

АНАЛИЗ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРОВ ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ С ДВУМЯ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ

А.М. Красюк¹, Е.Ю. Русский¹, С.А. Колотов¹, Т.И. Иргibaев², Б.А. Унаспеков²

¹ Институт горного дела им. Н.А. Чинакала,
Новосибирск, Россия, e-mail: geomining@mail.ru

² Казахский национальный исследовательский технический университет
имени К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан

Аннотация: Рассмотрены вопросы проектирования роторов вентиляторов главного проветривания, имеющих два рабочих колеса, выполняющих попеременно функции как рабочего колеса, так и направляющего аппарата. Это техническое решение позволяет получить в реверсивном режиме 90–95% от производительности прямого режима. Наличие двух рабочих колес, работающих попеременно, определяет частотные свойства роторной группы, зависящие от режима работы вентилятора – прямого или реверсивного. Исследование таких частотных свойств позволяет выполнить оценку собственных частот колебаний ротора для обеспечения отстройки от частот вынуждающих сил, а также выявить зоны повышенных напряжений при нестационарных режимах работы вентилятора при его пуске. Приведены результаты анализа частотных свойств ротора, полученные решением системы дифференциальных уравнений его вращения. Определены зависимости углов закручивания коренных валов и возникающих при этом касательных напряжений в них от времени при пуске вентилятора. Показано, что напряжения в момент пуска могут на порядок превышать напряжения при установившемся режиме работы, что требует повышенного внимания при проектировании такого рода вентиляторов, так как такое превышение напряжений влияет на ресурс работы вала и надежность функционирования всей вентиляторной установки. Показано, что снижение амплитуд напряжений при пуске достигается использованием частотного регулируемого привода путем увеличения времени пуска.

Ключевые слова: ротор, рабочее колесо, осевой вентилятор, крутильные колебания, прочность, напряжения, собственные частоты, конструктивные параметры.

Благодарность: Работа выполнена в рамках проекта ФНИ (номер гос. регистрации № 121052500147-6) и проекта (AP19677949) Министерства науки и высшего образования Республики Казахстан.

Для цитирования: Красюк А. М., Русский Е. Ю., Колотов С. А., Иргibaев Т. И., Унаспеков Б. А. Анализ крутильных колебаний роторов шахтных осевых вентиляторов с двумя рабочими колесами // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2024. – № 10. – С. 62–77. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_10_0_62.

Torsional vibrations of rotors of axial mine fans with two impellers

A.M. Krasuk¹, E.Yu. Russky¹, S.A. Kolotov¹, T.I. Irgibaev², B.A. Unaspekov²

¹ Institute of Mining of Siberian branch Russian Academy of Sciences,
Novosibirsk, Russia, e-mail: geomining@mail.ru

² Satbayev University, Almaty, Republic of Kazakhstan

Abstract: The study discusses design of rotors of main fans with two impellers that function alternatively as impellers and guide vanes. Such engineering solution allows reversal ventilation capacity at 90–95% of vent capacity in direct mode. The presence of two impellers in alternate operation governs the rotor group frequency behavior dependent on the working mode of fan — direct or reversal. Analysis of the frequency behavior allows estimating frequencies of rotor self-oscillations for detuning forced frequencies and for detecting higher stress zones during unsteady behavior of a fan when started. The analysis of the rotor frequencies obtained from solving a system of differential equations of rotations is presented. The temporal variations in the angles of torque of main shafts and in the associated tangential stresses at fan starting are determined. It is shown that the stresses at the moment of start can be an order of magnitude higher than the stresses in the steady-state mode, which requires an extremely careful design of such type fans as the increased stresses affect the service life of a shaft and the reliability of the whole fan. The decrease in the stress amplitudes at the fan starting is achievable through the use of an adjustable frequency drive at an extended startup time of a fan.

Key words: rotor, impeller, axial fan, torsional vibrations, strength, stresses, self-oscillations, design parameters.

Acknowledgements: The study was carried out within the framework of Basic Research Program, Project State Registration No. 121052500147-6, and the program of the Ministry of Science and Higher Education of the Republic of Kazakhstan, Project No. AR19677949.

For citation: Krasuk A. M., Russky E. Yu., Kolotov S. A., Irgibaev T. I., Unaspekov B. A. Torsional vibrations of rotors of axial mine fans with two impellers. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2024;(10):62-77. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_10_0_62.

Введение

Большинство эксплуатируемых шахт и рудников постсоветского пространства проектировались и строились во второй половине XX в. Их главные вентиляторные установки (ГВУ) укомплектованы в основном вентиляторами главного проветривания (ВГП) серии ВОД (вентилятор осевой двухступенчатый) и ВОКД (вентилятор осевой с кручеными лопатками двухступенчатый). Также на шахтах России используются вентиляторы встречного вращения ВДК китайской компании «КАНАМ», вентиляторы ГАТ производства «TLT» (Голландия), осевые

вентиляторы фирм «Veb Turbowerke» и «СФТ» (Германия), вентиляторы «Zitron» (Испания). Эти вентиляторы могут регулироваться несколькими способами: поворотом лопаток направляющего аппарата и, на остановленном вентиляторе, путем изменения угла установки рабочих лопаток. Для реализации реверсивного режима работы используются ляды и обводные каналы для вентиляторов типа ВОКД, а для ВГП типа ВОД — меняются углы установки лопаток спрямляющего и направляющего аппаратов и изменяется направление вращения ротора вентилятора [1, 2]. Аналогично ре-

версируются вентиляторы зарубежных производителей. Реверсивные режимы работы вентиляции являются важнейшей частью системы проветривания горного объекта, позволяя в случае внештатных ситуаций рабочим покинуть шахту [3].

Для реверсивных режимов работы вентиляции существуют правила, определенные в Федеральных нормах и правилах в области промышленной безопасности «Правила безопасности в угольных шахтах» и направленные на возможность безопасной эвакуации горных рабочих: подача воздуха при реверсе не должна быть менее 60% от такой подачи в нормальном режиме (прямом), а также изменение направления воздушной струи должно происходить в течение времени, не превышающего десяти минут [4, 5].

Ограничение производительности в реверсе 60% от величины прямого режима, установленное правилами безопасности, обусловлено, в первую очередь, техническими трудностями создания эффективных осевых вентиляторов одновременно в двух режимах: прямом и реверсивном. В обычном режиме рабочая лопатка ротора вентилятора работает достаточно эффективно за счет соответствия ее аэродинамического профиля условиям работы вентилятора, обеспечивая при этом высокий КПД. При смене направления вращения рабочего колеса рабочая лопатка работает в неэффективном режиме, так как из-за наличия отрывов потоков воздуха на профиле лопатки, повернутой к потоку противоположной кромкой (по отношению к прямому режиму), значительно снижается КПД всей установки и существенно (до двух раз и более) уменьшаются показатели вентилятора по расходу воздуха и его давлению.

