УДК 622.4

Е.Ю. Русский

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ УЗЛОВ ВЕНТИЛЯТОРОВ В ВОЗМУЩЕННОМ ВОЗДУШНОМ ПОТОКЕ

Рассмотрена конструкция ротора осевого вентилятора и его основных узлов – сдвоенных листовых лопаток, рабочего колеса и коренного вала. Определены параметры возмущенного воздушного потока от внезапных выбросов в шахтах, и проведена оценка влияния возмущений на частотные свойства узлов осевого вентилятора. Рассматривалось влияние возмущений на лопаточные узлы и крутильные колебания в коренных валах. Найдены зависимости напряжений в элементах ротора от параметров возмущенного воздушного потока.

Ключевые слова: ротор осевого вентилятора, сдвоенная листовая лопатка, рабочее колесо, крутильные колебания вала, напряженно-деформированное состояние, возмущенный воздушный поток.

Эксплуатационная надежность является важнейшей характеристикой шахтных вентиляторов главного проветривания. Она в значительной степени зависит от запаса прочности и уровня вибраций основных узлов вентилятора. На узлы вентилятора действуют возмущения от воздушного потока, вызванные действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения потока при взаимодействии с ребрами корпуса, лопатками направляющего и спрямляющего аппаратов [1], а также от возмущений обусловленных внезапными выбросами или взрывами.

Основным узлом шахтного осевого вентилятора является ротор. Его надежность, в основном, определяет работоспособность вентилятора. Ротор, в свою очередь, состоит из коренного вала и рабочего колеса (РК), которое включает в себя корпус и рабочие лопатки [2]. Рассмотрим вентилятор главного проветривания серии ВО [2], рабочее колесо которого имеет 8 сдвоенных листовых лопаток сварной конструкции. Коренной вал вентилятора через муфту соединен с трансмиссионным валом,

ISSN 0236-1493. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 2. С. 159–168.
© 2017. Е.Ю. Русский.

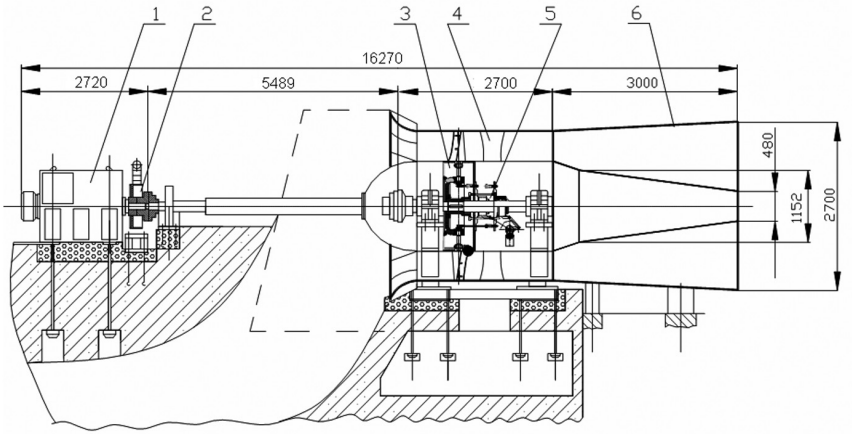

Рис. 1. Схема вентиляторного агрегата серии ВО: 1 – синхронный электродвигатель 630 кВт, 750 об/мин, 6,0 кВ; 2 – электромагнитный тормоз; 3 – рабочее колесо с поворотными на ходу сдвоенными листовыми лопатками; 4 – неповоротные лопатки спрямляющего аппарата; 5 – механизм одновременного поворота лопаток рабочего колеса; 6 – диффузор

который через муфту кинематически связан с валом электродвигателя. Схема вентилятора показана на рис. 1.

Влияние возмущенного воздушного потока на колебания сдвоенных листовых лопаток

Рассмотрим взаимодействие возмущенного воздушного потока со сдвоенной лопаткой осевого вентилятора.

