

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИБКОГО ТРУБОПРОВОДА С УЧЕТОМ УТЕЧЕК ВОЗДУХА

Е.В. Столбченко, ГВУЗ «Национальный горный университет», Украина

В статье приводится расчет основных параметров вентиляции тупиковых выработок при гибком трубопроводе.

Решение вопросов вентиляции шахты на стадии проектирования имеет особое значение, так как ошибки при проектировании могут привести к ухудшению безопасности труда, ограничению нагрузки на забои, увеличению затрат труда и средств на реконструкцию шахты.

При проектировании вентиляции шахты решаются задачи выбора схем вентиляции участков и шахты, прогноза выделений вредных газов в выработки, определения расхода воздуха для вентиляции шахты, проверки сечения выработок по допустимой скорости движения воздуха, выбора калорифера для подогрева поступающего в шахту воздуха в зимнее время, проверки устойчивости движения воздуха в выработках, расчета депрессии шахты, регулирования распределения воздуха по выработкам шахты, выбора способа вентиляции шахты и вентилятора главного проветривания, расчета экономических показателей вентиляции шахты. В ряде случаев возможны дополнительные этапы проектирования (например, для газовых шахт необходимо выполнить проект дегазации, для глубоких шахт – проект кондиционирования воздуха). Проектирование вентиляции осуществляется в тесной увязке с проектированием технологии добычи полезного ископаемого, что позволяет уточнять ранее рассчитанные параметры как вентиляции, так и технологии. В условиях газовых и глубоких шахт фактор вентиляции может оказаться определяющим при выборе ряда технологических решений.

При выборе схемы вентиляции участков и шахт в процессе проектирования необходимо соблюдать следующие требования. Схема вентиляции должна обеспечить:

подачу к местам потребления необходимого количества воздуха; в ряде случаев для этого может потребоваться проведение дополнительных выработок, переход от схем с последовательной вентиляцией к схемам с параллельной вентиляцией объектов;

минимальное аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети, при котором достигается минимальная депрессия шахты и максимальный расход воздуха;

минимальные утечки воздуха, что возможно при надежном разделении свежих и исходящих струй (например, при фланговой схеме вентиляции), минимальном числе их пересечений и минимальном числе вентиляционных сооружений, являющихся источниками значительных утечек;

естественное распределение воздуха, близкое к требуемому;

вентиляцию выработок деятельными сквозными струями по возможности за счет общешахтной депрессии;

невозможность подачи и отвода воздуха из забоев через завалы и загрязнения свежих струй вредными газами и пылью (запрещается подача свежей струи по скиповым и наклонным стволам, оборудованным конвейерами, где имеет место интенсивное пылеобразование);

обособленную вентиляцию очистных забоев, а на газовых шахтах обособленную вентиляцию мест основного газовыделения, что исключает возможность концентрации больших количеств вредных веществ в очистных забоях и позволяет увеличить нагрузку на забои;

легкость реверсирования струи, благоприятные условия труда и возможность спасения людей при авариях, а также экономичность.

Одним из основных источников метановыделения в шахтах являются подготовительные выработки, проводимые по угольным пластам или газоносным породам. Увеличение глубины ведения горных работ или темпов проведения выработок приводит к повышению газообильности шахты. [1]

При расчете проветривания тупиковой выработки предпочтение необходимо отдавать работе вентилятора местного проветривания (ВМП) со сплошной плавной кривой линии дав-

ления, не имеющей разрывов, горбов и впадин. Это обеспечивает устойчивую работу вентилятора на весь период его использования. При работе с постоянным углом поворота лопаток упрощается управление работой вентилятора и обеспечивает экономичность работы. Вентилятор должен работать в зоне промышленного использования. Вентиляторы снабжены устройствами, позволяющими осуществлять бесступенчатое регулирование режима работы, в верхней зоне выходных параметров (Q_v , h_v). Это производится поворотом лопаток направляющего аппарата на угол от 10 до 40°. Используя формулу, описывающую напорную характеристику, легко определить основные параметры работы вентилятора.

Темпы проведения подготовительных выработок на угольных шахтах могут ограничиваться газовым фактором. Интенсивное метановыделение из угольных и вмещающей породу в горную выработку приводит к повышению концентрации газа в исходящей струе, что представляет угрозу возникновения взрывоопасной метановоздушной смеси. Поэтому определение концентрации метана в подготовительных выработках является актуальной задачей.

Проветривание подготовительных выработок на газовых шахтах осуществляется, как правило, нагнетательным способом. При этом способе вентилятор местного проветривания (ВМП) должен располагаться на свежей струе воздуха не ближе 10 м от устья выработки, его производительность не должна быть более 70 % от расхода воздуха, поступающего к всасу вентилятора, а отставание вентиляционного трубопровода от забоя тупиковой выработки не должно превышать 8 м.