В процессе эксплуатации вентилятор в основном работает в прямом режиме, при этом необходимо обеспечивать высокий КПД, снижать который не эконо-

мично для увеличения производительности в случае реверсивного режима. Производительность вентилятора в реверсе, например, 75–85%, при достаточно высоких значениях давления и расхода воздуха в прямом режиме, позволяет широко использовать такие вентиляторы, которые, помимо прочего, будут давать также и высокую энергетическую эффективность. Соответственно, создание шахтных вентиляторов с максимальными параметрами по давлению и расходу воздуха в области реверса, соответствующими таким же параметрам в области прямой работы турбомшины, является актуальной задачей и имеет важное значение для горных предприятий.

Существует несколько способов реверса для осевых вентиляторов [6, 7], связанных с тем, в каком направлении вращается ротор ВГП: режим 1 — это реверс с неизменным вращением ротора; режим 2 связан с вращением рабочего колеса (РК) ротора в противоположном исходному направлению.

Вентиляторы серии ВОД переходят в режим реверса путем изменения направления вращения рабочих колес, не меняя при этом углы установок рабочих лопаток ротора, и изменением угла установки лопаток спрямляюще-направляющего аппарата (СНА) и спрямляющего аппарата (СА). При этом лопатка рабочего колеса начинает работать задней кромкой лопасти (двигаясь вперед по направлению вращения), т.е. решетка РК, изначально являясь диффузорной, становится конфузорной, и в таком режиме вследствие обратной кривизны профиля начинает происходить срыв воздушного потока с лопасти. При такой работе лопатки (задней кромкой лопасти) существенно меняется коэффициент полезного действия вентилятора в сторону уменьшения, и чем меньше отношение хорды лопатки к ее сред-

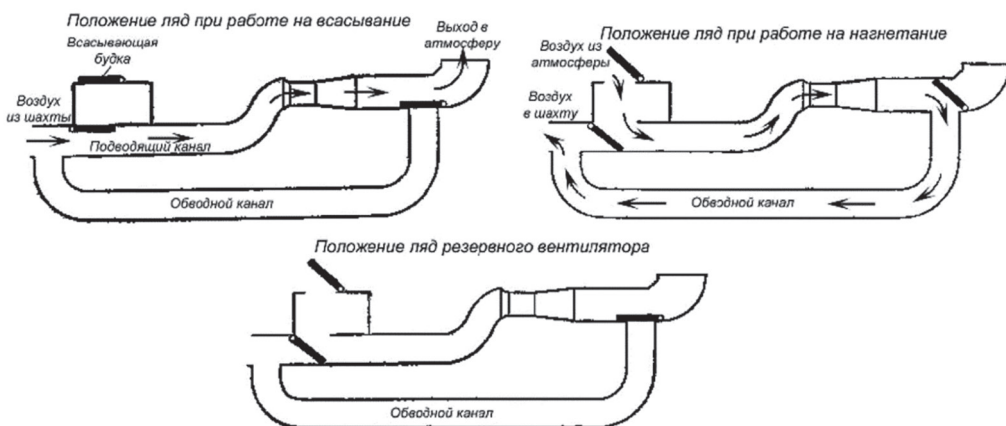


Рис. 1. Реверсирование вентиляторов типа ВОКД с использованием обводных каналов
 Fig. 1. Reversing VOKD type fans using bypass channels

ней линии, тем сильнее отрыв потока и ниже производительность и развиваемое давление.

Существующие осевые вентиляторы типа ВОКД переводятся в режим реверса с использованием обводных каналов (рис. 1). Данный способ позволяет в реверсивном режиме получить значения производительности, практически как в прямом режиме [8].

В реверсивном режиме происходят значительные потери энергии в обводных каналах [8], составляющие в среднем 19–35% потребления электроэнергии ГВУ, что приводит к тому, что порядка 63–73% от энергопотребления вентилятора составляют потери, а эксплуатационный КПД таких машин составляет всего 0,27–0,37 (с учетом потерь в электроприводе). Таким образом, значительная часть потребленной электроэнергии расходуется неэффективно, что ведет к снижению аэродинамических параметров вентиляторов при работе в реверсивном режиме.

Следует отметить, что с увеличением количества ляд, участвующих в процессе перевода ГВУ в реверсивный режим работы, существенно снижается надежность установки, особенно в хо-

лодный период года вследствие обмерзания ляд и их створов.

Как было отмечено ранее, помимо рассмотренных вентиляторов серий ВОД и ВОКД, на шахтах также эксплуатируются вентиляторы фирм ВДК (Китай), GAT (Англия – Голландия), представляющие собой тип так называемых вентиляторов встречного вращения. Такие машины переводятся в реверс путем изменения направления вращения рабочего колеса. Производительность этих вентиляторов в реверсе лежит в пределах 64–73% от прямого режима, что определяется типом применяемой аэродинамической схемы рабочих лопаток вентилятора [9].

Повышение эффективности и увеличение объемов добычи полезных ископаемых [10, 11] невозможно без изменения условий работы систем вентиляции и повышения их производительности, а существующие главные вентиляторные установки в значительной части имеют устаревшие аэродинамические схемы, особенно при реверсивном режиме работы, а также не соответствующее таким режимам конструктивное исполнение. В статье предложен и рассмотрен один из путей решения этой проблемы.

Реверсивный вентилятор с двумя рабочими колесами

Для повышения эффективности работы вентилятора в реверсивном режиме ИГД СО РАН предложен и запатентован способ реверсирования [12] осевых вентиляторов на основе использования ротора с несколькими рабочими колесами, имеющими разные функции в зависимости от текущего режима работы. На рис. 2 приведена структурная схема ротора такого вентилятора.

Функциональное назначение содержащихся в предложенной аэродинамической схеме двух РК позволяет, в зависимости от прямого или реверсивного режимов, попеременно включать их в работу вентилятора. Остановка первого РК (по ходу движения воздуха) позволяет использовать его в качестве входного направляющего аппарата (ВНА), при этом второе колесо будет рабочим (вращаться). Такой режим будет прямым. Для реализации реверсивного режима работы происходит смена ролей рабочих колес: второе колесо останавливается, принимая на себя функции входного направляющего аппарата (так как в реверсе направление движения воздуха меняется на противоположное), а первое РК, ранее остановленное, принимает на себя функции рабочего колеса, т.е.

начинает вращаться в обратном прямому режиму направления.

Преимущество в использовании такой кинематической схемы заключается в значительном росте эффективности работы вентилятора в реверсе, составляя до 90–95% от производительности прямого режима работы [13].

Суть предложенного способа реверсирования заключается в том, что при прямом направлении воздушного потока приводной двигатель 11 через постоянную муфту 12 передает вращение валу 2. При этом рабочее колесо 3 заторможено от вращения тормозным устройством 10, а управляемая муфта 8 разрывает кинематическую связь рабочего колеса 3 с валом 2. В то же время управляемая муфта 7 кинематически соединяет рабочее колесо 4 с валом 2, а тормозное устройство 9 растормаживает рабочее колесо 4. При этом рабочее колесо 3, в текущем режиме остановленное, выполняет функцию входного направляющего аппарата, а воздух движется по направлению сплошной стрелки. Для реверсирования направления движения воздушного потока реверсируют приводной двигатель 11. Предварительно тормозным устройством 9 затормаживают рабочее колесо 4 и управляемой муфтой 7 отключают его кинематическую связь с валом 2, а управляемая муфта 8 соединяет рабочее колесо 3 с валом 2, а тормозное устройство 10 растормаживает рабочее колесо 3. При этом рабочее колесо 4 выполняет функцию входного направляющего аппарата, а воздух движется по направлению пунктирной стрелки.

