

балок с упругим креплением в месте заделки конца консоли и снижения передачи удара слоем руды мелких фракций.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** 1. Представленные схемы футеровок и оценка их эффективности показывает, что не во всех случаях они обеспечивают требуемое снижение ударного шума при гравитационном транспортировании кускового материала, особенно, когда их размеры превышают 100 мм, а высота падения более 0,5 м.

2. Дальнейшие работы должны проводиться с целью создания модели перегрузочного устройства с использованием разделения потока по крупности и снижения передачи удара слоем мелких фракций материала, который транспортируется.

3. Представляет интерес исследования особенностей взаимодействия структурных колебаний пластин при взаимодействии на них воздушных звуковых колебаний и почти периодической последовательности ударов.

#### *Список литературы*

1. Калмыков А.В. Борьба с пылью и шумом на обогатительных фабриках. / Калмыков А.В., Журбинский Л.Ф. // -М.: Недра, 1984.-1984.-222 с.
2. В.М. Сторожук. Виробничий шум: природа та шляхи зниження. / За ред. канд. техн. наук Джигиря В.С. Навчальний посібник. - Київ: Основа, 2003.-384 с.
3. Звіт (заключний) по НДР до договору №24/09 від 12 червня 2008 р.- Кривий Ріг, НДІБПГ, 2008.-56 с.
4. В.Д. Афанасьев. О некоторых особенностях излучения и снижения ударного шума при гравитационном транспортировании кускового материала. / В.Д. Афанасьев, А.М. Нечай, Н.А. Раченко // Гірничий вісник. В. 95(1) ДВНЗ КНУ, Кривий Ріг.-с.244-248.
5. Заборов В.И. Защита от шума и вибрации в черной металлургии / Заборов В.И. Клячко Л.Н., Росин Г.С.// -М.: Металлургия, 1976.-248 с.: ил.

Рукопись поступила в редакцию 03.03.14

УДК 504.6: 534.83

В.Д. АФАНАСЬЕВ, канд. техн. наук, Н.А. РАЧЕНКО,  
НИИБТГ Криворожский национальный университет  
А.М. СТРАСБУРГЕР, ПАО «Криворожжелезрудком»

### **О ФОРМИРОВАНИИ ЗВУКОВОГО ПОЛЯ ВОКРУГ ВЕНТИЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ШАХТ**

Приведены данные аналитических и экспериментальных исследований распространения инфразвуковых и звуковых колебаний, создаваемых центробежным вентилятором. Показано, что неравномерность излучения вдоль оси распространения воздушного потока приводит к увеличению уровня звука на 4 дБА по отношению к средним значениям вокруг диффузора вентиляторной установки, а против распространения потока на 8 дБА меньше.

**Проблема и ее связь с практическими задачами.** Увеличение глубины добычи горнорудного сырья подземным способом приводит к необходимости увеличения вентиляторных установок главного проветривания шахт или использования более мощных вентиляторов. Одним из факторов, который приводит к ряду социальных проблем, является акустическое загрязнение территорий, выходящие за пределы санитарно-защитных зон для вентиляторных установок и которые не должны превышать зон с радиусом 100 м от центра диффузора вентиляторной установки.

**Анализ исследований и публикаций.** Известно [1-4], что основными причинами шума вентиляторов являются колебательные процессы воздушной среды (аэродинамический шум) и колебания элементов конструкций, обусловленные воздействиями элементов привода и колебаниями воздушного потока на корпус вентилятора (механический шум).

