

Код МРНТИ 52.01.93:52.13.33

Т.И. Иргиебаев¹, Е.Ю. Русский², С. Жунисбеков¹, *Н.Б. Имансакипова¹¹НАО Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева
(г. Алматы, Казахстан),²Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН (г. Новосибирск, Россия)

АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ С УЧЕТОМ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ В МАТЕРИАЛЕ

Аннотация. В данном исследовании проведен анализ напряженно-деформированного состояния рабочих лопаток осевого вентилятора при вынужденных колебаниях. Основная цель исследования заключается в повышении эффективности работы лопаток и обеспечении их безопасной эксплуатации, особенно в условиях воздействия внешних возмущений, способных вызвать резонансные явления. В программном комплексе Ansys была сделана серия вычислительных экспериментов для выявления характера колебаний рабочей лопатки осевого вентилятора в области резонансных частот, с учетом полученного экспериментального значения декремента затухания колебаний. Результаты исследования обладают практической значимостью и могут быть использованы для улучшения методов проектирования рабочих лопаток осевых вентиляторов, что увеличит их эксплуатационную долговечность, устойчивость к внешним воздействиям и общую эффективность.

Ключевые слова: шахтный вентилятор, рабочее колесо, лопатка осевого вентилятора, ротор вентилятора, флаттер, конструкционное демпфирование, виброперемещение, виброускорение, аэродинамическая схема.

Материалдағы ішкі үйкелісті ескере отырып, қалақшаның мәжбүрлі тербелістерін талдау

Андатпа. Бұл зерттеуде осьтік желдеткіштің жұмыс қалақтарының мәжбүрлі тербеліс кезіндегі кернеулі-деформациялық күйіне талдау логарифмдік демпферлік азайтуды ескере отырып жүргізілді. Зерттеудің негізгі мақсаты – қалақтардың тиімділігін арттыру және олардың қауіпсіз жұмысын қамтамасыз ету, әсіресе резонансты құбылыстарды тудыру мүмкін сыртқы бұзылулар жағдайында. Ansys бағдарламалық кешенінде резонанстық жиіліктер аймағындағы осьтік желдеткіштің жұмыс қалақшасының тербелістерінің сипатын анықтау үшін бірқатар есептеу эксперименттері жасалды, бұл тербелістердің ыдырауының алынған тәжірибелік мәнін ескере отырып. Зерттеу нәтижелерінің практикалық маңызы бар және осьтік желдеткіш қалақтарды жобалау әдістерін жетілдіру үшін пайдаланылуы мүмкін, бұл олардың пайдалану беріктігін, сыртқы әсерлерге төзімділігін және жалпы тиімділікті арттырады.

Түйінді сөздер: шахтаның желдеткіші, жұмыс доңғелегі, осьтік желдеткіш қалағы, желдеткіш роторы, флаттер, құрылымдық демпферлік, дірілдің орын ауыстыруы, дірілді үдету, аэродинамикалық дизайн.

Analysis of forced oscillations of a blade taking into account internal friction in the material

Abstract. This study analyzes the stress-strain state of axial fan blades under forced oscillations, taking into account the logarithmic damping decrement. The main objective of the study is to improve the efficiency of the blades and ensure their safe operation, especially under external disturbances that can cause resonance phenomena. A series of computational experiments was performed in the Ansys software package to identify the nature of oscillations of the axial fan blade in the field of resonant frequencies, taking into account the obtained experimental value of the vibration attenuation decrement. The results of the study are of practical importance and can be used to improve the design methods for axial fan blades, which will increase their operational durability, resistance to external influences and overall efficiency.

Key words: mine fan, impeller, axial fan blade, fan rotor, flutter, structural damping, vibration displacement, vibration acceleration, aerodynamic design.

Введение

На шахтах и рудниках Казахстана, России и стран СНГ все еще эксплуатируются главные вентиляторные установки (ГВУ) с физически устаревшими осевыми вентиляторами серий ВОКД и ВОД, выполненными по аэродинамическим схемам 50-х–60-х годов прошлого века. Современные высокопроизводительные технологии добычи полезных ископаемых обуславливают повышенные требования производительности вентиляторов. Глубина очистных забоев горнодобывающих предприятий постоянно растет. Это ведет к повышению требований по давлению воздуха ГВУ. Эксплуатируемые в настоящее время вентиляторы, зачастую, не могут обеспечить требуемые расходы и давления воздуха. У устаревших вентиляторов имеется много узлов (корпус, диффузоры, коки, коллекторы, др.), сохранивших работоспособность, они могут эксплуатироваться еще много лет. Наиболее эффективным путем продления срока службы дорогостоящего оборудования с одновременным повышением производительности развиваемого давления является модернизация вентиляторов на ГВУ, которая значительно дешевле замены на новые, может дать экономию до 60–70%. При этом вентиляторы главного проветривания (ВГП) должны обеспечивать высокую производительность и должны быть более нагруженными аэродинамически. Это возможно за счет значительного увеличения окружных скоростей по концам лопаток рабочего колеса (РК).