На рис. 2 показана схема сдвоенной листовой лопатки осевого вентилятора ВО-36К [2]. Данный вентилятор имеет следующие параметры: диаметр по концам лопаток $D = 3{,}6$ м, ста-

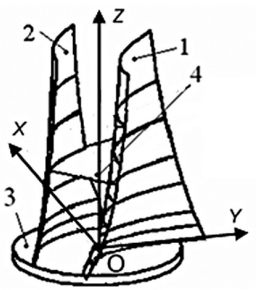

Рис. 2. Схема сдвоенной листовой лопатки: 1 – большая лопасть, 2 – малая лопасть, 3 – поворотное основание, 4 – перемычка

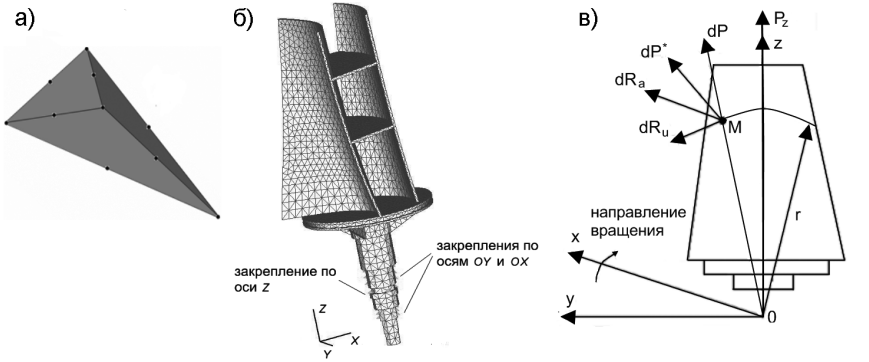

Рис. 3. Тетраидальный конечный элемент (а); расчетная схема лопаточного узла вентилятора ВО-36К (б); силы, действующие на лопатку в произвольной точке М (в): dP^* – обобщенная составляющая аэродинамических сил, действующая на поверхность лопатки; R_u – сила сопротивления; R_a – сила тяни; dP – сила инерции; P_z – нормальная составляющая силы инерции

тическое давление $P_{sv} = 2550$ Па, мощность электродвигателя $N = 2000$ кВт.

Расчетная модель лопатки представлена на рис. 3, *б*. Центробежные и аэродинамические силы показаны на рис. 3, *в*.

Собственные частоты сдвоенной листовой лопатки вентилятора ВО-36К, рассчитанные в пакете Ansys, представлены на рис. 4 (*а*, *б* – изгибные формы колебаний, *в* – крутильная форма колебаний).

Собственные частоты колебаний (рис. 4) составляют: по первой форме 66,5 Гц, по второй форме 101,5 Гц, по третьей форме

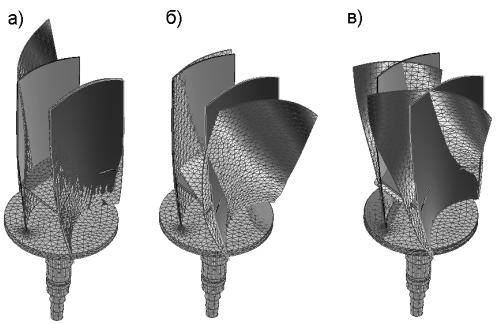

Рис. 4. Формы собственных колебаний сдвоенной листовой лопатки РК: первая форма колебаний (частота 66,5 Гц) (а); вторая форма колебаний (частота 101,5 Гц) (б); третья форма колебаний (частота 165,1 Гц) (в)

165,1 Гц. Основная возбуждающая частота – частота вращения ротора, равная 10 Гц. Наблюдается значительная отстройка собственных частот от основной возбуждающей частоты.

Лопатки, помимо постоянных нагрузок (таких, как центробежные силы, силы сопротивления воздушного потока, тяги и инерции при вращении ротора), испытывают действие циклически изменяющихся во времени возмущающих нагрузок, которые вызывают дополнительные динамические напряжения в лопастях [3]. При совпадении частоты возмущающей силы с одной из собственных частот лопатки наступает явление резонанса, характеризуемое значительным увеличением амплитуд колебаний. Резонансные явления наблюдаются также, когда собственная частота не равна, но кратна частоте возмущающей силы.