Для центробежных вентиляторов характерным в образовании аэродинамического шума является пульсация давления при нестационарном обтекании языка спирального кожуха вентилятора и элементов направляющего аппарата в момент прохождения мимо них лопаток колеса (низкочастотные составляющие спектра аэродинамического шума). Область широкополосного среднечастотного и высокочастотного шума определяется пульсациями скорости и давления

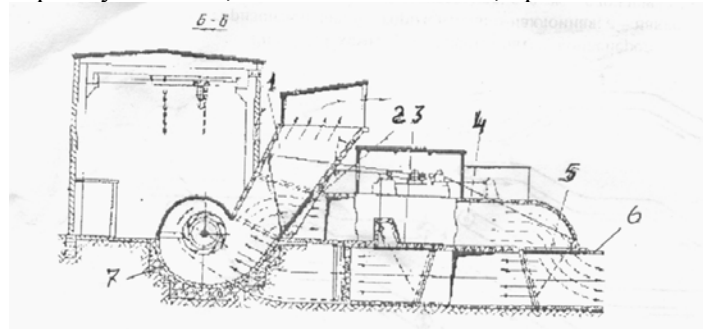
воздушного потока на твердых неоднородных поверхностях проточной части вентиляторной установки.

В отдельных случаях повышенный шум вентиляторов при малых окружных скоростях определяется взаимодействием низкочастотных пульсаций давлений с собственными частотами колебаний части объема вентиляционной сети (автоколебательный шум), составляющие которого могут попасть в область инфразвука. По данным исследований вентиляторов шахт Донецка [3] колебания в диапазоне частот 6÷25 Гц были вызваны неправильной установкой лопаток направляющего аппарата и наличием швеллеров-растяжек в кожухе на выходе из колеса. Результаты наших исследований показали, что на расстоянии  $R=150$  м в диапазоне частот 2÷16 Гц уровни инфразвуковых колебаний вентиляторов типа ВЦД-31.5 М находятся в диапазоне 70÷63 дБ при предельно-допустимых 105 дБ в указанном диапазоне частот.

**Постановка задачи.** Решение задач обеспечения нормальных санитарно-гигиенических условий труда для горняков существенно зависит от эффективной системы вентиляции горных выработок, сложность которой повышается с увеличением глубины ведения горных работ. Серьезная проблема возникает при увеличении зон акустического загрязнения окружающей среды, которая может значительно превышать санитарно-защитную зону и захватывать зоны селитебной территории.

Поэтому, получение данных об особенностях формирования звукового поля вокруг вентиляторной установки является важной научной и социальной задачей, решение которой необходимо еще на стадии разработки.

**Изложение материала и результатов.** В качестве объекта исследований выбрана вентиляторная установка, выполнена по схеме, приведенной на рис. 1 [5].



**Рис. 1** Схема вентиляторной установки с вентилятором ВЦД-32М: 1 - диффузор; 2 - лядя диффузора; 3 - лядя переключения вентиляторов; 4 - обводной канал; 5 - лядя всасывающей будки; 6 - подводящий канал; 7 - вентилятор

Она располагается на сравнительно небольшой площади, что достигнуто за счет расположения обводного канала под подводящим и отклонением диффузора вверх от горизонта под

углом 60° вместо горизонтального по обычно принятым схемам.

Предусмотрено расположение надстройки над диффузором с ориентированием выброса воздуха формированием фронта звуковых волн в  $\frac{1}{4}$  сферическое пространство. Дополнительно за надстройкой расположено здание вентиляторной установки, которое выше диффузора на 5 м и также является экраном, отражающим звуковые волны в  $\frac{1}{4}$  сферического пространства. Высота среза диффузора над уровнем промплощадки достигает 12,5 м.

Известно [3-6], что амплитудные составляющие шума центробежных вентиляторов определяется соотношением радиального зазора между кромками колеса и языком улитки вентилятора, а также шагом лопаток.

Основной шумовой характеристикой вентиляторов является звуковая мощность, которая определяется из выражений

$$L_p = L + 10 \lg Q + 25 \lg H - 25, \quad (1)$$

где  $L$  - критерий шума, имеющий смысл уровня звуковой мощности вентилятора при производительности 1 м<sup>3</sup>/с и полном давлении 1 Па;  $Q$  - производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с;  $H$  - полное давление вентилятора, Па.

Для построения частотной характеристики уровней звуковой мощности спектральных составляющих  $L_p$  использовано выражение и значение критерия шума в виде эмпирической зависимости

$$L = 105 - 25 \lg f, \quad (2)$$

где  $f$  - среднегеометрическая частота октавных полос, Гц.