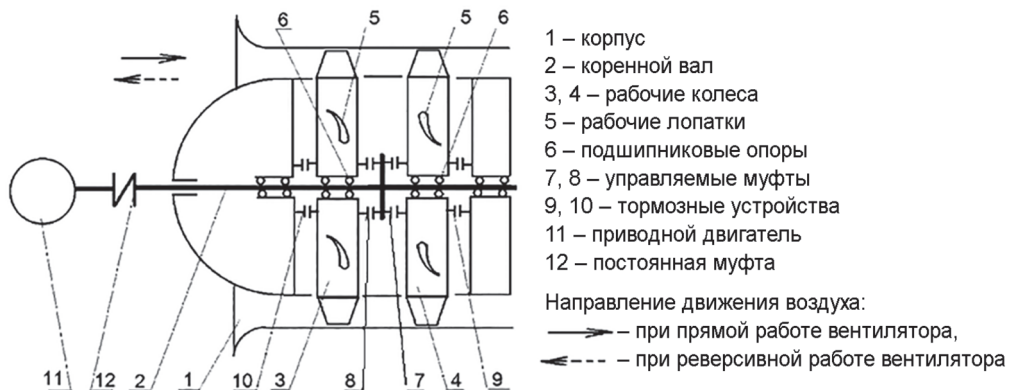


Рис. 2. Кинематическая схема реверсивного осевого вентилятора с двумя рабочими колесами

Fig. 2. Kinematic diagram of a reversible axial fan with two impellers

матическую связь с валом 2, а рабочее колесо 3 растормаживают тормозным устройством 10 и управляемой муфтой 8 кинематически соединяют с валом 2. Таким образом, кинематически отключенное от коренного вала рабочее колесо 4 остается неподвижным, и к нему переходит роль направляющего аппарата, при этом ранее остановленное рабочее колесо 3 включается в работу, перемещая рабочее тело (воздух) в направлении, указанном пунктирной стрелкой.

Эффективный режим реверсивной работы вентилятора будет обеспечиваться только при условии поворота рабочих лопаток на определенные углы установки [13, 14].

Полученные в результате исследования диапазоны углов установки лопаток, требуемые для эффективного режима реверса, в соответствии с представленным выше алгоритмом, примут следующие значения: в диапазоне от 30 до 60° — в случае лопаток ВНА, и в диапазоне от 20 до 65° — в случае лопаток рабочего колеса ротора вентилятора. Изменение углов установки лопаток напрямую влияет на коэффициенты расхода воздуха и давления [13], а именно, увеличение этих коэффициентов происходит из-за уменьшения углов установки как лопаток ВНА, так и рабочих лопаток роторов.

Применение кинематической схемы вентилятора, имеющего два рабочих колеса (см. рис. 2), приводит к необходимости изучения как крутильных, так и изгибных колебаний коренных валов роторов в различных режимах работы, что необходимо для определения соответствующих закономерностей изменения частот собственных колебаний в зависимости от выбранного режима работы вентилятора, массы РК и геометрических параметров ротора. Это особенно важно при использовании электропривода с частотным управлением,

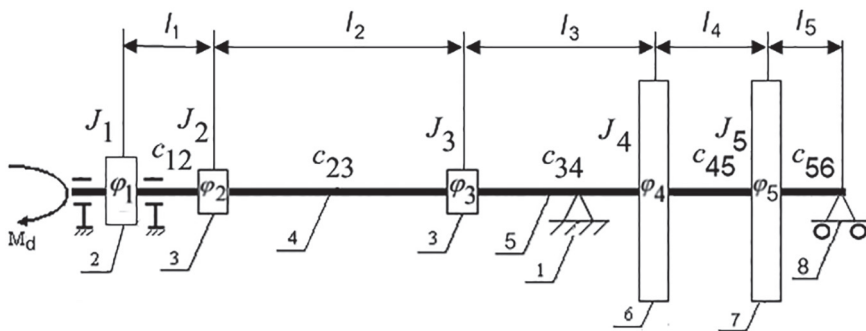
поскольку возмущающие силы, действующие на элементы ротора вентилятора, имеют значительный диапазон изменения своих значений [15].

Крутильные колебания валов

Исследование крутильных колебаний роторов вентиляторов, включающих в себя два рабочих колеса, выполнены по расчетной схеме, представленной на рис. 3.

Вентилятор работает не только в установившемся режиме с постоянным числом оборотов, но и в определенные моменты времени, такие как пуск или остановка, имеет нестационарные параметры, изменяющиеся в широком диапазоне в зависимости от текущего режима работы. Кроме того, изменение параметров работы турбомашин может зависеть от взаимодействия вентилятора с аэродинамическими возмущениями от вентиляционной сети. Совокупность таких режимов работы приводит к необходимости анализа крутильных колебаний валов вентиляторов и соответствующих им собственных частот от текущего режима, так как параметры работы вентилятора в разных режимах приводят к значительному изменению амплитуд колебаний валов в сторону повышения их значений по сравнению со стационарным режимом работы. При пуске и выбеге вентилятора на уровень напряженно-деформированного состояния валов влияет как частота вращения рабочего колеса (зависящая от электродвигателя), так и различные флуктуации воздушного потока (внезапные выбросы в шахте, взрывы, поршневое действие различного оборудования в стволе — скипы, клети и т.д.).

Все эти факторы значительно влияют на дополнительный момент вращения на валу вентилятора, приводя к значительному росту амплитуд крутильных колебаний [16].



1, 8 – подшипники опор ротора; 2 – ходовой асинхронный электропривод; 3 – соединительные муфты валов; 4 – промежуточный вал ротора; 5 – коренной вал вентиляторного агрегата; 6, 7 – рабочие колеса ротора; $M_{эл.дв}$ – крутящий момент от электропривода; l_i – длина соответствующего участка коренного вала; φ_i – угол поворота соответствующего участка; $C_{i,i+1}$ – жесткость на кручение соответствующего участка коренного вала; J_1 – момент инерции ротора электродвигателя; J_4, J_5 – моменты инерции рабочих колес вентилятора; J_2, J_3 – моменты инерции зубчатых муфт

Рис. 3. Структурная схема ротора осевого вентилятора с двумя ПК

Fig. 3. Design diagram of a fan rotor with two impellers for studying torsional vibrations

Для описания крутильных колебаний механических систем используются уравнения в дифференциальной форме [17]. В нашем случае для системы, показанной на рис. 3, таких уравнений будет пять (т.е. в колебательной системе имеется пять степеней свободы):

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_{эл.дв} - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - \mu(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \mu(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\
 &\quad - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - \mu(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + \mu(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - \\
 &\quad - c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - \mu(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + \mu(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - \\
 &\quad - c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - \mu(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) - M_b \pm M_v \\
 J_5 \ddot{\varphi}_5 &= c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) + \mu(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) - \\
 &\quad - c_{56}(\varphi_5 - \varphi_6) - \mu(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_6) - M_b \pm M_v
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Здесь $M_{эл.дв}$ – крутящий момент от электропривода, который определяется в соответствии с формулой Клосса [18]; M_b – момент, возникающий на валу вследствие сопротивления вращению от

