

## Н.В. Макаров, В.Н. Макаров, И.А. Волежжанин

# ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ ДЛЯ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

На базе анализа известных средств регулирования шахтных вентиляторов предложен принципиально новый способ активного управления аэродинамическими процессами на входе в их рабочие колеса. Предложенные энергетические регуляторы отличаются повышенной глубиной экономичного регулирования, способствуя существенному повышению экономичности систем вентиляции шахт. Получены уравнения, позволяющие рассчитывать геометрические параметры энергетических регуляторов, обеспечивающих высокие значения их к.п.д. и качества. На базе разработанной математической модели разработан энергетический регулятор ЭР96-84. Ключевые слова: вентилятор, энергетический регулятор, аэродинамика, управляющий поток, коэффициент качества.

Используемые в настоящее время устройства регулирования шахтных центробежных вентиляторов могут быть условно отнесены к механическим средствам регулирования, поскольку действие их основано на механической трансформации геометрии проточной части вентилятора.

Большие потенциальные возможности в плане увеличения глубины экономичного регулирования заложены в активных методах управления аэродинамическими процессами в проточной

части вентилятора. Их реализация позволяет создать принципиально новое средство регулирования режима работы центробежного вентилятора энергетический регулятор (ЭР). На рис. 1 приведена схема центробежного вентилятора местного проветривания с ЭР, включающая: 1 ЭР с входными окнами (каналами) 2, находящийся в модуле 3 на входе в полость высокого давления 4 с рабочим колесом 6, при этом

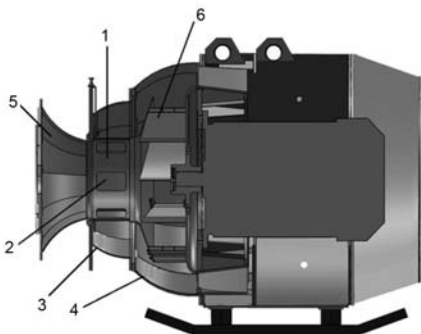


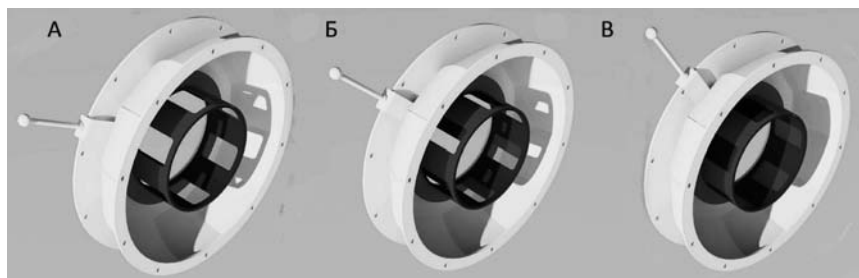
Рис. 1. Схема центробежного вентилятора с энергетическим регулятором

поток воздуха засасывается в вентилятор через входной коллектор 5 [5].

Оценив высокие значения показателей технического уровня, шахтные вентиляторы главного проветривания отличаются низкой фактической экономичностью в эксплуатации. Основные причины данного явления заложены в особенностях работы установок: переменные параметры вентиляционных сетей и режимов вентиляции, а также обеспечение вентиляторных установок главного проветривания, представляющими собой ограниченный параметрический ряд перекрытия полей шахтных вентиляционных режимов с учетом дискретности по отдельным шахтам. Поскольку в производстве находится ограниченное количество типоразмеров установок со строго определенными областями экономической эксплуатации, а параметры шахтных вентиляционных режимов являются случайными величинами, то они не совпадают с определенными параметрами вентиляторных установок главного проветривания.

Анализ глубины изменения расчетных вентиляционных режимов и необходимой глубины регулирования показал, что они имеют различные распределения статистической вероятности. Поэтому для обеспечения экономической работы вентиляторной установки, даже при неизменном режиме, ее необходимо регулировать. Таким образом, глубина регулирования вентиляторной установки должна превышать глубину изменения вентиляционного режима.