В октавных полосах частот уровней звуковой мощности аэродинамического шума центробежных вентиляторов следует выделить максимальные составляющие на частотах

$$f = mnz / 60, \quad (3)$$

где  $m=1, 2$ ;  $n$ -частота вращения колеса вентилятора, об/мин;  $z$  - число лопаток колеса.

Исследованы особенности излучения шума при изменении режима работы вентилятора ориентировочно со следующими значениями  $Q$  и  $H$ :

для  $n=300$  об/мин:  $Q=93 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $H=760$  Па;  $\varphi=0^\circ$ ;

для  $n=600$  об/мин:  $Q=148 \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $H=2300$  Па;  $\varphi=60^\circ$ .

Увеличение звуковой мощности за счет такого изменения  $Q$  и  $H$  согласно выражения (1) составляет 14 дБ.

Для изучения распределения звуковой энергии в различных диапазонах частот приведены исследования влияния различных факторов на спектральные составляющие шума вентилятора. Сравнительные данные об уровнях звукового давления вентиляторов ВЦД 3,2 и ВЦД 31,5М приведены в табл. 1.

Таблица 1

Уровни звукового давления и уровни звука вентиляторов ВЦД 3,2 и ВЦД 31,5 М на промплощадке

Место измерений	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц									Уровни звука, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
	Уровни звукового давления, дБ									
ВЦД 3,2; на расстоянии 20÷30 м [3]	88	89	87	86	82	79	75	68	60	83
ВЦД 31,5М;	77	91	83	74	70	71	64	57	54	76
на расстоянии 45 м	85	97	88	81	73	71	70	63	55	77

На рис. 3 представлены спектры звукового давления, измеренные на промплощадке ВУГП ВЦД 31,5М для различных значений  $n$  и угла установки лопаток направляющего аппарата  $\varphi$ . Характерным в спектрах является максимальная составляющая на 40 Гц для  $n=300$  об/мин и 80 Гц для  $n=600$  об/мин.

Увеличение числа оборотов от 300 до 800 об/мин привело к росту уровней звукового давления до 15 дБ практически во всем диапазоне частот от 125 Гц до 8000 Гц.

Спад уровней звукового давления в диапазоне частот 250÷8000 Гц составляет 5,7 дБ/октаву.

Изменение максимума в спектре уровней звукового давления от 40 Гц до 80 Гц происходит за счет изменения числа оборотов рабочего колеса вентилятора  $n$ , имеющем 8 лопаток от 300 об/мин до 600 об/мин.

Это приводит к повышению восприятия звуковых колебаний (рис.2). Для кривой равной громкости с уровнем 40 фон восприятия при 40 Гц составляет 77 фон, а на частоте 80 Гц - 63 фон, т.е. на 14 дБ возросло восприятие звуковых колебаний.

Для учета влияния  $Q$  и  $H$  на величины изменений уровней звуковой мощности или уровни звукового давления использовано выражение

$$\Delta L_p(\Delta L) = \Delta Q + \Delta H = 10 \lg Q + 25 \lg H \quad (4)$$

для значений  $Q$ ,  $H$  и  $\varphi$  при  $n=600$  об/мин, полученных в результате исследований шума вентилятора ВЦД 31,5М в производственных условиях.

Результаты измерений и расчетов приведены в табл. 2.

Результаты расчетов показывают, что изменение  $Q$  и  $H$  за счет изменения угла установки направляющего аппарата  $\varphi$  приводит к изменению уровней звуковой мощности в пределах 2÷3 дБ.