рабочих колес (и сил сопротивления подшипниковых опор ротора), зависящий от скорости вращения ротора вентилятора, лежит в диапазоне $(0,33...0,96)\omega^2$, в нашем случае $M_b = 0,86\omega^2$; M_v – момент на валу, определяемый аэродинамическими возмущениями в сети шахты, и изменяется в широком диапазоне (знак перед моментом в уравнении зависит от режима работы вентилятора: на нагнетание (-) или всасывание (+), в нашем случае момент берется со знаком «-»); φ_i – угол закручивания i -го промежутка коренного вала; $\dot{\varphi}_i$ – круговая частота i -го промежутка коренного вала; $\ddot{\varphi}_i$ – угловое ускорение i -го промежутка коренного вала; $C_{i,i+1}$ – определяются жесткостью на кручение соответствующих участков коренного вала; μ – коэффициент вязкого трения в материале вала; J_1 – момент инерции ротора электродвигателя; J_4, J_5 – моменты инерции рабочих колес вентилятора; J_2, J_3 – моменты инерции соответствующих участков трансмиссии.

В системе пяти дифференциальных уравнений (1) значение технологической нагрузки M_b представляет собой функ-

цию от положения рабочих лопаток ротора вентилятора. Появление такой нагрузки обусловлено сопротивлением при вращении ротора [19, 20]. Кроме того, вычислительный эксперимент по определению крутильных колебаний системы (см. рис. 3) усложняется большим разбросом вариантов конструктивного исполнения вентиляторов, непосредственно влияющих на колебания, и возможных режимов его работы: массы рабочего колеса (и, как следствие, его момента инерции), длины коренных валов и его участков между РК, длины трансмиссионных валов, диаметры этих валов, различные компоновочные схемы вентиляторов (всасывающая, нагнетательная, с укороченным диффузором и т.п.). Учет при расчетах всех приведенных параметров значительно повышает трудоемкость исследований частот вынужденных крутильных колебаний механической системы.

В качестве объекта исследований был использован осевой вентилятор ВО-43 с двумя РК диаметром 4300 мм каждый и частотой вращения 62,8 рад/с (600 об/мин). Основные исходные данные, принятые при расчетах и непосредственно влияющие на крутильные колебания коренного вала вентилятора: $J_1 = 450 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_4 = J_5 = 2500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_2 = J_3 = 4,1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $c_{12} = 5,08 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$;

$c_{23} = 3,2 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $c_{34} = 2,8 \cdot 10^7 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$.

Группа уравнений (1) представляет собой задачу Коши [21], решить которую можно при следующих начальных условиях:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = \varphi_5 = 0; \\ \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4 = \dot{\varphi}_5 = 0, \end{aligned}$$

и находится в виде системы уравнений:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(\omega_1 t + \alpha_1) \\ \varphi_2 &= A_2 \sin(\omega_2 t + \alpha_2) \\ \varphi_3 &= A_3 \sin(\omega_3 t + \alpha_3) \\ \varphi_4 &= A_4 \sin(\omega_4 t + \alpha_4) \\ \varphi_5 &= A_5 \sin(\omega_5 t + \alpha_5), \end{aligned} \quad (2)$$

где $\varphi_1 \dots \varphi_5$ — углы закручивания для различных сечений $s_1 \dots s_5$ трансмиссионной системы; A_i — амплитуда колебаний i -го сечения; ω_i — угловая частота колебаний; α_i — начальная фаза колебаний.

Результаты моделирования

Решая систему уравнений (1), получим результаты для прямого (первое РК является направляющим аппаратом, а вращается второе) (рис. 4) и для реверсивного режимов (первое РК вращается, а второе выполняет роль направляющего аппарата) (рис. 5).

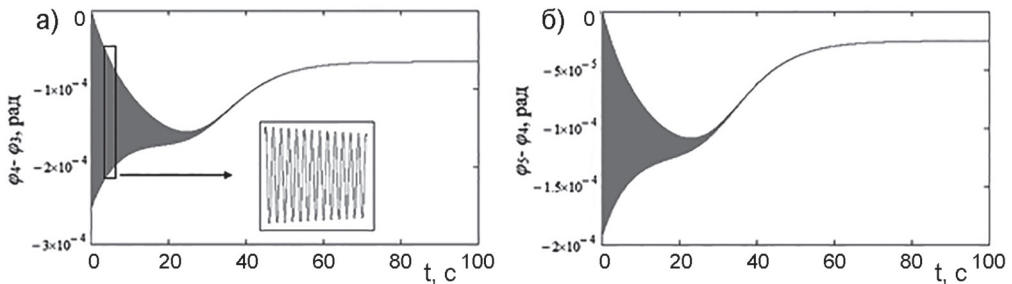


Рис. 4. Зависимость крутильных деформаций коренного вала ротора при пуске вентилятора ВО-43 (прямой режим) для двух участков коренного вала: 3-4 (а) и 4-5 (б)

Fig. 4. Dependence of torsional deformations of the main shaft of the rotor when starting the VO-43 fan (direct mode) for two sections of the main shaft: 3-4 (a) and 4-5 (b)

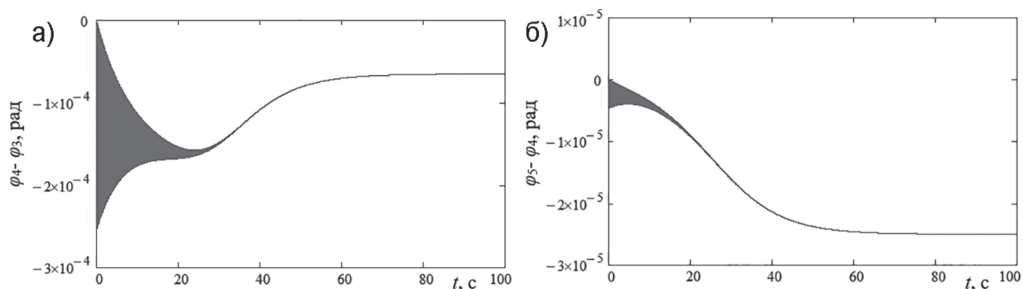


Рис. 5. Зависимость крутильных деформаций коренного вала ротора при пуске вентилятора ВО-43 (режим реверса) для двух участков коренного вала: 3-4 (а) и 4-5 (б)

Fig. 5. Dependence of torsional deformations of the main shaft of the rotor when starting the VO-43 fan (reverse mode) for two sections of the main shaft: 3-4 (a) and 4-5 (b)

Данные по углам закручивания соответствующих участков валов, полученные при обработке результатов, представленных на рис. 4, 5, приведены в табл. 1. При реверсивном режиме работы на участке 3-4 максимальный угол закручивания равен $2,6 \cdot 10^{-4}$ рад, что в 2,5 раза превышает углы в прямом режиме, а для участка 4-5 угол закручивания равен $4,6 \cdot 10^{-6}$ рад, что в 13,7 раза меньше, чем в прямом режиме.