Действие ЭР основано на изменении кинетического момента потока на входе в рабочее колесо за счет энергии вращения управляющего (циркуляционного) потока, являющегося частью



*Рис. 2. Схема модуля вентилятора местного проветривания с ЭР, при различных положениях регулирующих окон (каналов): а) полное открытие; б) частичное открытие; в) полное закрытие (номинальный режим работы вентилятора)*

потока полости высокого давления корпуса вентилятора, поступающего через входные окна (каналы) ЭР (рис. 2) на вход в рабочее колесо. Изменение подачи управляющего потока позволяет регулировать закрутку суммарного потока, представляющего собой совокупность транзитного и управляющего потоков, и тем самым регулировать режим работы вентилятора [4]. Наличие продольной и поперечной циркуляции протока в полости корпуса позволяет, рациональным способом, спрофилировав по линиям тока форму входного коллектора и направляющего экрана, использовать энергию кинетического момента управляющего потока для закрутки транзитного потока с минимальными потерями энергии на дросселирование.

Эффективность регулируемости вентилятора с ЭР определяется экономичностью рабочего колеса, внешней и внутренней аэродинамикой аппарата. Внутренняя аэродинамика характеризует уровень потерь энергии при формировании управляющего потока в ЭР. Внешняя аэродинамика определяет эффективность взаимодействия циркуляционного и транзитного потоков. В литературе отсутствуют данные по системному исследованию регулируемости вентиляторов аппаратами такого типа. Рассмотрим способы построения аэродинамических характеристик и основы методики расчета аэродинамической схемы ЭР.

Параметры потока полости корпуса вентилятора, являющегося носителем энергии управления, определяются режимом работы вентилятора. На аэродинамические процессы, протекающие в ЭР от входа в него до зоны взаимодействия циркуляционного и транзитного потоков, существенное влияние оказывают его геометрические параметры: диаметры входного коллектора  $D_K$ , направляющего экрана  $D_Э$ , диаметр регулирующего патрубка  $D_p$ ; ширины входного сечения  $b_1$ , выходного сечения  $b_2$  и регулирующей заслонки  $b_p$ .

В зависимости от формы ЭР (рис. 2) [4, 5] и величины геометрических параметров изменяется эффективность взаимодействия циркуляционного и транзитного потока, что приводит к изменению его к.п.д. и коэффициента качества. В связи с этим необходимо определить критерии подобия системы поток-вентилятор с ЭР, чтобы впоследствии в рамках задач о внешней и внутренней аэродинамике ЭР установить зависимости для оптимальных значений, указанных выше геометрических параметров с точки зрения наименьших потерь энергии управляющего потока.

В рамках задачи о внутренней аэродинамике ЭР установим зависимость между полученными критериями подобия и гео-

метрическими параметрами аппарата, для чего запишем уравнение энергии по линии тока [4, 5]:

$$\frac{\zeta \rho u_{1y.ab.}^2}{2} + \frac{\zeta_T \rho u_{1y.ok.}^2}{2} + \eta_\tau P_\tau = \frac{\rho (u_{2y.ab.} - u_{1y.ab.})^2}{2} + \frac{\rho u_{2y.ok.}^2}{2}, \quad (1)$$

где  $\zeta$ ,  $\zeta_T$  – коэффициенты полных потерь и потерь на трение, соответственно;  $u_{y.ab.}$  и  $u_{y.ok.}$  абсолютные и окружные скорости управляющего потока; индексы 1, 2 – значение кинематических и геометрических параметров на входе и выходе ЭР, соответственно (см. рис. 1);  $\eta_\tau$  – гидравлический к.п.д. вентилятора;  $P_\tau$  – полное теоретическое давление вентилятора.

После преобразования (1) с учетом критериев подобия получим:

$$\psi_\tau \eta_\tau = \psi_y + a \psi_y^2 + \zeta_m \bar{u}_{y.ok.}^2 \left( 1 + \frac{16}{\pi \Phi} \bar{u}_{y.ok.} (\bar{D}_\kappa^2 + \bar{D}_\vartheta^2 - \bar{D}_p^2) \right), \quad (2)$$

где  $\psi_\tau$  – коэффициент теоретического давления вентилятора [3, 4];  $a$  – коэффициент, определяемый из выражения:

$$a = \frac{\bar{b}_p}{4(\bar{b}_1 - \bar{b}_p)^4 (\bar{D}_\vartheta + \bar{D}_\kappa)^2} + \zeta \cdot \text{Cos} \left( \arctg \frac{\bar{D}_\kappa - \bar{D}_\vartheta}{2(\bar{b}_1 - \bar{b}_p)} \right) \cdot \frac{1}{4(\bar{b}_1 - \bar{b}_p)^2 (\bar{D}_\vartheta + \bar{D}_\kappa)^2}; \quad (3)$$

« $\bar{\quad}$ » – относительные значения соответствующих кинематических и геометрических параметров (кинематические параметры отнесены к окружной скорости вращения колеса, геометрические параметры отнесены к диаметру рабочего колеса).