Таблица 2

Данные для определения диапазона изменений  $\Delta L_p$  или  $\Delta L$

$\varphi$ , град	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	$H, \text{Па}$	$10 \lg Q, \text{дБ}$	$25 \lg H, \text{дБ}$	$\Delta L_p(\Delta L), \text{дБ}$	$\Delta Q/\Delta H$	$\Delta Q/\Delta L_p$
0	196	2740	22,9	86,00	108,90	26,62	21,03
40	184	2490	22,6	84,75	107,35	26,67	21,05
40	200	2700	23,0	85,75	108,75	26,82	21,15
60	148	2300	21,7	84,00	105,70	25,832	20,52

Результаты исследований позволяют заключить следующее:

изменение угла установки лопаток направляющего аппарата  $\varphi$  от  $0^\circ$  до  $45^\circ$  приводит к увеличению уровней звукового давления в пределах  $2 \div 3$  дБ;

изменение числа оборотов от 300 об/мин до 600 об/мин приводит к росту уровней звукового давления на  $10 \div 15$  дБ в диапазоне частот от 125 Гц до 8000 Гц;

максимальные составляющие в спектрах звукового давления для  $n=600$  об/мин находятся в октавной полосе со среднегеометрической частотой 63 Гц (на частоте 80 Гц). Спад уровней с увеличением частоты находится в пределах  $5,6 \div 5,7$  дБ/октаву в диапазоне частот  $63 \div 4000$  Гц;

с увеличением расстояния от 45 м до 200 м уровни звукового давления на частоте 63 Гц изменяются от 82 дБ до 74 дБ, а при увеличении расстояния до 850 м до 62 дБ.

На основании данных аналитических и экспериментальных исследований построены спектры звуковой мощности центробежного вентилятора со стороны нагнетания для  $Q=90$  м<sup>3</sup>/с,  $H=700$  Па,  $n=300$  об/мин,  $z=8$ , а также уровни звуковой мощности вентиляторов ВЦД 31,5М (по результатам натурных измерений) и ВЦД 31.5М (заводские данные) для  $n=600$  об/мин.

Использование представленных данных позволило представить шумовые характеристики вентиляторов ВЦД 31,5М в виде спектров уровней звуковой мощности в диапазоне частот  $63 \div 8000$  Гц.

В диапазоне до 200 Гц просматривается влияние тональных составляющих, которые определяются особенностями взаимодействия лопаток рабочего колеса с языком улитки вентилятора.

Спектры звуковой мощности также подтверждают существенное влияние числа оборотов колеса на уровни звуковой мощности.

Повышение уровней звуковой мощности до  $14 \div 15$  дБ в диапазоне частот от 250 Гц при изменении числа оборотов от 300 до 600 об/мин.

Одним из важных показателей, которые определяют формирование звукового поля вокруг источника шума, является коэффициент направленности [6, 7]

$$\Phi = P^2 / P_{cp}^2, \quad (5)$$

где  $P$  - звуковое давление в заданном направлении на расстоянии  $R$  от источника шума, Н/м<sup>2</sup>;  $P_{cp}$  - звуковое давление от данного источника, усредненное по всем направлениям, на том-же расстоянии от него, Н/м<sup>2</sup>.

Неравномерность излучения источника шума выражается также показателем направленности

$$L_\phi = 10 \lg \Phi = L - L_{cp}, \quad (6)$$

где  $L$  - уровни звукового давления излучателя шума в заданном направлении на расстоянии  $R$ , дБ;  $L_{cp}$  - усредненный уровень звукового давления на расстоянии  $R$  по заданным направлениям.

При определении показателя направленности излучаемого объекта приняты следующие условия:

измерения уровней звукового давления выполнены по направлениям  $1 \div 4$ , показанным на рис. 2.

В качестве исходных использованы данные об уровнях звукового давления для  $R=400$  м;

при расчетах использованы результаты измерений уровней звукового давления для  $R=50$  м по указанным направлениям;

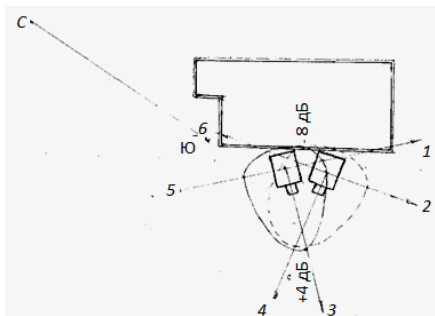
принято, что ослабления уровней звукового давления от  $R_1=50$  м до  $R_2=400$  м происходит по закону  $\Delta L=6$  дБ/2R, что соответствует условию распространения звуковых волн в открытом пространстве (рис. 2).

