n5}}{d} + A_{n6} = 0$$

де $A_{n1} = 6,5\alpha l^3 U_2 Q_3^2$; $A_{n2} = 6,5\alpha l^2 U_1 Q_3^2$;

$$A_{n3} = 6,5\alpha l Q_3^2; \quad A_{n4} = na_1 U_2 l^2 Q_3;$$

$$A_{n5} = na_1 U_1 l Q_3; \quad A_{n6} = n(a_1 Q_3 - a_0).$$

Необхідні витрати повітря при установленні "n" однотипних ВМП визначається за формулою

$$Q_3 = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 + 4A_2na_0}}{2A_2}$$

при значеннях коефіцієнтів

$$A_1 = n(a_1 + a_1U_1l + a_1U_2l^2);$$

$$A_2 = \frac{6,5\alpha l}{d^5} + \frac{6,5\alpha l^2U_1}{d^5} + \frac{6,5\alpha l^3U_2}{d^5}.$$

Необхідна кількість однотипних вентиляторів при каскадній установці для забезпечення необхідних витрат повітря в привибійному просторі визначається за формулою:

$$n = \frac{6,5\alpha l Q_3^2 (1 + U_1l + U_2l^2)}{d^5 (a_0 - a_1 Q_3) (1 + U_1l + U_2l^2)}. \quad (6)$$

Характеристику ВМП можна виразити рівнянням

$$h_e = b_0 - b_2 Q_3^2. \quad (7)$$

Так, характеристика ВМП-6 при куті нахилу лопатки напрямного апарата описується рівнянням:

$$h_e = 750 - 9,375 Q_3^2.$$

Сумарна характеристика вентиляторів при паралельній роботі будується шляхом підсумовування абсцис індивідуальних характеристик

$$Q_3 = n_n \sqrt{\frac{b_0 - h}{b_2}}; \quad Q_3^2 = \frac{n_n^2 (b_0 - R Q_3^2)}{b_2},$$

де n_n – кількість установлених паралельно ВМП.

$$Q_3^2 b_2 = n_n^2 b_0 - n_n^2 R Q_3^2;$$

$$Q_3^2 p b_2 = n_n^2 - n_n^2 R p Q_3^2.$$

Витрати повітря, яке можуть подати у вибій паралельно працюючі ВМП при жорсткому трубопроводі

$$Q_3 = \sqrt{\frac{n_n b_0}{p^2 b_2 + R p n_n^2}}, \quad (8)$$

де $p = 1 + n_1 l + n_2 l^2$; $R = \frac{6,5\alpha l}{d^5}$.

При $n_n = 2$, $\alpha = 0,0003$, $l = 500$ і роботі ВМП – ВМП-6 $Q_3 = 3,14$ м³/с.

Для визначення довжини трубопроводу, на якому працюють два паралельних ВМП, рівняння (8) приводиться до вигляду:

$$Q_3^2 (1 + n_1 l + n_2 l^2)^2 b_2 + Q_3^2 R (1 + n_1 l + n_2 l^2) n_n^2 = n_n b_0.$$

або до вигляду

$$Q_3^2 b_2 (1 + n_1^2 l^2 + n_2^2 l^4 + 2n_1 l + 2n_2 l^2 + 2n_1 n_2 l^3) +$$

$$+ Q_3^2 \frac{6,5\alpha}{d^5} n_n^2 (l + n_1 l^2 + n_2 l^3) = n_n b_0$$

Виконується рішення рівняння

$$A_1 l^4 + A_2 l^3 + A_3 l^2 + A_4 l + A_5 = 0,$$

де $A_1 = Q_3^2 b_2 n_n^2$; $A_2 = 2Q_3^2 b_2 n_1 n_2 + \frac{6,5\alpha}{d^5} Q_3^2 n_n^2 n_2$;

$$A_3 = Q_3^2 b_2 (n_1^2 + 2n_2) + \frac{6,5\alpha}{d^5} Q_3^2 n_n^2 n_1$$

$$A_4 = 2Q_3^2 b_2 n_1 + \frac{6,5\alpha}{d^5} Q_3^2 n_n^2; \quad A_5 = Q_3^2 b_2 - n_n b_0.$$

При $Q_3 = 3$ м³/с, $b_2 = 9,375$, $n_2 = 0,94 \cdot 10^{-7}$, $n_1 = 0,0002$, $\alpha = 0,0003$, $d = 0,5$ м, $n_n = 2$, $a_0 = 750$.