Коэффициент давления управляющего потока определяется выражением:

$$\psi_y = \kappa^2 \left( \frac{\Phi_y}{2(\bar{b}_1 - \bar{b}_p)(\bar{D}_\vartheta + \bar{D}_\kappa)} - \frac{\Phi}{\kappa \bar{D}_p^2} \right)^2 + \kappa_q \bar{u}_y^2, \quad (4)$$

где  $\kappa$  – конфузурность канала ЭР, определяемая отношением площадей входного и выходного сечения ЭР:  $\kappa = \frac{F_1}{F_2}$ ;  $\kappa_q$  коэффициент диагональности ЭР:

$$\kappa_q = \frac{\bar{D}_\kappa^2}{\bar{D}_p^2}. \quad (5)$$

Учитывая зависимость между параметрами  $\varphi_y$  и  $\psi_y$ , принимая  $D_s = D_k$  и начальное положение  $b_p = 0$ , получим:

$$\kappa = \frac{\sqrt{\Psi_y - \kappa_q \bar{u}_y^2 + \frac{\Phi}{\bar{D}_p^2}}}{\sqrt{\frac{\Psi_m \eta_z - \Psi_y - 32 \zeta_T \bar{u}_y^3 (\bar{D}_k^2 - \bar{D}_p^2)}{\pi \Psi}}}} \sqrt{\zeta}, \quad (6)$$

$$\bar{F}_1 = \frac{\Phi_y \left( \frac{\eta_s \Phi}{\bar{D}_p^2} + \sqrt{\eta_s \cdot \frac{\Phi^2}{\bar{D}_p^2 + E_y}} \right)}{\eta_s E_y}, \quad (7)$$

где  $\eta_s$  – статический к.п.д. ЭР (к.п.д. при  $\varphi = 0$ ):  $\eta_s = \frac{\kappa^2}{\kappa^2 + \zeta}$ ;  $E_y$  – энергетический параметр, определяемый:

$$E_y = \Psi_T \eta_z - k_q \bar{u}_y^2 \cdot \frac{\Phi^2}{\bar{D}_p^2} + \frac{16 \zeta_T \bar{u}_y^3 \cdot (\bar{D}_k^2 + \bar{D}_s^2 - 2 \bar{D}_p^2)}{\pi \cdot \Phi} \quad (8)$$

Полный к.п.д. ЭР представлен в виде  $\eta = \frac{\Psi_y}{\Psi_m \eta_z}$ , откуда получим:

$$\eta = \left( \frac{\bar{D}_p^2 E_y \eta_s}{\sqrt{\Psi_m \eta_z} \cdot (\varphi \eta_s + \bar{D}_p \sqrt{\eta_s (\varphi^2 + \bar{D}_p^2 E_y)})} - \frac{A}{0,38 \bar{D}_p^2} \right)^2 + \kappa_q (1 - \omega_y), \quad (9)$$

где  $A$  – эквивалентное отверстие вентиляционного режима;  $\omega_y$  – степень реактивности управляющего потока.

Качество ЭР, как величина полезной энергии закрукки ЭР на единицу потерь, может быть представлено в виде:

$$K_a = \frac{\kappa_q \bar{u}_y^2}{\frac{\zeta \Phi_y^2}{16 \bar{b}^2 \bar{D}_k^2} + \frac{32 \zeta_m \bar{u}_y^3 (\bar{D}_k^2 - \bar{D}_p^2)}{\pi \Phi}}. \quad (10)$$

Таким образом, уравнений (6), (7) устанавливают математическую зависимость между геометрическими параметрами ЭР и его энергетическими характеристиками, являющимися при этом критериями подобия  $(\varphi_y, \psi_y, \Phi)$  [1, 3, 6]. Уравнения (9),

(10) устанавливаются соотношения между параметрами, характеризующими эффективность работы энергетического регулятора устройства, его геометрическими параметрами и режимом работы вентилятора.