Для решения этой проблемы необходимо решить задачу обтекания воздухом лопаточной системы в условиях отрывных течений, задачи по обеспечению требуемой прочности узлов ротора, минимальные амплитуды виброколебаний. Нужно усовершенствовать методику проектирования ВГП с учетом новых условий эксплуатации.

Краткий обзор работы

Конструкция шахтного осевого вентилятора содержит ряд узлов, работающих при переменных нагрузках вследствие вращения ротора вентилятора: рабочее колесо с лопатками, коренной и трансмиссионный валы, подшипники в опорах.

Воздействие на элементы вентилятора (таких, как лопаточные узлы) внешних возмущений с определенной частотой могут приводить к возникновению опасных явлений, а именно, авто- и параметрическим колебаниям. Вызванная таким воздействием динамическая неустойчивость работы механической системы приводит к значительному росту уровня вибраций узла, и соответственно, к кратному повышению уровня действующих напряжений. Такое поведение конструкции с возникновением резонансных явлений может возбуждаться не только силами периодической природы, но и даже непериодическими возмущающими воздействиями [1].

Рабочие лопатки осевых вентиляторов (рис. 1) подвержены не только постоянным нагрузкам, но и вследствие вращения испытывают действие переменных во времени возмуща-

ющих воздействий. Суммарно эти нагрузки приводят к возникновению значительных динамических напряжений [2].

Когда значение собственной частоты равно или близко к значению частоты возмущающей силы, может возникнуть резонанс, при котором напряженно-деформированное состояние лопасти может характеризоваться повышением уровня колебаний (со значительными амплитудами и, как следствие, повышенным уровнем напряжений). При работе лопасти в областях, близких к резонансным, единственным фактором, который способствует снижению уровня амплитуд при колебаниях, становится присутствие различных диссипативных сил в колеблющейся механической системе, таких, как конструкционное демпфирование, или демпфирование материала конструкции [3].

Вынужденные колебания лопасти с учетом внутреннего трения в материале

В процессе работы вентиляторного агрегата его рабочая лопасть, вследствие воздействия возмущающих сил различной природы, получает возбуждающий импульс, который обеспечивает собственные колебания лопаточного узла. Собственные колебания в силу присутствия в механической системе диссипации энергии, а также в случае прекращения действия возмущающего импульса, достаточно быстро затухают.

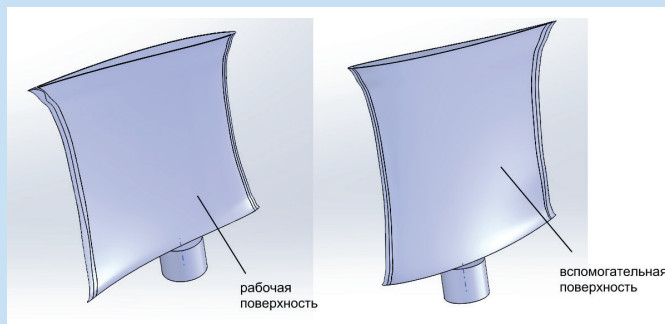


Рис. 1. Общий вид лопасти осевого вентилятора.

Сурет 1. Осьтік желдеткіш қалақшасының жалпы көрінісі.

Figure 1. General view of the axial fan blade.

Такое затухание колебаний (демпфирование возмущающих внешних сил) описывается логарифмическим декрементом затухания колебаний, который представляет собой (рис. 2) натуральный логарифм отношения двух смежных амплитуд V , взятых через период колебаний (1).

$$L = \ln \frac{V(y, t)}{V(y, t+T)}, \quad (1)$$

где $V(y, t)$ – амплитуда колебаний в момент времени t ;

$V(y, t+T)$ – амплитуда колебаний в момент времени $t+T$;

T – период колебаний.

Если экспериментально замерить такие свободные затухающие колебания, получив некоторую виброграмму распределения амплитуд, то по выражению (1), зная виброперемещения в моменты времени, отличающиеся на период колебаний T , то по формуле 1 можем найти декремент затухания колебаний L . Данный декремент затухания будет ха-

рактеризовать как конструкционное демпфирование, так и демпфирование в материале лопасти [4]. Кроме того, лопасть при ее вращении будет иметь аэродинамическое демпфирование, также способствующее снижению амплитуд колебаний в случае возникновения резонансных явлений.