Рівняння (7) буде у вигляді

$$7,7 \cdot 10^{-13} l^4 + 2,11 \cdot 10^{-7} l^3 + 0,47 \times \\ \times 10^{-4} \cdot l^2 + 2,28 l = -1415,63.$$

При рішенні рівняння – $l = 605$ м.

Для визначення діаметра трубопроводу, при якому на задану довжину будуть надходити необхідні витрати повітря, рівняння (8) набуває вигляду

$$Q_3^2 b_2 \left(1 + \frac{n_1^1}{d} l + \frac{n_2^1}{d^2} l^2\right)^2 + \\ + 6,5 Q_3^2 \alpha l \cdot n_n^2 \left(\frac{1}{d^5} + \frac{n_1^1 l}{d^6} + \frac{n_2^1 l^2}{d^7}\right) = n_n b_0$$

або

$$Q_3^2 b_2 \left(1 + \frac{n_1^{12}}{d^2} l^2 + \frac{n_2^{12}}{d^4} l^4 + \right. \\ \left. + 2 \frac{n_1^1}{d} l + 2 \frac{n_2^1}{d^2} l^2 + 2 \frac{n_1^1 n_2^1}{d^3} l^3\right) + \\ + 6,5 Q_3^2 \alpha l \cdot n_n^2 \left(\frac{1}{d^5} + \frac{n_1^1 l}{d^6} + \frac{n_2^1 l^2}{d^7}\right) = n_n b_0$$

або

$$\frac{B_1}{d^7} + \frac{B_2}{d^6} + \frac{B_3}{d^5} + \frac{B_4}{d^4} + \\ + \frac{B_5}{d^3} + \frac{B_6}{d^2} + \frac{B_7}{d} + B_8 = 0,$$

де $B_1 = 6,5 Q_3^2 \alpha l^3 n_n^2 n_1^1$; $B_2 = 6,5 Q_3^2 \alpha l^2 n_n^2 n_1^1$;

$$B_3 = 6,5 Q_3^2 \alpha l \cdot n_n^2; B_4 = Q_3^2 b_2 l^4 n_2^{12}; B_5 = 2 Q_3^2 b_2 l^3 n_1^1 n_2^1;$$

$$B_6 = Q_3^2 b_2 (l^2 n_1^{12} + 2 l^2 n_2^1); B_7 = Q_3^2 b_2 l \cdot n_1^1;$$

$$B_8 = Q_3^2 b_2 - n_n b_0.$$

При $Q_3 = 2 \text{ м}^3/\text{с}$; $\alpha = 0,0003$; $l = 500$ м; $n_1^1 = 0,0001$; $n_2^1 = 0,24 \cdot 10^{-7}$; $n_n = 2$ рівняння (7) набуває вигляду:

$$\frac{0,0468}{d^7} + \frac{19,5}{d^6} + \frac{15,6}{d^5} + \frac{0,0014}{d^4} + \\ + \frac{0,023}{d^3} + \frac{0,0544}{d^2} + \frac{1,875}{d} = 1462,5,$$

в результаті $d = 0,52$ м.

Таким чином, на підставі вищевикладеного можна зробити наступні висновки: розроблено метод визначення вентиляційних систем провітрювання тупикових виробок при жорсткому трубопроводі при одиначній роботі вентилятора місцевого провітрювання й при двох одночасно працюючих вентиляторах на трубопроводі при каскадному і паралельному установленні; всі розглянуті завдання перевірені чисельними прикладами; матеріали статті можуть бути використані при вентиляційних розрахунках на діючих шахтах і в проектних організаціях.

Список літератури

1. Бойко В.А., Кременчуцкий Н.Ф. Основы теории расчёта вентиляции шахт. – М.: Недра, 1978.
2. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. Государственный нормативный акт по охране труда. – К.: Основа, 1994. – 311 с.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.І. Голіньком 11.01.10