Данные для расчета  $L_\phi$  по принятым направлениям приведены в табл. 3.

Отличие данных расчетных и измеренных уровней звука определяется звукопоглощением зеленых насаждений и отражением от зданий и сооружений (направления 2,3 и 4) и экранирования зданием вентиляционной установки и другими сооружениями (направление 1).

Таблица 3

К расчету показателя направленности					
Направление	Уровни звука, дБА (R=50 м)	Уровни звука, дБА (R=400м, расчетная)	Уровни звука, дБА (R=400 м, измеренные)	Средний уровень звука, дБА (R=400 м)	Разность уровней $L-L_{cp}$ , дБА
1	61	43	40	51,46	-8
2	54	49	49		-2
3	74	56	58		4
4	54	49	49		-2



**Рис. 2.** Формирование показателя направленности для действующей вентиляторной установки

Результаты измерений и расчетов показывает (рис. 3), что в направлении 3 происходит концентрация звуковых колебаний и повышения уровня звука на 4 дБА по отношению к средним значениям вокруг диффузора вентиляторной установки.

В направлении 2 и 4 уровни звука на 2 дБА ниже, чем средние.



**Рис.3.** Диаграмма формирования фронта звуковых колебаний вентиляторной установки ВЦД 31.5М на селитебной территории: - по направлению 1–  $L_{\phi} = -8$  дБ; по направлению 2 и 4–  $L_{\phi} = -2$  дБ; по направлению 3–  $L_{\phi} = \pm 4$  дБ

В направлении 1 уровни звука на 8 дБА ниже, чем средние. Данное определилось направленностью фронта звуковых волн за счет сооружения над диффузором, излучением звуковых колебаний в  $\frac{1}{4}$  сферы, а также экранированием звуковых волн зданием вентиляционной установки.

**Выводы.** Рассматриваемая компоновка выполнения вентиляторной установки с точки зрения ее шумовых характеристик является наименее удачной по следующим причинам:

увеличенной высотой выброса воздушного потока и формирования фронта звуковых колебаний. Что затрудняет использова-

ние акустического экранирования;

созданием акустического излучателя с повышенным показателем направленности со стороны направленного излучения звуковых волн в  $\frac{1}{4}$  сферы.

Даже при использовании в конструкции вентилятора ВЦД 31.5 М колеса с загнутыми назад лопатками он является источником повышенных уровней звукового давления в помещении вентиляторной установки и на промплощадке в пределах радиуса санитарно-защитной зоны с радиусом  $R=100$  м.

Величина акустического загрязнения селитебной территории достигает величины с радиусом  $R \geq 1500$  м для открытого пространства и до величины с радиусом  $R=1000$  м при наличии зеленых насаждений, зданий и сооружений.

Данные об особенностях излучения инфразвуковых и звуковых колебаний вентиляторных установок главного проветривания шахт позволяет на стадии разработки вентиляторов и проектирования предусмотреть еще до выбора активных средств снижения шума:

оценить влияние на окружающую среду и жилые территории более мощных вентиляторов с увеличенным диаметром рабочего колеса и пониженным числом оборотов и особенно повышенное излучение инфразвуковых и низкочастотных составляющих воздушных колебаний;

поставить вопрос о более детальном исследовании низкочастотных колебаний на психическое состояние жителей поселков, территорий которых постоянно приближаются к границе санитарно-защитных зон на территории вентиляторных установок;

начать поисковые работы по определению методов и средств эффективных средств низкочастотных колебаний в воздушной среде.

### Список литературы

1. Физика аэродинамических шумов. Сб. науч. статей под ред. докт. физико-математ. наук, профессор А.В. Римского-Корсакова. Акустич. институт АН СССР, -М.: Наука, 1967.-106 с.: ил.