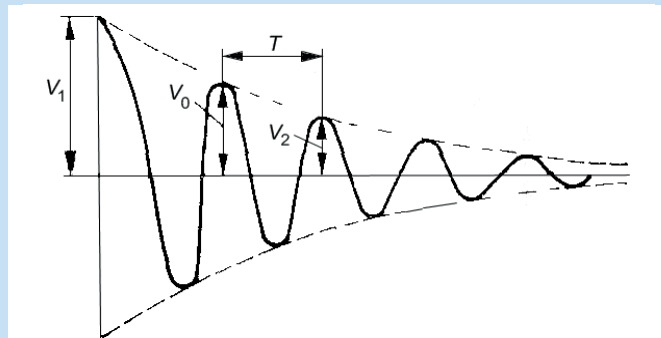


Рис. 2. График амплитуд, характеризующий затухающие колебания лопасти.

Сурет 2. Қалақшаның әлсіреген тербелістерін сипаттайтын амплитуда графигі.

Figure 2. The amplitude graph characterizing the damped oscillations of the blade.

Во многих случаях наибольший вклад в суммарное рассеяние энергии при колебаниях вносит конструкционное демпфирование [4]. Конструкционное демпфирование определяется рассеянием энергии в хвостовых соединениях, а также в местах соединения лопаток и связей или лопаток и специальных демпфирующих элементов.

Демпфирование можно определить экспериментальным путем (на основе натурного эксперимента). Для этого необходимо вызвать колебания механической системы с помощью внешнего силового воздействия. Амплитуду колебаний при этом можно измерить специальным оборудованием, например, датчиками виброперемещений, виброскорости или виброускорений [5].

Результаты и обсуждения

Для возбуждения колебаний рабочей лопасти был использован ударный молоток. В процессе натурных измерений сделано шесть замеров. Полученная виброграмма колебаний лопасти представлена на рис. 3.

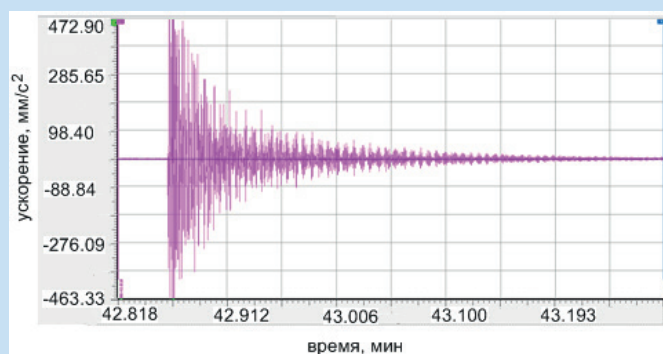


Рис. 3. Виброграмма ускорений.

Сурет 3. Үдеу виброграммасы.

Figure 3. Vibration acceleration diagram.

Обработанные результаты проведенного натурного эксперимента и вычисленный по выражению 1 декремент затухания колебаний показаны в таблице 1.

Таблица 1

Логарифмический декремент затухания и соответствующие экспериментальные значения виброускорений

Кесте 1

Логарифмдік ыдырау декреті және діріл үдеуінің сәйкес эксперименттік мәндері

Table 1

Logarithmic attenuation decrement and corresponding experimental values of vibration accelerations

Амплитуда A_1 , м/с ²	Амплитуда A_2 , м/с ²	Период колебаний, T миллисекунды	Логарифмический декремент затухания колебаний
60,6	42,7	7,05	0,220
70,3	60,1	16,4	0,246
344,1	268,8	12	0,247
155,8	118,2	12,6	0,276
153,2	101,4	18,8	0,412
65,6	51,5	9,4	0,241

Результаты анализа полученных экспериментальных данных позволяют получить значение декремента затухания колебаний в пределах от 0,22 до 0,28. Среднее значение декремента затухания колебаний – 0,25.

Следует отметить, что появление опасных колебаний вследствие резонанса появляются в том числе при кратности собственных частот и частот вынуждающих сил, а не только при прямом совпадении указанных частот. Например, возбуждающей частотой может являться и частота вращения ротора вентилятора, и все соответствующие кратные частоты, а именно, $f_d = k \cdot n_c$ [6]. Кратность частоты будет определяться не только конструктивным исполнением вентилятора, режимами его работы, но и уровнем энергии возмущающих воздействий.