Нагнетательный способ проветривания подготовительных выработок имеет ряд преимуществ по сравнению со всасывающим:

- в забой подготовительной выработки поступает чистый воздух, что значительно улучшает санитарно-гигиенические условия труда горнорабочих;
- подача воздуха по вентиляционному ставу исключает его загрязнение по пути движения к забою выработки;
- через ВМП не проходит запыленная метановоздушная смесь, что исключает возможность возникновения взрыва;
- возможность применения насадок и конфузоров для вентиляционного трубопровода, что позволяет увеличить дальнобойность струи и обеспечить активное перемешивание воздуха с загрязняющими веществами с последующим их выносом за пределы призабойного пространства;
- применение относительно дешевых и менее трудоемких в эксплуатации гибких тканевых труб.

Последнему обстоятельству необходимо уделить особое внимание, так как обоснованный и правильный выбор параметров системы вентиляции позволит обеспечить безопасность труда шахтеров и создать благоприятные санитарно-гигиенические условия на рабочих местах, что является для угольных шахт актуальной проблемой.

Ухудшение условий проветривания подготовительных выработок угольных шахт связано с увеличением глубины разработки и газоносности разрабатываемых пластов, увеличением темпов проведения выработок для своевременной подготовки запасов, а также с увеличением длины выработок. В таких условиях обеспечение безопасности ведения горных работ на подготовительных участках является актуальным вопросом.

Целью данной работы является разработка математической модели вентиляционной системы тупиковой выработки с учетом утечек воздуха через гибкий вентиляционный став.

Для достижения поставленной цели необходимо:

- установить зависимость аэродинамического сопротивления гибкого трубопровода с учетом утечек воздуха через него;
- описать характеристику ВМП математической зависимостью в виде полинома первой и второй степеней;
- определить необходимый расход воздуха для проветривания тупиковой выработки с учетом утечек воздуха и применением нескольких вентиляторов;

– определить необходимое число одновременно работающих ВМП при описании их характеристики квадратичной зависимостью.

Аэродинамическое сопротивление гибкого трубопровода с учетом утечек воздуха описывается уравнением. [2]

$$R_y = f_i(d + le), \frac{H \cdot c^2}{m^8}$$

где f_i – коэффициент, учитывающий степень натяжения прорезиненных труб (для слабо натянутых труб со складками $f_i = 1,25$;

для почти прямолинейных труб с волнами и небольшими складками $f_i = 1,1$);

l – длина трубопровода, м,

d и e – постоянные коэффициенты, значения которых приводятся в табл. 1

Таблица 1- Величины коэффициентов в зависимости от диаметра трубы

Диаметр труб, м	Коэффициенты	
	d	e
400	9,7	0,23
500	6	0,065
600	2,42	0,025

Коэффициент утечек воздуха при длине трубопровода l ($l \leq 1200$ м) для гибкого трубопровода, учитывающего при расчетах сопротивления утечек воздуха с достаточной точностью можно определить

$$p = (1,04 + 0,0005l), \quad (1)$$

где p – коэффициент утечек воздуха.

Характеристика вентилятора местного проветривания (например, ВМЦ-6) может быть представлена в виде математической зависимости второй степени

$$h = b_0 - b_1 p^2 Q_3^2,$$

где h – депрессия вентилятора в призабойном пространстве,

b_0, b_1 – коэффициенты в формуле, описывающей характеристику вентилятора местного проветривания (ВМП),

Q_3 – расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки, m^3/c .

Система вентиляции тупиковой выработки при гибком трубопроводе типа М и вентиляторе местного проветривания с квадратичной характеристикой описывается уравнением

$$R_y \rho^2 Q_3^2 = n(b_0 - b_1 \rho^2 Q_3^2),$$

где R_y – аэродинамическое сопротивление гибкого трубопровода, включающего утечки воздуха, $H \cdot c^2 / m^8$,

b_0, b_2 – коэффициенты в формуле, описывающей характеристику вентилятора местного проветривания (ВМП),

Q_3 – расход воздуха, поступающего в призабойное пространство тупиковой выработки, m^3/c ,

n – количество вентиляторов, последовательного расположенных на трубопроводе.

Преобразуем уравнение (2)

$$R_y \rho^2 Q_3^2 = b_0 - b_1 \rho^2 Q_3^2; \quad (3)$$

$$1,0816fdQ_3^2 + 1,04 \cdot 10^{-3}fdQ_3^2 + 2,5 \cdot 10^{-7}fdQ_3^2l^2 + 1,0816feQ_3^2l + 0,00104feQ_3^2l^2 +$$

$$+ 2,5 \cdot 10^{-7}feQ_3^2l^3 = b_0 - 1,0816b_1Q_3^2 - 0,00104b_1Q_3^2l - 2,5 \cdot 10^{-7}b_1Q_3^2l^2;$$

Значение, определяющее длину выработки находится при решении уравнения

$$A_3 l^3 + A_2 l^2 + A_1 l = A_0,$$

где $A_3 = 2,5 \cdot 10^{-7} f_1 e Q_3^2$;

$$A_2 = 2,5 \cdot 10^{-7} f d Q_3^2 + 0,00104 f e Q_3^2 + 2,5 \cdot 10^{-7} b_1 Q_3^2,$$

$$A_1 = 1,04 \cdot 10^{-3} f d Q_3^2 + 1,0816 f e Q_3^2 + b_1 Q_3^2 \cdot 1,04 \cdot 10^{-3},$$

$$A_0 = b_0 - b_1 Q_3^2 \cdot 1,0816 - 1,0816 f d Q_3^2.$$

Уравнение может решаться одним из приближенных методов, например, методом Ньютона.