2. В.Д. Афанасьев. Методы борьбы с шумом и вибрациями в горнорудной промышленности. / В.Д. Афанасьев, А.А. Животовский, В.Ф. Калинин, Б.Я. Конограй//Под ред. к.т.н. В.П. Трофимова.- УкрНИИ НТИ -1969, -40 с.,-ил.
3. Г.А. Хорошев. Борьба с шумом вентиляторов. / Г.А. Хорошев, Ю.И. Петров, Н.Ф. Егоров //- М.: Энергоиздат, 1981.-144 с., ил.
4. Юдин Е.Я. Борьба с шумом шахтных вентиляторных установок. / Юдин Е.Я., Терехин А.С. // -2-е изд. перераб. и доп. -М.: Недра. 1985.-191 с., ил.
5. Ивановский И.Г. Шахтные вентиляторы. Ивановский И.Г. /Учеб. Пособие //—Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. – 196 с. ил. 86, табл. 7.
6. Заборов В.И. Защита от шума и вибрации в черной металлургии. / Заборов В.И., Клячко Л.Н., Росин Г.С. // -М.: Металлургия,-1976.-248 с., ил.
7. Борьба с шумом. Под ред. д-ра техн. наук проф.Б.Я. Юдина.-М.: Стройиздат.-701 с.: ил.

Рукопись поступила в редакцию 03.03.14

УДК 621.311

И.О. СИНЧУК, канд. техн. наук, доц., А.О. АНТОНЕНКО, аспирант  
Криворожский национальный университет

## **ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ МЕРОПРИЯТИЙ ПО ПОВЫШЕНИЮ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ЖЕЛЕЗОРУДНЫХ ШАХТАХ**

Выполнен анализ организационных мероприятий и технических решений, направленных на улучшение показателей качества электроэнергии при питании потребителей железорудных шахт. Задача работы заключается в доказательстве следующей мысли: для достижения необходимого уровня качества электроэнергии недостаточно лишь наличия необходимого измерительного оборудования. Определяющим фактором в этом вопросе является разработка и внедрение комплекса технико-организационных мероприятий, направленных на реальное повышение качества электроэнергии, передаваемой потребителям. Приведена структура и места проведения мероприятий по повышению качества электроэнергии. В ходе анализа указанных мероприятий показано, что в первую очередь необходимо определить причины недопустимого снижения качества электроэнергии. После этого следует наметить возможные пути улучшения качества энергии и провести их технико-экономический анализ, по результатам которого и принимать необходимые меры.

**Проблема и ее связь с научными и практическими заданиями.** Контроль качества электроэнергии является одним из важнейших принципов эффективного энергоснабжения промышленных потребителей. Но надлежащее внимание данному вопросу начало уделяться лишь с появлением на рынке сертифицированных измерительных приборов [2,14]. Как показывают исследования, контроль качества электроэнергии на промышленных предприятиях, в том числе на железорудных шахтах и рудниках, есть недостаточным [1,8]. Железорудные шахты относятся к крупным потребителям электроэнергии, и являются важнейшими промышленными предприятиями страны. Поэтому нельзя допустить снижение качества их электроснабжения, в том числе и с точки зрения показателей качества электроэнергии [4,9].

**Анализ исследований и публикаций.** Исследования работ по данной теме показывают, что основное внимание при разработке методик повышения ПКЭ, уделяется высоковольтным общепромышленным электрическим сетям [1]. В то время как уровни напряжения 10, 6, 0.4 кВ являются основными для железорудных шахт и требуют более глубокого анализа. Также имеет место тот факт, что на промышленных предприятиях в большинстве случаев осуществляется лишь постоянный контроль частоты и напряжения на шинах понижающих подстанций; остальные параметры качества электроэнергии (ПКЭ) не всегда контролируются [4].

**Постановка задачи.** На большинстве предприятий при проектировании питающих электрических сетей в основном рассматриваются вопросы совместимости электрооборудования, вопросам же нормализации ПКЭ внимание практически не уделяется. Целью работы есть раскрытие следующей мысли: для достижения удовлетворительного уровня контроля регулирования ПКЭ недостаточно просто наличия необходимого измерительного оборудования. Основным фактором в этом вопросе является разработка и внедрение комплекса технико-организационных мероприятий, направленных на реальное повышение качества электроэнергии, передаваемой потребителям.