Обтекание аэродинамическим потоком элементов вентиляционного тракта приводит к возникновению зон возмущений, величина и амплитуда которых зависят от конструктивного исполнения входных и выходных элементов вентилятора: количества элементов в спрямляющем и направляющем аппаратах (N_{CA} и N_p соответственно).

При обтекании лопатки воздушным потоком при определенных углах установки лопатки может возникнуть опасное явление так называемого срывного флаттера. Данный эффект возникает вследствие срыва воздушного потока на лопатке, при условии ее установки на больших углах атаки. Возникающие под воздействием такого флаттера вынужденные колебания являются незатухающими при условии постоянства поступления энергии от потока воздуха. Такое самовозбуждение колебаний механической системы вызвано тем, что энергия возбуждающего воздействия взаимодействует с упругими силами в лопаточном

узле.

Такой флаттер необязательно возникает сразу на всех рабочих лопатках вентилятора. Флаттер может образоваться на некоторой части лопаток, и вследствие вращения ротора вентилятора, начинает вызывать круговое перемещение областей срыва воздушного потока по лопаточной системе. Такой эффект называется вращающимся срывом [6], и определяется не только скоростью вращения ротора вентилятора, но и некоторыми параметрами, зависящими от конструкции вентиляционного тракта вентилятора, и его аэродинамической схемы.

Для данного вида вынужденных колебаний их частота зависит от числа зон отрыва во вращающемся потоке N_{BO} и в общем случае не кратна частоте вращения рабочего колеса. Значения резонансных частот указанных выше видов колебаний можно записать в следующем виде [6]:

$$\omega_n^{(P)} = n \cdot N_p \cdot \omega, \quad \omega_n^{(CA)} = n \cdot N_{CA} \cdot \omega, \\ \omega_n^{(BO)} = n \cdot N_{BO} \cdot (1 - \alpha) \cdot \omega, \quad (2)$$

где $n = 1, 2, 3, \dots$ – номер гармоники возбуждающих сил; $0 < \alpha < 1$.

На примере шахтного осевого вентилятора ВО-36 выполним анализ колебаний лопаточного узла под действием внешней возмущающей силы, учитывая в расчетах декремент затухания колебаний. При анализе приняты следующие значения основных рабочих параметров: скорость вращения 600 об/мин (10 Гц), наличие областей отрыва потока N_{BO} в диапазоне от 2 до 4, конструктивные элементы вентиляционного тракта содержат по 15 лопаток спрямляющего аппарата (N_{CA}), и 15 ребер направляющего аппарата (N_p).

Используя соотношения (2), частоты возмущающих воздействий будут определяться по выражениям [6]:

$$\omega_n^{(P)} = 12 \cdot n \cdot \omega c^{-1}, \quad \omega_n^{(CA)} = 15 \cdot n \cdot \omega c^{-1}, \\ \omega_n^{(BO)} = 4 \cdot n \cdot \omega c^{-1},$$

или

$$\omega_n^{(P)} = 753,84 \cdot n c^{-1}, \quad \omega_n^{(CA)} = 942,30 \cdot n c^{-1}, \\ \omega_n^{(BO)} = 251,28 \cdot n c^{-1}.$$

Здесь $\omega_n^{(P)}$ – вынужденная круговая частота от возмущений воздушного потока, вызванного ребрами направляющего аппарата, $\omega_n^{(CA)}$ – возмущающая частота от лопаток спрямляющего аппарата, $\omega_n^{(BO)}$ – возмущающая частота от вращающегося отрыва (срывного флаттера).

Исследования показывают [6], что не все возбуждающие силы могут приводить к появлению опасных резонансных явлений. Например, указанные выше возмущения, создаваемые набегающим неравномерным потоком воздуха на элементы вентиляционного тракта, таких, как лопатки спрямляющего и направляющего аппаратов, имеют незначительную энергию, которой недостаточно для поддержания колебательного процесса. Указанные возмущения имеют незначительную амплитуду не более 0,1 от величины энергии аэродинамических сил [7–8].

В программном комплексе Ansys была сделана серия вычислительных экспериментов для выявления характера колебаний рабочей лопатки осевого вентилятора в области резонансных частот с учетом полученного экспериментального значения декремента затухания колебаний. В расчетной модели были учтены в том числе возмущающие воздействия от аэродинамических сил, величина которых составила 10% от возмущения.

Как показывают результаты исследований [9–10], энергия нескольких первых форм значительно превышает энергию колебаний на более высокочастотных формах, что позволяет при анализе вынужденных колебаний ограничиться в расчетах анализом низших форм, а именно, первых трех, которые, согласно [9–10], при колебаниях могут содержать до 90% энергии колеблющейся системы.