Резонансные колебания лопаток возникают в случаях, когда частоты их собственных колебаний f становятся равными или кратными числу оборотов ротора n, т.е. $f = k \cdot n$ [4]. Число кратности k определяется исходя из особенностей конструкции машины. Статическая либо динамическая неуравновешенность ротора вызывает колебания лопаток с частотой, равной секундному числу оборотов, т.е. при $k = 1$. Кроме того, для осевых вентиляторов опасные режимы могут возникать в результате появления колебаний лопаток под действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения воздушного потока при взаимодействии с ребрами, распложенными в проточной части корпуса, с направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. В этом случае числа кратности пропорциональны числу ребер направляющего аппарата $N_{\text{р}}$, а при реверсировании режима работы вентилятора и числу лопаток спрямляющего аппарата $N_{\text{СА}}$. Колебания также могут быть вызваны явлением срывного флаттера, заключающегося в возникновении самовозбуждающихся колебаний лопаток вследствие взаимодействия аэродинамических сил с упругими силами в лопатках. В случае если энергия потока достаточна для поддержания этого процесса, то колебания будут незатухающими. Возникновению флаттера способствует срыв потока при обтекании лопатки с большими углами атаки. Обнаружено [1], что срыв потока может наблюдаться не на всех лопатках решетки, а только на их группе, и что зона срыва может перемещаться по окружности. Такое явление получило название вращающегося срыва. Частота колебаний от срыва потока зависит от числа зон отрыва во вращающемся потоке $N_{\text{ВО}}$ и в общем случае не кратна частоте вращения рабочего колеса.

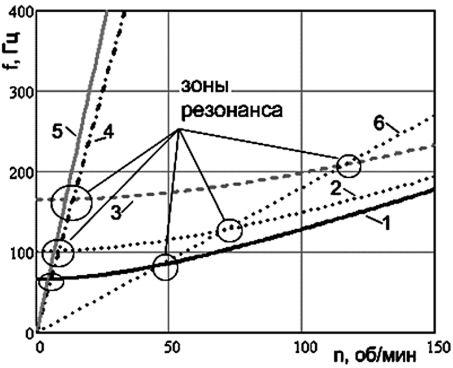

Рис. 5. Зависимость собственных частот колебаний сдвоенной листовой лопатки и возмущающих частот от числа оборотов двигателя: 1 – первая собственная частота; 2 – вторая собственная частота; 3 – третья собственная частота; 4 – возмущающая частота от лопаток направляющего аппарата; 5 – возмущающая частота от лопаток спрямляющего аппарата; 6 – возмущающая частота от отрыва во вращающемся потоке

Значения резонансных частот для колебаний воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и от вращающегося срыва можно записать в следующем виде [5]:

$$\omega_n^{(P)} = nN_p\omega, \quad \omega_n^{(CA)} = nN_{CA}\omega, \quad \omega_n^{(BO)} = nN_{BO}(1-\alpha)\omega,$$

где $n = 1, 2, 3, \ldots$ – номер гармоники возбуждающих сил; α – угол между набегающим потоком воздуха и хордой профиля лопатки, $0 < \alpha < 1$, рад; $\omega_n^{(P)}$, $\omega_n^{(CA)}$, $\omega_n^{(BO)}$ – резонансные частоты колебаний воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и от вращающегося отрыва соответственно, рад/с; ω – угловая частота вращения ротора, рад/с.

Для определения влияния возмущающих частот на колебания лопатки, построим вибрационную диаграмму (рис. 5).

Из анализа графиков следует, что при пуске вентилятора, лопатки проходят через несколько зон резонансов (рис. 5). Из-за кратковременности нахождения в этих зонах, а также вследствие незначительной энергии возмущенного воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и возмущений от отрыва во вращающемся потоке, это не приведет к возникновению опасных напряжений и деформаций в конструкции лопаточного узла. При выбеге вентилятора, для уменьшения времени нахождения в резонансных областях, необходим тормоз для электродвигателя вентилятора.