Анализ результатов исследования, приведенных в табл. 1, показывает, что в прямом режиме работы при разгоне углы закручивания вала в 3,8 и 7,6 раза превышают углы в номинальном режиме работы для участков 4-3 и 5-4 соответственно. При реверсивном режиме работы на участке 4-3 при разгоне углы закручивания в 3,8 раза превышают номинальные, а для участка 5-4 при раз-

гоне угол закручивания меньше номинального в 18,4 раза. Таким образом, закономерность изменения углов закручивания вала для режима реверса участка вала 5-4 отличается от остальных условий работы, для которых меняется характер изменения углов, а именно: в установившемся режиме работы углы закручивания вала значительно меньше углов при пуске вентилятора. Таким образом, при расчете вентилятора с двумя РК в качестве расчетных максимальных значений углов необходимо принимать углы закручивания прямого режима при разгоне вентилятора.

Для оценки прочности вала выполним оценку превышения касательных напряжений τ_{\max} в нестационарном режиме работы (пуск) над соответствующими касательными напряжениями ($\tau_{\text{н}}$) в валу вентилятора при установив-

Таблица 1

Значения углов закручивания участков вала при различных режимах работы вентилятора

Values of twist angles of shaft sections for different fan operating modes

	Режим работы вентилятора			
	прямой		реверсивный	
	номинальный	разгон	номинальный	разгон
участок вала 4-3, угол закручивания вала, рад	$6,5 \cdot 10^{-5}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$	$6,5 \cdot 10^{-5}$	$2,5 \cdot 10^{-4}$
участок вала 5-4, угол закручивания вала, рад	$2,5 \cdot 10^{-5}$	$1,9 \cdot 10^{-4}$	$2,5 \cdot 10^{-5}$	$4,6 \cdot 10^{-6}$

шемся режиме работы с номинальной частотой вращения ротора приводного электродвигателя.

В соответствии с [22], касательные напряжения связаны с углами закручивания вала следующими соотношениями:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{k\max}}{W_k};$$

$$M_{k\max} = (\varphi_{4(5)} - \varphi_{3(4)})_{\max} GJ_k; \quad (3)$$

$$\tau_H = \frac{M_{kH}}{W_k}; M_{kH} = (\varphi_{4(5)} - \varphi_{3(4)})_H GJ_k$$

где $M_{k\max}$ — максимальный крутящий момент, Н·м; M_{kH} — крутящий момент при номинальных оборотах, Н·м; W_k — момент сопротивления сечения вала кручению, м³; J_k — момент инерции сечения вала при кручении, м⁴; G — модуль упругости второго рода, Па; $(\varphi_{4(5)} - \varphi_{3(4)})_{\max}$ — угол закручивания вала при пуске, рад; $(\varphi_{4(5)} - \varphi_{3(4)})_H$ — угол закручивания вала при номинальных оборотах двигателя, рад; момент сопротивления вала при кручении W_k ; моменты инерции k -го сечения вала при кручении J_k .

Зная угол закручивания вала, по выражениям (3) определим касательные напряжения в валу (показаны на графиках рис. 4, 5): углы при пуске $(\varphi_{4(5)} - \varphi_{3(4)})_{\max}$, углы закручивания в номинальном ре-

жиме — $(\varphi_4 - \varphi_3)_H$. Для расчетов принят средний диаметр коренного вала $d = 0,22$ м (для вентилятора серии ВО-43), материал коренного вала — стандартно применяемая для таких валов сталь 40Х [23], модуль упругости второго рода для такой стали $G = 7 \cdot 10^{10}$ Па. Величины W_k и J_k примут соответствующие значения:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 2,09 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

$$J_k = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = 2,30 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Принимая во внимание указанные значения величин W_k и J_k , для касательных напряжений (по выражениям (3)), вызванных кручением вала, построим зависимости напряжений при пуске вентилятора, показанные на рис. 6, 7 (представлены для двух режимов работы турбомашины — прямого и реверсивного).

Данные по максимальным касательным напряжениям соответствующих режимов работы и участков валов, представленные на рис. 6, 7, приведены в табл. 2.

Определим величину отношения максимальных касательных напряжений (τ_{\max}) при пуске к соответствующим напряжениям при номинальной частоте вращения ротора (τ_H), она составит:

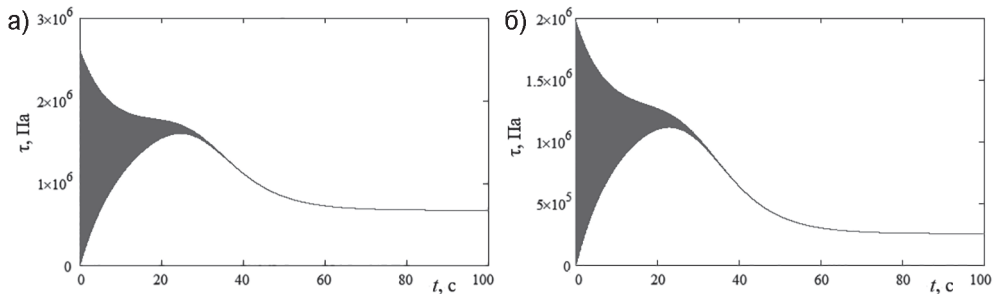


Рис. 6. Зависимость касательных напряжений от времени при пуске вентилятора ВО-43 (прямой режим), для двух участков коренного вала: 4-3 (а) и 5-4 (б)

Fig. 6. Dependence of tangential stresses on time when starting the VO-43 fan (direct mode), for two sections of the main shaft: 4-3 (a) and 5-4 (b)

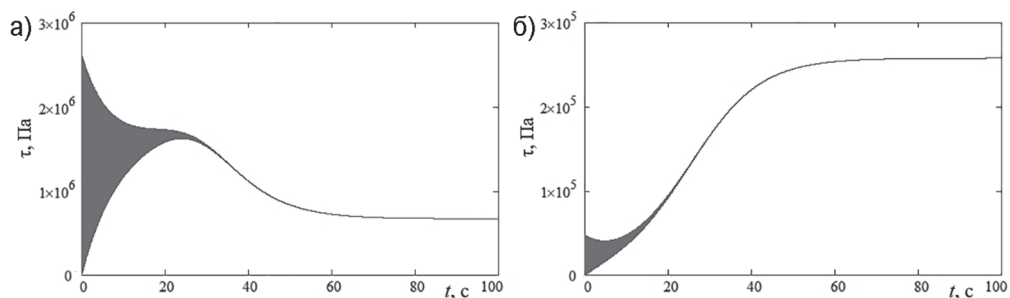


Рис. 7. Зависимость касательных напряжений от времени при пуске вентилятора ВО-43 (режим реверса), для двух участков коренного вала: 4-3 (а) и 5-4 (б)

Fig. 7. Dependence of tangential stresses on time when starting the VO-43 fan (reverse mode), for two sections of the main shaft: 4-3 (a) and 5-4 (b)

Таблица 2

Значения касательных напряжений участков вала при различных режимах работы вентилятора