При анализе зависимости напряженно-деформированного состояния (НДС) лопатки от частоты возмущающей силы диапазон изменения возмущающих частот выбирался в пределах 60–185 Гц таким образом, чтобы в него попадали первые три собственные частоты лопатки. Также в расчетах принято, что лопатка изготовлена из листовой стали 30ХГСА (предел текучести $\sigma_T = 490$ МПа, предел прочности $\sigma_B = 900$ МПа).

Результаты анализа НДС лопатки показаны на рис. 4 в виде зависимости напряжений от частоты возмущающей силы, действующей в указанном выше диапазоне.

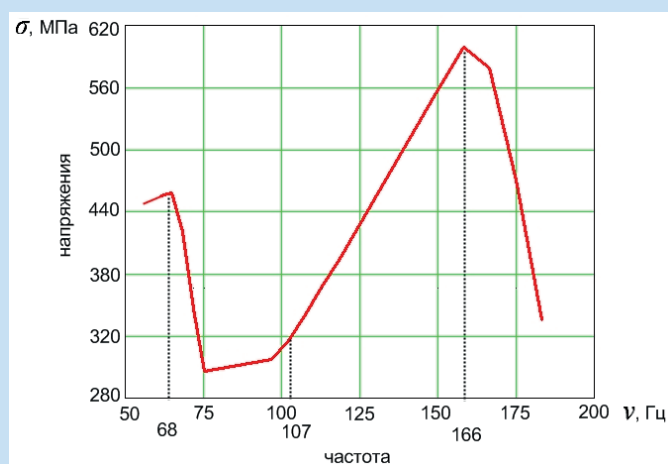


Рис. 4. Зависимость НДС лопатки от изменения частоты внешней силы: формы колебаний 1, 2, 3 соответствуют расчетным значениям собственных частот 68 Гц, 107 Гц, 166 Гц.

Сурет 4. Қалақшаның КДК-нің тербеліс әлсіреуінің декремент мөлшеріне тәуелділігі: 1, 2, 3 тербеліс формалары 68 Гц, 107 Гц, 166 Гц табиғи жиіліктердің есептік мәндеріне сәйкес келеді.

Figure 4. The dependence of the blade's VAT on the change in the frequency of the external force: the oscillation forms 1, 2, 3 correspond to the calculated values of the natural frequencies 68 Hz, 107 Hz, 166 Hz.

Анализируя зависимость на рисунке, можно сделать вывод, что близость собственных частот и частот возмущающих сил в случае учета в расчетах декремента затухания колебаний не приводит к значительному росту амплитуд напряжений.

По рассматриваемым в расчете трем первым формам колебаний, для первой частоты амплитуда напряжений составляет 455 МПа, для второй собственной частоты – 300 МПа, а для третьей – 600 МПа. Следует отметить, что допускаемые напряжения для материала лопатки стали 30ХГСА составляют 270 МПа, а предел текучести 490 МПа. По первым двум формам вынужденных колебаний значения НДС не превышают предел текучести материала лопатки, а по третьей форме превышение составляет 22% от предела текучести.

Выбор конструкции узла крепления лопатки и ее материала позволит повысить конструкционное демпфирование лопатки, что также будет способствовать снижению НДС в неустойчивых режимах работы.

Рассмотрим влияние демпфирования конструкции на уровень возникающих напряжений в областях, близких к резонансу. В процессе анализа выполнен расчет НДС лопатки (рис. 5) при воздействии на нее возмущающих сил с частотой, равной собственным: рассмотрены первые три собственные формы колебаний (соответствующие частотам 68 Гц, 107 Гц, 166 Гц).

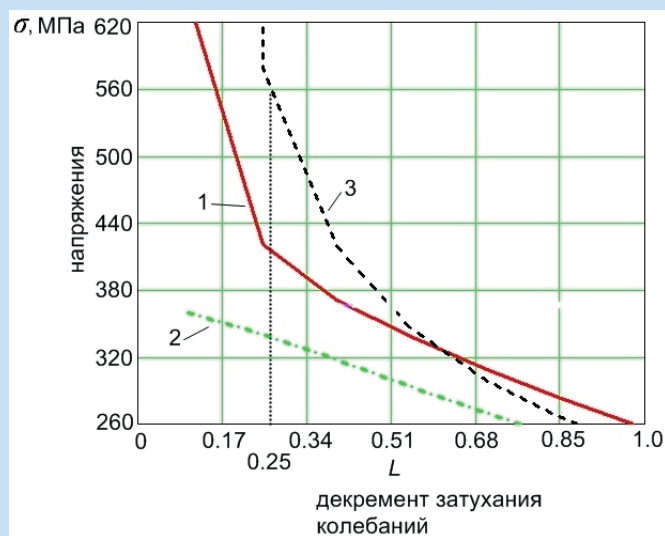


Рис. 5. Зависимости НДС лопатки от величины декремента затухания колебаний.