Ввиду сложности процесса взаимодействия процесса взаимодействия управляющего и основного потоков исследование внешней аэродинамики ЭР было проведено экспериментальным путем. Исследование проводилось на установке для аэродинамических испытаний вентиляторов на всасывание, выполненной в соответствии с ГОСТ 10921-90 [2]. Для определения последовательности эксперимента был применен статистический метод линейного планирования. В качестве плана использована дробная реплика с генерирующим соотношением, обеспечивающим максимальную ее разрешающую способность [7].

Обработка экспериментального материала проводилась с использованием критериев Кохрена для проверки однородности дисперсий параллельных опытов, Стьюдента для проверки значимости коэффициентов регрессии, Фишера для проверки адекватности полученной модели при 2,5% уровне значимости.

Из условия обеспечения максимального коэффициента качества энергетического регулятора для вентилятора Ц76-16 были получены следующие оптимальные значения геометрических параметров энергетического регулятора  $\overline{D}_\kappa = 0,96$ ;  $\overline{D}_p = 0,84$ ;  $\overline{D}_s = \overline{D}_p$ ;  $k_q = 1,3$ . При этом ЭР обеспечивает удельное энергопотребление вентилятора Ц76-16 на уровне 1,31, глубину регулирования по давлению 0,63. При этом с осевым направляющим аппаратом, являющимся на сегодня наиболее совершенным механическим устройством регулирования центробежных вентиляторов, Ц76-16 имеет удельное энергопотребление 1,42, а глубину регулирования по давлению 0,55.

Оптимальные значения геометрических параметров энергетических регуляторов зависят от геометрических параметров рабочего колеса центробежного вентилятора. Применение ЭР для повышения адаптивности центробежных вентиляторов местного проветривания способствует снижению их удельного энергопотребления на 8% и увеличению глубины регулирования по давлению на 15%.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Веников В. А.* Теория подобия и моделирование применительно к задачам электроэнергетики. — М.: Высшая школа, 1966. — 487 с.

2. ГОСТ 10921-74 Вентиляторы радиальные (центробежные) и осевые. Методы аэродинамических испытаний, 1974. — 15 с.

3. *Ляпцев С. А., Потапов В. Я.* Математическое описание поведения рудных частиц в воздушном потоке разделения частиц в воздушном потоке разделительных аппаратов // Современные проблемы науки и образования. — 2012. — № 1. — С. 178.

4. *Макаров Н. В., Белов С. В., Фомин В. И., Волков С. А.* Расчет критериев аэродинамического подобия системы вентилятор энергетический направляющий аппарат // Известия вузов. Горный журнал. — 2008. — № 5. — С. 66–69.

5. *Макаров Н. В., Белов С. В., Макаров В. Н.* Расчет параметров энергетических регуляторов шахтных вентиляторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2012. — № 7. — С. 203–206.

6. *Макаров Н. В., Белов С. В., Фомин В. И., Макаров В. Н., Волков С. А.* Патент 2390657. Кл. F 04 D 29/28. Центробежный вентилятор, опублик. 10.10.2009.

7. *Тиме В. А.* Оптимизация технико-экономических параметров гидротурбин. — Л.: Машиностроение, 1976. — 271 с. **ПАТ**

#### КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

*Макаров Николай Владимирович*<sup>1</sup> — кандидат технических наук, зав. кафедрой, e-mail: mnikolay84@mail.ru,

*Волгжанин Иван Александрович*<sup>1</sup> — аспирант, e-mail: Volegzhanin.philips@mail.ru,

*Макаров Владимир Николаевич*<sup>1</sup> — доктор технических наук, профессор, начальник управления инноватики и развития, e-mail: mnikolay84@mail.ru,

<sup>1</sup> Уральский государственный горный университет.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2016. No. 4, pp. 54–61.

UDC 622.44

**N.V. Makarov, V.N. Makarov, I.A. Volegzhanin**

**ENERGY REGULATORS FOR MINE FANS**

On the basis of analysis of the known means of regulating mine fans suggested a fundamentally new way of controlling the aerodynamic active processes on the part of their impellers. The proposed energy regulators differ in the depth of the economic regulation, contributing to a significant increase in efficiency of ventilation shafts. The equations for calculating the geometric parameters of the energy regulator, providing high values of efficiency and quality. On the basis of the developed mathematical model developed by the energy regulator ER96-84.

Key words: fan, power control, aerodynamics, control flow, the quality factor.