Values of tangential stresses of shaft sections at different fan operating modes

	Значение касательных напряжений, Па			
	прямой режим		реверсивный режим	
	номинальный	разгон	номинальный	разгон
участок вала 4-3	$6,71 \cdot 10^5$	$2,61 \cdot 10^6$	$6,71 \cdot 10^5$	$2,61 \cdot 10^6$
участок вала 5-4	$2,58 \cdot 10^5$	$1,97 \cdot 10^6$	$2,58 \cdot 10^5$	$4,61 \cdot 10^4$

- для реверса:

участок 4-3:

$$\frac{\tau_{\max}}{\tau_n} = \frac{2,61 \cdot 10^6 \text{ МПа}}{6,71 \cdot 10^5 \text{ МПа}} \approx 3,88$$

участок 5-4:

$$\frac{\tau_{\max}}{\tau_n} = \frac{4,61 \cdot 10^4 \text{ МПа}}{2,58 \cdot 10^5 \text{ МПа}} \approx 0,178$$

- для прямого режима:

участок 4-3:

$$\frac{\tau_{\max}}{\tau_n} = \frac{2,61 \cdot 10^6 \text{ МПа}}{6,71 \cdot 10^5 \text{ МПа}} \approx 3,88$$

участок 5-4:

$$\frac{\tau_{\max}}{\tau_n} = \frac{1,97 \cdot 10^6 \text{ МПа}}{2,58 \cdot 10^5 \text{ МПа}} \approx 7,63$$

В табл. 3 показано время выхода на номинальный режим (полученное по рис. 4, 5). Анализируя полученные результаты по табл. 2, видим, что напряжения при пуске в 7,6 раза выше, чем напряжения в установившемся режиме работы. Выход на номинальный прямой режим происходит на 36% медленнее, чем для режима реверса (при среднем времени пуска 85 с).

Таблица 3

Время выхода на номинальный режим работы

Time to reach nominal operating mode

	Время выхода на номинальный режим работы, с	
	прямой режим	реверсивный режим
участок вала 4-3	84	95
участок вала 5-4	93	68

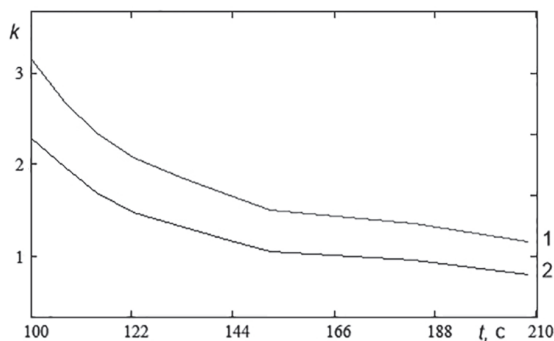


Рис. 8. Зависимость коэффициента $k = \tau_{\max} / \tau_n$ от времени пуска
 Fig. 8. Dependence of the coefficient $k = \tau_{\max} / \tau_n$ on the start-up time

Для снижения уровня действующих напряжений в коренных валах необходимо изменить время разгона вентилятора, используя частотный привод электродвигателя (плавный пуск). Такой плавный пуск снижает перегрузки при пуске, что также позволяет изменить ресурс работы коренного вала в сторону его увеличения.

Момент на валу M связан с угловым ускорением следующей зависимостью [24]:

$$M = J \cdot \ddot{\varphi}_i,$$

где J — момент инерции колебательной системы; $\ddot{\varphi}_i$ — угловое ускорение участка вала.

Соответственно, плавное изменение $\ddot{\varphi}_i$ при пуске приводит к пропорциональному изменению M .

На рис. 8 представлена зависимость коэффициента $k = \tau_{\max} / \tau_n$ от времени пуска.

Как видно из рис. 8, увеличение времени пуска приводит к значительному снижению напряжений в валу, что позволяет при проектировании использовать меньшие диаметры валов, увеличивая их ресурс работы.

Рассмотрим влияние массы РК на максимальные напряжения в валах при нестационарном режиме работы (пуске). Так как основная часть массы РК со-

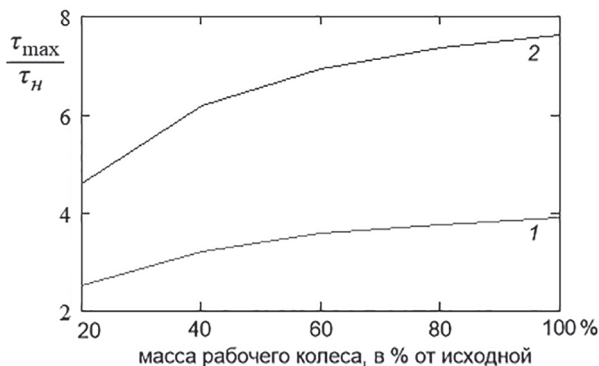


Рис. 9. Зависимость отношения максимальных касательных напряжений (τ_{\max}) над напряжениями при номинальной частоте (τ_n) от относительной массы рабочего колеса (в % от исходной) при пуске вентилятора (прямой режим) для двух участков коренного вала: 1 — участок 4-3; 2 — участок 5-4

Fig. 9. Dependence of the ratio of maximum tangential stresses (τ_{\max}) over stresses at rated frequency (τ_n) on the relative mass of the impeller (in % of the initial one) when starting the fan (direct mode), for two sections of the main shaft: 1 (section 4-3) and 2 (section 5-4)

средоточена во втулке РК, в лопатках и узлах их крепления, то ее влияние на момент инерции ротора значительно.

На рис. 9 представлена зависимость максимального значения касательных напряжений в участке вала 5-4 при пуске вентилятора в прямом режиме от относительной массы рабочего колеса (в % от исходной массы).

Из графиков на рис. 9 следует, что отношение τ_{\max}/τ_n для участков вала 4-3 и 5-4 меняется практически по одинаковому закону. Для участка 5-4 уменьшение напряжений при пуске с уменьшением массы РК довольно значительно, что позволяет снизить требования к диаметру вала. Снижение массы РК и его элементов на основе использования методов оптимизации рассмотрено в [25, 26].

Заключение

Выполнен анализ частотных свойств ротора вентилятора главного проветривания с двумя рабочими колесами, име-

ющего производительность в реверсивном режиме 90–95% от производительности при прямой работе. Показано, что при пуске вентилятора напряжения, возникающие в коренных валах ротора, значительно превышают напряжения при установившемся режиме работы.

Определены зависимости углов закручивания участков коренных валов и соответствующих им касательных напряжений. Выявлено, что превышение напряжений достигает 7,6 раза от величины напряжений в установившемся режиме работы.