Сурет 5. Иық пышағының ҚҚС-ның декремент мөлшеріне тербелістердің әлсіреуіне тәуелділігі.

Figure 5. The dependence of the VAT of the blade on the magnitude of the decrement of attenuation of vibrations.

Увеличение декремента затухания колебаний приводит к значительному снижению НДС лопатки (до двух раз) в резонансных областях, обеспечивая безопасное прохождение таких зон при пуске и выбеге вентилятора. Но управление декрементом затухания колебаний является сложным процессом, включающим в себя изменение конструкции лопатки, включая узел крепления, до-

бавление элементов демпфирования, изменение условий работы и т. д.

Выводы

Логарифмический декремент затухания колебаний листовых лопаток осевых вентиляторов серии ВО находится в диапазоне 0,22–0,28. Учет в расчетах декремента затухания колебаний показывает, что при приближении частоты возмущающей силы к собственным частотам, напряжения находятся в пределах, безопасных с точки зрения эксплуатации лопаточного узла.

Благодарность

Исследование проводилось в рамках грантового финансирования Комитета науки Министерства науки и высшего образования Республики Казахстан ИРН АР19677949 «Повышение безопасности и эффективности вентиляции шахт путем совершенствования аэродинамики и конструкции эксплуатируемых главных вентиляторов». Договор № 344-23-25 от 03.08.2023 г. Гос. регистрация № 0123РК00843.

Конфликт интересов

Авторы заявляют, что конфликта интересов нет.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Манушин Э.А., Суровцев И.Г. Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок: М.: Машиностроение, 1990. 400 с. (на русском языке)
2. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле: перевод с англ.: М.: URSS, 2007. 440 с. (на русском языке)
3. Красюк А.М., Русский Е.Ю. Динамика и прочность сдвоенных листовых лопаток осевых вентиляторов // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 7. С. 52–56 (на русском языке)
4. Боришанский К.Н. Колебания рабочих лопаток турбомашин: учеб. пособие: СПб.: ПИМаши, 1995. 116 с. (на русском языке)
5. Семенов Ю.А. Механика. Теория механических колебаний: учеб. пособие: СПб.: Политехн. ун-т, 2008. 412 с. (на русском языке)
6. Русский Е.Ю. Исследование динамических свойств узлов вентиляторов в возмущенном воздушном потоке // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 2. С. 159–168 (на русском языке)
7. Разработка конструкций роторов шахтных осевых вентиляторов с повышенными скоростями вращения производительностью в реверсивном режиме / А.М. Красюк [и др.] // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2023. № 5. С. 99–107 (на русском языке)
8. Красюк А.М., Лугин И.В., Косых П.В., Русский Е.Ю. Обоснование метода продления срока службы двухступенчатых осевых вентиляторов для главной вентиляции // Журнал горных наук. 2019. Т. 55. № 3. С. 478–493 (на английском языке)
9. Разработка и исследование прочности рабочих лопаток с сотовой структурой сердечника для осевых шахтных вентиляторов / А.М. Красюк [и др.] // Горное оборудование и электромеханика. 2017. № 1. С. 3–6 (на русском языке)
10. Хао Х., Цзян С., У Ц., Ван К., Си С. (15 августа 2023 г.). Экспериментальное исследование точного управления количеством воздуха по требованию путем взаимодействия нескольких главных вентиляторов в шахте. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0959652623017845?via%3Dihub> (на английском языке)
11. Юй Б.-Ч., Шао Л.-С. (Май 2023 г.). Метод оптимизации системы вентиляции шахты на основе гибридного многокритериального алгоритма равновесной оптимизации индекса R2. <https://www.sciencedirect.com/> (на английском языке)
12. Дин И., Ван Цз., Цзян Б., Сяо Ц., Ян С., У Л., Се Б. (Июль 2023 г.). Численное исследование влияния законов искажения лопаток на угловой отрыв потока осевого вентилятора. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1270963823001931?via%3Dihub> (на английском языке)