Выражение (3) позволяет определить расход воздуха, поступающего в забой тупиковой выработки, если другие параметры известны

$$Q_3 = \sqrt{\frac{nb_0}{(R_y + nb_1)\rho^2}}.$$

Определяется также количество последовательно установленных вентиляторов с квадратической характеристикой

$$n = \frac{R_y Q_3^2 p^2}{b_0 - b_2 Q_3^2 p^2},$$

Ряд ВМП имеют линейную характеристику, так ВМ-5 – $h = a_1 p Q_3$.

Вентиляционная система в этом случае будет в виде

$$R_y \rho^2 Q_3^2 = a_0 - a_1 \rho Q_3$$

или
$$1,0816 Q_3^2 f d + 0,00104 Q_3^2 f d l + 2,5 \cdot 10^{-7} Q_3^2 f d l^2 + 1,0816 Q_3^2 f e l + 0,00104 Q_3^2 f e l^2 + 2,5 \cdot 10^{-7} Q_3^2 f e l^3 = a_0 - 1,04 a_1 Q_3 - 0,0005 a_1 Q_3 l.$$

Длина трубопровода определяется при решении уравнения

$$B_3 l^3 + B_2 l^2 + B_1 l = B_0,$$

где $B_3 = f e \cdot 2,5 \cdot 10^{-7} Q_3^2$,

$$B_2 = f d \cdot 2,5 \cdot 10^{-7} Q_3^2 + f e \cdot 1,04 \cdot 10^{-3} Q_3^2;$$

$$B_1 = f d \cdot 1,0816 Q_3^2 + f e \cdot 1,0816 Q_3^2 + 0,0005 Q_3.$$

$$B_0 = f d \cdot 1,0816 Q_3^2 - 1,04 a_1 Q_3 + a_0.$$

При работе вентилятора с линейной характеристикой вентиляционная система которой описана уравнением (4), расход воздуха, поступающего в забой определяется при решении

$$Q_3 = \frac{-B_1 + \sqrt{B_1^2 + 4B_2 a_0}}{2B_2}, \quad (4)$$

где $B_1 = a_1 p$, $B_2 = R_y p^2$.

Значение p определяется по формуле (1).

Используя характеристику вентилятора можно найти для каждого сочетание депрессии и

расхода воздуха $R_y = \frac{h}{Q_B}$.

Используя производительность вентилятора по характеристике определяется депрессия и определяется сопротивление вентиляционного трубопровода. Получив ряд значений R_y , соответствующих заданным значениям Q_B , и зная изменения мощности в зависимости от Q_B можно построить кривую изменения мощности в зависимости от сопротивления неплотного трубопровода.

Выразив с помощью эмпирической формулы мощность вентилятора через сопротивление неплотного трубопровода можно определить величину расходной мощности.

Для определения экономически выгодного диаметра трубопровода устанавливается зависимость между расходуемой мощностью вентилятора и сопротивлением трубопровода

$$h = R_y Q_B^2 = R \varphi Q_B^2,$$

где R – сопротивление плотного трубопровода, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^8$,

h – депрессия вентилятора $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^8$,

R_y – аэродинамическое сопротивление неплотного трубопровода, $\text{даПа} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^8$,

Q_B – производительность вентилятора, $\text{м}^3 / \text{с}$;

φ – коэффициент, показывающий степень уменьшения сопротивления трубопровода за счет утечек воздуха.

$$\varphi = \frac{1}{\rho},$$

Для прорезиненного трубопровода при работе вентилятора на любое аэродинамическое сопротивление, кривую мощности с достаточной точностью можно аппроксимировать прямой уравнения, которое будет иметь вид

$$N = aR_y + b,$$

где a, b – постоянные коэффициенты,

N – мощность вентилятора, кВт.

Затраты на электроэнергию, расходуемой вентилятором подсчитывается по формуле

$$Z_{эл} = (aR_y + b) 24 \cdot 30 t \gamma,$$

где γ – стоимость 1 кВт·ч, потребляемой электроэнергии, грн,

t – время проведения выработки на длину l , мес.

Исходя из вышесказанного можно сделать следующий вывод:

разработана математическая модель расчета основных параметров вентиляционных систем тупиковых выработок, содержащих гибкий трубопровод, аэродинамическое сопротивление которых определяется с учетом утечек воздуха. При этом в статье было рассмотрено два варианта: работа вентилятора с квадратичной и линейной характеристикой.

Список литературы

1. Правила безпеки у вугільних шахтах. НПАОП 10.0-1.01 –К.:Держнаглядохоронпраці України, 2005.-(Нормативно-правовий акт з охорони праці).-400 с.
2. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. – К.: Основа, 1994.–311 с.