При проектировании роторов вентиляторов главного проветривания с двумя рабочими колесами подбор коренных валов и их прочностных параметров должен выполняться с учетом количества пусков вентилятора, так как это влияет на ресурс работы валов. Показано, что снижение амплитуд напряжений при пуске достигается использованием частотного регулируемого привода путем увеличения времени пуска.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Косых П. В.* К определению аэродинамической характеристики шахтного осевого вентилятора при работе в реверсивном режиме // Интерэкспо Гео-Сибирь. — 2021. — Т. 2. — № 3. — С. 257–265.
2. *Попов Н. А.* Осевые регулируемые вентиляторы главного проветривания шахт. — Новосибирск: СО РАН, 2021. — 205 с.
3. *Симонов А. М., Мавроди А. В., Ивахненко А. В.* Проветривание горных выработок при аварийных отключениях систем дегазации // Научный вестник НИИГД «Респиратор». — 2024. — № 1. — С. 56–64.
4. *Семин М. А., Исаевич А. Г., Трушкова Н. А., Бублик С. А., Казаков Б. П.* К вопросу о расчете распространения вредных примесей в системах горных выработок // ФТПРПИ. — 2022. — № 2. — С. 82–93.
5. *Семин М. А., Гришин Е. Л., Левин Л. Ю., Зайцев А. В.* Автоматизированное управление вентиляцией шахт и рудников. Проблемы, современный опыт, направления совершенствования // Записки Горного института. — 2020. — Т. 246. — С. 623–632.
6. *Брусиловский И. В.* Аэродинамика осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1984. — 240 с.
7. *Левин Л. Ю., Зайцев А. В., Кормщиков Д. С.* Проектирование систем вентиляции горнодобывающих предприятий с применением современных программно-вычислительных комплексов // Вестник государственной экспертизы. — 2019. — № 4. — С. 34–41.
8. *Брусиловский И. В.* Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1986. — 283 с.

9. Холодников Ю. В. Совершенствование конструкций осевых вентиляторов главного проветривания шахт // Композитный мир. — 2022. — № 4. — С. 48 — 52.
10. Козырев С. А., Осинцева А. В., Амосов П. В. Управление вентиляционными потоками в горных выработках подземных рудников на основе математического моделирования аэродинамических процессов. — Апатиты: КНЦ РАН, 2019. — 114 с.
11. Ордин А. А., Тимошенко А. М., Ботвенко Д. В., Никольский А. М. Обоснование оптимальной длины и производительности очистного забоя при отработке мощного угольного пласта шахты «Талдинская-Западная-1» // Уголь. — 2019. — № 3. — С. 50 — 54.
12. Красюк А. М., Лугин И. В., Косых П. В. Патент РФ № 2726239, 10.07.2020. Способ реверсирования осевого вентилятора с двумя рабочими колесами. 2020. Бюл. № 19.
13. Красюк А. М., Косых П. В. Разработка шахтных осевых вентиляторов с повышенной производительностью в реверсивном режиме // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. — 2021. — Т. 8. — № 1. — С. 230 — 237.
14. Krasnyuk A. M., Lugin I. V., Kosykh P. V., Rusky E. Y. Substantiation of life extension method for two-stage axial flow fans for main ventilation // Journal of Mining Science. 2019, vol. 55, no. 3, pp. 478 — 493. DOI: 10.1134/S1062739119035818.
15. Haiqing Hao, Shuguang Jiang, Zhengyan Wu, Kai Wang, Xian Xi Experimental study on precise control air quantity on demand by the cooperation of multiple main fans in mine // Journal of Cleaner Production. 2023, vol. 414, article 137431. DOI: 10.1016/j.jclepro.2023.137626.
16. Rusky E. Yu. Analysis of dynamic parameters of mine fans // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2018, vol. 134, no. 1, pp. 100 — 104. DOI: 10.1088/1755-1315/134/1/012051
17. Шуриев Т. Х., Подболотов С. В., Кольга А. Д., Столповских И. Н. Совершенствование конструкции осевых вентиляторов главного и местного проветривания // Горный журнал Казахстана. — 2020. — № 5. — С. 32 — 37.
18. Смирнов А. Ю., Александрова Е. Н., Уснунц-Кригер Т. Н. Построение механических характеристик асинхронных двигателей по паспортным данным // Интеллектуальная электротехника. — 2020. — № 3. — С. 53 — 63.
19. Yanyan Ding, Jun Wang, Boyan Jiang, Qianhao Xiao, Xiaopei Yang, Lanyong Wu, and Bochao Xie Numerical investigation of the effect of blade distortion laws on the corner flow separation of the axial-flow fan // Aerospace Science and Technology. 2023, vol. 138, article 108296. DOI: 10.1016/j.ast.2023.108296.
20. Каледина Н. О., Малашкина В. А. Индикаторная оценка надежности функционирования шахтных вентиляционно-дегазационных систем // Записки Горного института. — 2021. — Т. 250. — С. 553 — 561.
21. Булатов В. В., Владимиров И. Ю. Аналитические методы в теории волновой динамики неоднородных сред. — М.: Изд-во ОнтоПринт, 2022. — 500 с.
22. Ступишин Л. Ю. Критические уровни внутренней потенциальной энергии деформации твердых деформируемых тел. — Курск: Изд-во «Университетская книга», 2022. — 387 с.
23. Борисова А. Д., Максименко А. А., Перфильева Н. В. Контактная податливость в расчете заклепочных и конусных соединений // Вестник инженерной школы Дальневосточного федерального университета. — 2022. — № 3. — С. 12 — 18.
24. Тимошенко Д. В., Пассар А. В. Асинхронный частотно-регулируемый электропривод вентиляторов маслоохладителей // Ученые заметки ТОГУ. — 2021. — № 2. — С. 17 — 25.
25. Русский Е. Ю., Панова Н. В. К вопросу проектирования роторов шахтных осевых вентиляторов на высоких скоростях вращения // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. — 2021. — Т. 8. — № 2. — С. 223 — 226.
26. Eroshenko V. O., Malkova M. Yu., Zadiranov A. N., Meshcheryakov A. V., Ghorbani S. Optimization of the structure of turbine blades produced by methods of additive technologies // RUDN Journal of Engineering Research. 2022, vol. 23, no. 4, pp. 302 — 310. DOI: 10.22363/2312-8143-2022-23-4-302-310. **PLAS**

REFERENCES

1. Kosykh P. V. To determine the aerodynamic characteristics of a mine axial fan when operating in reverse mode. *Interexpo Geo-Siberia*. 2021, vol. 2, no. 3, pp. 257 — 265. [In Russ].