ПАЙДАЛАНЫЛҒАН ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. Манушин Е.А., Суровцев И.Г. Газ турбиналық және құрама қондырғыларға арналған турбомашиналардың конструкциясы мен беріктігіне есептеулер: М.: Машина жасау, 1990. 400 б. (орыс тілінде)
2. Тимошенко С.П. Инженериядағы ауытқулар: ағылшын тілінен аударма: М.: УРСС, 2007. 440 б. (орыс тілінде)
3. Красюк А.М., Русский Е.Ю. Осътік желдеткіштердің қос қаңылтыр қалақтарының динамикасы мен беріктігі // Тау-кен жабдықтары және электромеханика. 2009. № 7. Б. 52–56 (орыс тілінде)
4. Боришанский К.Н. Турбина қалақтарының тербелісі: оқулық. Жәрдемақы: Санкт-Петербург: ПИМаши, 1995. 116 б. (орыс тілінде)
5. Семенов Ю.А. Механика. Механикалық тербеліс теориясы: оқу құралы: СПб.: Политех. университет, 2008. 412 б. (орыс тілінде)

6. Русский Е.Ю. Бұзылған ауа ағынындағы желдеткіш қондырғыларының динамикалық қасиеттерін зерттеу // Тау-кен ақпараты және аналитикалық бюллетень. 2017. № 2. Б. 159–168 (орыс тілінде)
7. Айналу жылдамдығы және кері режимде өнімділігі жоғары шахталық осьтік желдеткіштерге арналған роторлардың конструкцияларын өндіру пайдалы қазбалардың / А.М. Красюк [және т. б.] // Физикалық-техникалық мәселелері. 2023. № 5. Б. 99–107 (орыс тілінде)
8. Негізгі желдету үшін екі сатылы осьтік ағынды желдеткіштердің қызмет ету мерзімін ұзарту әдісін негіздеу / А.М. Красюк [және т. б.] // Дж. Мин. Ғылым. 2019. Т. 55. № 3. Б. 478–493 (ағылшын тілінде)
9. Осьтік шахталық желдеткіштердің жұмыс жалақтарының тор тәрізді құрылымды өзекшесінің беріктігін әзірлеу және зерттеу / А.М. Красюк [және т. б.] // Тау-кен жабдықтары және электромеханика. 2017. № 1. Б. 3–6 (орыс тілінде)
10. Хао Х., Цзян С., У Ц., Ван К., Си С. (15 тамыз 2023 ж.). Эксперименттік зерттеу ауа көлемін нақты басқаруды қамтамасыз ету үшін бірнеше негізгі желдеткіштерді шахтада өзара әрекеттестіріп қолдану. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0959652623017845?via%3Dihub> (ағылшын тілінде)
11. Ю Б.С., Шао Л.С. (Мамыр 2023 ж.). R2 индексінің гибриді көп мақсатты тепе-теңдікті оңтайландыру алгоритміне негізделген шахтаның желдету жүйесін оңтайландыру әдісі. <https://www.sciencedirect.com/> (ағылшын тілінде)
12. Дин И., Ван Цз., Цзян Б., Сяо Ц., Ян С., У Л., Се Б. (Мамыр 2023 ж.). Құлаштардың деформация заңдарының әсерін сандық зерттеу осьтік желдеткіштің ағын бөліну бұрышына. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1270963823001931?via%3Dihub> (ағылшын тілінде)