#### AUTHORS

*Makarov N.V.*<sup>1</sup>, Candidate of Technical Sciences,

Head of Chair, e-mail: mnikolay84@mail.ru,

*Volegzhanin I.A.*<sup>1</sup>, Graduate Student, e-mail: Volegzhanin.philips@mail.ru,

*Makarov V.N.*<sup>1</sup>, Doctor of Technical Sciences, Professor,

Head of Innovation and Development Department, e-mail: uk.intelnedra@gmail.com,

<sup>1</sup> Ural State Mining University, 620144, Ekaterinburg, Russia.

## REFERENCES

1. Venikov V. A. *Teoriya podobiya i modelirovanie primenitel'no k zadacham elektroenergetiki* (Theory of similarity and modeling regarding problems of electrical power engineering), Moscow, Vysshaya shkola, 1966, 487 p.
2. *Ventilyatory radial'nye (isentrobezhnyye) i osevye. Metody aerodinamicheskikh ispytaniy. GOST 10921-74* (Radial (centrifugal) and axial fans. Aerodynamic testing techniques. State Standard 10921-74), 1974, 15 p.
3. Lyaptsev S. A., Potapov V. Ya. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* (Current problems in science and education), 2012, no 1, pp. 178.
4. Makarov N. V., Belov S. V., Fomin V. I., Volkov S. A. *Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal*. 2008, no 5, pp. 66–69.
5. Makarov N. V., Belov S. V., Makarov V. N. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2012, no 7, pp. 203–206.
6. Makarov N. V., Belov S. V., Fomin V. I., Makarov V. N., Volkov S. A. *Patent RU 2390657. Kl. F 04 D 29/28*. 10.10.2009.
7. Time V. A. *Optimizatsiya tekhniko-ekonomicheskikh parametrov gidroturbin* (Optimization of performance characteristics of hydroturbines), Leningrad, Mashinostroenie, 1976, 271 p.



## ОТДЕЛЬНЫЕ СТАТЬИ ГОРНОГО ИНФОРМАЦИОННО-АНАЛИТИЧЕСКОГО БЮЛЛЕТЕНЯ (СПЕЦИАЛЬНЫЙ ВЫПУСК)

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА НА УГЛЕДОБЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

*Лисовский В. В.*, ОАО «СУЭК»; *Гришин В. Ю.*, ОАО «СУЭК-Кузбасс»;  
*Кулецкий В. Н.*, *Жунда С. В.*, *Рыбинский А. Б.*, ОАО «Разрез Тугнуйский»;  
*Довженко А. С.*, *Галкин А. В.*, *Смолин А. В.*, ООО «НИИОГР».

В сборник вошли статьи, посвященные подходу к повышению уровня безопасности производства на угледобывающем предприятии, основанному на выявлении и устранении опасных производственных ситуаций. Авторами рассмотрены теоретический, методический и практический аспекты данного подхода. Результаты апробации деятельности по выявлению и устранению опасных производственных ситуаций на предприятиях компании СУЭК представлены как работниками компании, так и сотрудниками ООО «НИИОГР», осуществляющими совместную работу по обеспечению безопасности производства. Для работников горнодобывающих предприятий России, научных и инженерно-технических сотрудников, студентов горных вузов.

Ключевые слова: опасная производственная ситуация, безопасность труда, негативное событие, риск негативного события, нарядная система.

### IMPROVEMENT ACTIVITIES TO ENSURE PRODUCTION SAFETY IN COAL MINES

*Lisovsky V. V.*, JSC «SUEK»; *Grishin V. Yu.*, OJSC «SUEK-Kuzbass»;  
*Kuletskiy V. N.*, *Zhunda S. V.*, *Rybinskiy A. B.*, JSC «Cut Tugnuiskiy»;  
*Dovzhenok A. S.*, *Galkin A. V.*, *Smolin A. V.*, LTD «NIIOGR».

The collection includes articles on the approach to the improvement of safety production in coal enterprise based on the identification and elimination of hazardous production situations. The authors consider theoretical, methodological and practical aspects of this approach. The results of testing activities identification and elimination of hazardous production situations at the enterprises of SUEK represented as employees of the company and employees “NIIOGR”, carrying out joint work to ensure production safety. For workers of mining enterprises of Russia, scientific and engineering-technical staff, students of mining universities.

Key words: hazardous production situation, safety, adverse event, the risk of adverse events, elegant system.