2. Popov N. A. *Osevye reguliruemye ventilyatory glavnogo provetrivaniya shakht* [Axial adjustable fans for the main ventilation of mines], Novosibirsk, SO RAN, 2021, 205 p.
3. Simonov A. M., Mavrodi A. V., Ivakhnenko A. V. Ventilation of mine workings during emergency shutdowns of degassing systems. *Scientific Bulletin of NIIGD Respirator*. 2024, no. 1, pp. 56–64. [In Russ].
4. Semin M. A., Isaevich A. G., Trushkova N. A., Bublik S. A., Kazakov B. P. To the question of calculating the distribution of harmful impurities in mining systems. *Fiziko-tekhnicheskie problemy razrabotki poleznykh iskopaemykh*. 2022, no. 2, pp. 82–93. [In Russ].
5. Semin M. A., Grishin E. L., Levin L. Yu., Zaitsev A. V. Automated control of ventilation of mines and mines. Problems, modern experience, directions for improvement. *Journal of Mining Institute*. 2020, vol. 246, pp. 623–632. [In Russ].
6. Brusilovskiy I. V. *Aerodinamika osevykh ventilyatorov* [Aerodynamics of axial fans], Moscow, Mashinostroenie, 1984, 240 p.
7. Levin L. Yu., Zaitsev A. V., Kormshchikov D. S. Design of ventilation systems for mining enterprises using modern software and computing systems. *Vestnik gosudarstvennoy ekspertizy*. 2019, no. 4, pp. 34–41. [In Russ].
8. Brusilovskiy I. V. *Aerodinamicheskii raschet osevykh ventilyatorov* [Aerodynamic calculation of axial fans], Moscow, Mashinostroenie, 1986, 283 p.
9. Kholodnikov Yu. V. Improving the designs of axial fans for the main ventilation of mines. *Kompozitnyy mir*. 2022, no. 4, pp. 48–52. [In Russ].
10. Kozyrev S. A., Osintseva A. V., Amosov P. V. *Upravlenie ventilyatsionnymi potokami v gornykh vyrabotkakh podzemnykh rudnikov na osnove matematicheskogo modelirovaniya aerodinamicheskikh protsessov* [Control of ventilation flows in underground mine workings based on mathematical modeling of aerodynamic processes], Apatity, KNTS RAN, 2019, 114 p.
11. Ordin A. A., Timoshenko A. M., Botvenko D. V., Nikolsky A. M. Justification of the optimal length and productivity of the working face when mining a thick coal seam at the Taldinskaya-Zapadnaya-1 mine. *Ugol'*. 2019, no. 3, pp. 50–54. [In Russ].
12. Krasyuk A. M., Lugin I. V., Kosykh P. V. *Patent RU 2726239, 10.07.2020*. 2020. [In Russ].
13. Krasyuk A. M., Kosykh P. V. Development of mine axial fans with increased performance in reverse mode. *Fundamental'nye i prikladnye voprosy gornykh nauk*. 2021, vol. 8, no. 1, pp. 230–237. [In Russ].
14. Krasyuk A. M., Lugin I. V., Kosykh P. V., Russky E. Y. Substantiation of life extension method for two-stage axial flow fans for main ventilation. *Journal of Mining Science*. 2019, vol. 55, no. 3, pp. 478–493. DOI: 10.1134/S1062739119035818.
15. Haiqing Hao, Shuguang Jiang, Zhengyan Wu, Kai Wang, Xian Xi Experimental study on precise control air quantity on demand by the cooperation of multiple main fans in mine. *Journal of Cleaner Production*. 2023, vol. 414, article 137431. DOI: 10.1016/j.jclepro.2023.137626.
16. Russky E. Yu. Analysis of dynamic parameters of mine fans. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2018, vol. 134, no. 1, pp. 100–104. DOI: 10.1088/1755-1315/134/1/012051
17. Shuriev T. Kh., Podbolotov S. V., Kolga A. D., Stolpovskikh I. N. Improving the design of axial fans for main and local ventilation. *Mining Journal of Kazakhstan*. 2020, no. 5, pp. 32–37. [In Russ].
18. Smirnov A. Yu., Aleksandrova E. N., Usnunts-Krieger T. N. Construction of mechanical characteristics of asynchronous motors according to passport data. *Smart electrical engineering*. 2020, no. 3, pp. 53–63. [In Russ].
19. Yanyan Ding, Jun Wang, Boyan Jiang, Qianhao Xiao, Xiaopei Yang, Lanyong Wu, and Bochao Xie Numerical investigation of the effect of blade distortion laws on the corner flow separation of the axial-flow fan. *Aerospace Science and Technology*. 2023, vol. 138, article 108296. DOI: 10.1016/j.ast.2023.108296.
20. Kaledina N. O., Malashkina V. A. Indicator assessment of the reliability of functioning of mine ventilation and degassing systems. *Journal of Mining Institute*. 2021, vol. 250, pp. 553–561. [In Russ].
21. Bulatov V. V., Vladimirov I. Yu. *Analiticheskie metody v teorii volnovoy dinamiki neodnorodnykh sred* [Analytical methods in the theory of wave dynamics of inhomogeneous media], Moscow, Izd-vo OntoPrint, 2022, 500 p.
22. Stupishin L. Yu. *Kriticheskie urovni vnutrenney potentsial'noy energii deformatsii tverdykh deformiruemyykh tel* [Critical levels of internal potential energy of deformation of solid deformable bodies], Kursk, Izd-vo «Universitetskaya kniga», 2022, 387 p.

23. Borisova A. D., Maksimenko A. A., Perfilva N. V. Contact compliance in the calculation of rivet and cone joints. *Far Eastern Federal University: School of Engineering Bulletin*. 2022, no. 3, pp. 12 – 18. [In Russ].

24. Timoshenko D. V., Passar A. V. Asynchronous frequency-controlled electric drive of oil cooler fans. *Uchenye zametki TOGU*. 2021, no. 2, pp. 17 – 25. [In Russ].

25. Russky E. Yu., Panova N. V. On the issue of designing rotors of mine axial fans at high rotation speeds. *Mining sciences: fundamental and applied issues*. 2021, vol. 8, no. 2, pp. 223 – 226. [In Russ].

26. Eroshenko V. O., Malkova M. Yu., Zadiranov A. N., Meshcheryakov A. V., Ghorbani S. Optimization of the structure of turbine blades produced by methods of additive technologies. *RUDN Journal of Engineering Research*. 2022, vol. 23, no. 4, pp. 302 – 310. DOI: 10.22363/2312-8143-2022-23-4-302-310.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*Красюк Александр Михайлович*¹ – д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник, e-mail: krasuk@cn.ru,

*Русский Евгений Юрьевич*¹ – д-р техн. наук, зав. лабораторией, e-mail: geomining@mail.ru,

*Колотов Сергей Александрович*¹ – аспирант, e-mail: sk5055@yandex.ru,

*Иргibaев Тулеухан Иргibaевич*² – канд. техн. наук, профессор, e-mail: tuleukhan@mail.ru,

*Унаспеков Берикбай Акибаевич*² – д-р техн. наук, профессор, e-mail: unaspekov@yandex.kz,

¹ Институт горного дела им. Н.А. Чинакала,

² Казахский национальный исследовательский технический университет имени К.И. Сатпаева, Алматы, Казахстан.

Для контактов: Русский Е.Ю., e-mail: geomining@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

*A.M. Krasuk*¹, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, e-mail: krasuk@cn.ru,

*E.Yu. Russky*¹, Dr. Sci. (Eng.), Head of Laboratory, e-mail: geomining@mail.ru,

*S.A. Kolotov*¹, Graduate Student, e-mail: sk5055@yandex.ru,

*T.I. Irgibaev*², Cand. Sci. (Eng.), Professor, e-mail: tuleukhan@mail.ru,

*B.A. Unaspekov*², Dr. Sci. (Eng.), Professor, e-mail: unaspekov@yandex.kz,

¹ Institute of mining of Siberian branch Russian Academy of Sciences, 630091, Novosibirsk, Russia,

² Satbayev University, 050013, Almaty, Republic of Kazakhstan.

Corresponding author: E.Yu. Russky, e-mail: geomining@mail.ru.

Получена редакцией 02.05.2024; получена после рецензии 03.07.2024; принята к печати 10.09.2024.

Received by the editors 02.05.2024; received after the review 03.07.2024; accepted for printing 10.09.2024.