REFERENCES

1. Manushin E.A., Surovtsev I.G. Konstruirovaniye i raschet na prochnost' turbomashin gazoturbinnnykh i kombinirovannykh ustanovok [Calculations for the design and durability of turbomachines for gas turbine and combined units], Moscow: Mashinostroenie, 1990. 400 p. (in Russian)
2. Tymoshenko S.P. Kolebaniya v inzhenernom dele [Deviations in Engineering]: English translation: Moscow: URSS, 2007. 440 p. (in Russian)
3. Krasnyuk A.M., Russky E.Yu. Dinamika i prochnost' sdvoennykh listovykh lopatok osevykh ventilyatorov [Dynamics and durability of double sheet metal blades of axial fans], Gornoe oborudovanie i elektromekhanika [Mining equipment and electromechanics]. 2009. No. 7. 52–56 pp. (in Russian)
4. Borishansky K.N. Kolebaniya rabochikh lopatok turbomashin: ucheb. posobie [Vibration of turbine blades: a textbook]. Allowance: St. Petersburg: PIMash, 1995. 116 p. (in Russian)
5. Semenov Yu.A. Mechanics. Mekhanika. Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy: ucheb. posobie [Theory of mechanical vibrations: a textbook]. Allowance: St. Petersburg: Politekh. un-t, 2008. 412 p. (in Russian)
6. Russky E.Yu. Issledovanie dinamicheskikh svoystv uzlov ventilyatorov v vozmushchennom vozdushnom potoke [Study of dynamic properties of ventilation units in disturbed air flow], Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten' [Mining Information and Analytical Bulletin]. 2017. No. 2. 159–168 pp. (in Russian)
7. Razrabotka konstruksii rotorov shakhtnykh osevykh ventilyatorov s povyshennymi skorostyami vrashcheniya proizvoditel'nost'yu v reversivnom rezhime [Development of rotor designs for mine axial fans with increased rotational speeds and performance in reverse mode], A.M. Krasnyuk [et al.], Fiziko-tehnicheskie problemy razrabotki poleznykh iskopaemykh [Physics and Technical Problems of Mineral Development]. 2023. No. 5. P. 99–107 (in Russian)
8. Justification of the method of extending the service life of two-stage axial flow fans for main ventilation / A.M. Krasnyuk [et al.] // J. Min. Science. 2019. V. 55. No. 3. 478–493 pp. (in English)
9. Razrabotka i issledovanie prochnosti rabochikh lopatok s sotovoi strukturoi serdechnika dlya osevykh shakhtnykh ventilyatorov [Development and study of the strength of working blades with a cellular structural core for axial mine ventilators], A.M. Krasnyuk [et al.], Gornoe oborudovanie i elektromekhanika [Mining equipment and electrical engineering]. 2017. No. 1. 3–6 pp. (in Russian)
10. Hao X., Jiang S., Wu C., Wang K., Xi S. (15 august 2023.). Experimental study on precise air demand control through the interaction of multiple main fans in a mine. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0959652623017845?via%3Dihub> (in English)
11. Yu B.S., Shao L.S. (May 2023). Mine ventilation system optimization method based on R2 index hybrid multi-objective equilibrium optimization algorithm. <https://www.sciencedirect.com/> (in English)
12. Din Y., Wang Z., Jiang B., Xiao C., Yang S., Wu L., Se B. (July 2023). Numerical study of the effect of blade deformation laws on the flow separation angle of an axial fan. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1270963823001931?via%3Dihub> (in English)

Сведения об авторах:

Иргисбаев Т.И., к.т.н., ассоциированный профессор, НАО Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева (г. Алматы, Казахстан), tuleukhan@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-2948-2683>

Русский Е.Ю., д.т.н., СИС лаборатории рудничной аэродинамики ИГД СО РАН (г. Новосибирск, Россия), geomining@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0006-3169-9696>

Жунисбеков С., к.т.н., ассоциированный профессор, НАО Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева (г. Алматы, Казахстан), zhunisbek.s@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-0543-0435>

Имансакипова Н.Б., доктор Ph.D, ассоциированный профессор, НАО Казахский национальный исследовательский технический университет им. К.И. Сатпаева (г. Алматы, Казахстан), nurlanaimansakipova@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3334-645X>

Авторлар туралы мәліметтер:

Иргисбаев Т.И., «Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық зерттеу техникалық университеті» КЕАҚ, т.ғ.к., қауымдастырылған профессор (Алматы қ., Қазақстан)

Русский Е.Ю., т.ғ.д., СИС шахталық аэродинамика зертханасы, Ресей ғылым академиясының Сібір филиалының тау-кен және тау-кен ісі институты (Новосибирск қ., Ресей)

Жунисбеков С., «Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық зерттеу техникалық университеті» КЕАҚ, т.ғ.к., қауымдастырылған профессор (Алматы қ., Қазақстан)

Имансакипова Н.Б., «Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық зерттеу техникалық университеті» КЕАҚ, Ph.D, қауымдастырылған профессор (Алматы қ., Қазақстан)

Information about the authors:

Irgibaev T.I., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, NAO Kazakh National Research Technical University named after K.I. Satpayev (Almaty, Kazakhstan)

Russkiy E.Yu., Doctor of Technical Sciences, Scientist of the Laboratory of Mine Aerodynamics, Institute of Mining SB RAS (Novosibirsk, Russia)

Zhunisbekov S., Ph.D, Associate Professor, NAO Kazakh National Research Technical University named after K.I. Satpayev (Almaty, Kazakhstan)

Imansakipova N.B., Ph.D, Associate Professor, NAO Kazakh National Research Technical University named after K.I. Satpayev (Almaty, Kazakhstan)

ДЕВЯТЫЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ ФОРУМ

SEYMARTEC MINING

ЧЕЛЯБИНСК
ОТЕЛЬ «RADISSON BLU»

24–26
ИЮНЯ

ЭФФЕКТИВНОСТЬ
ГОРНОДОБЫВАЮЩЕГО
ПРОИЗВОДСТВА



seymartec.ru



+7 499 638-23-29



info@seymartec.ru