Влияние возмущенного воздушного потока от внезапного выброса на крутильные колебания трансмиссионных валов

Расчет и анализ крутильных колебаний трансмиссионных валов вентиляторных агрегатов проводится для оценки максимальных напряжений и углов закручивания (амплитуд) сечений трансмиссионного вала в зависимости от угловой скорости ротора электродвигателя в периоды разгона и выбега вентилятора, а также в периоды действия на вентиляторный агрегат сильных аэродинамических возмущений по моменту вращения, например, при взрыве или внезапном выбросе метана в шахте.

Структурная схема вентилятора для оценки крутильных колебаний показана на рис. 6.

Математическая модель вращения вентилятора описывается системой дифференциальных уравнений механической системы с 4-мя степенями свободы [5].

Решение найдем для трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К с целью определения амплитуды колебаний, углов закручивания разных участков вала, времени разгона и выбега турбомашины, а также с учетом влияния аэродинамических возмущений сети на колебания механической системы.

Результаты приведены на рис. 7.

На рис. 8 представлен график зависимости касательных напряжений в материале трансмиссионного вала от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К.

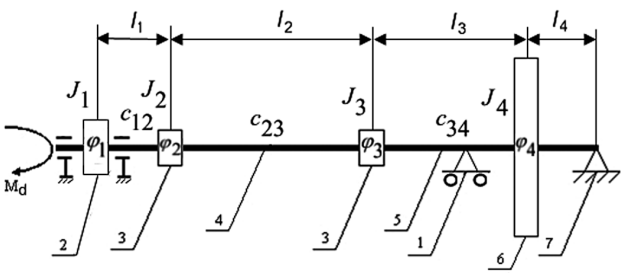

Рис. 6. Структурная схема вентиляторного агрегата: 1 – радиальный подшипник; 2 – приводной электродвигатель; 3 – зубчатые муфты; 4 – трансмиссионный вал; 5 – коренной вал ротора; 6 – рабочее колесо; 7 – радиально-упорный подшипник; M_d – крутящий момент электродвигателя; φ_i – угловая координата i-го сечения; $c_{i,i+1}$ – крутильная жесткость участка вала между i-м и $(i + 1)$-м сечением; J_1 – момент инерции ротора электродвигателя; J_4 – момент инерции ротора вентилятора; J_2, J_3 – моменты инерции зубчатых муфт

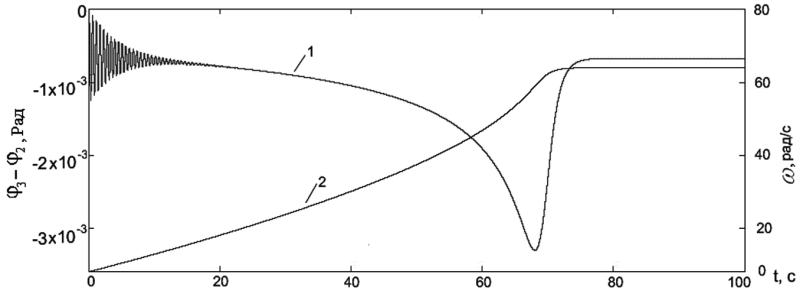

Рис. 7. Зависимость крутильных деформаций трансмиссионного вала ротора (график 1) и частоты вращения ротора (график 2) от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

Превышение максимальных касательных напряжений (τ_{max}) над напряжениями при номинальной частоте ($\tau_н$) составит:

$$\frac{\tau_{max}}{\tau_н} = \frac{30 \cdot 10^6 \ МПа}{6,05 \cdot 10^6 \ МПа} \approx 5 .$$

При выбеге вентилятора момент сопротивления на рабочем колесе от воздушного потока много меньше момента от электродвигателя при пуске, поэтому амплитуды колебаний незначительны и составляют -3,3 · 10^{-13} рад. Следовательно, для сокращения времени выбега (сокращения времени пребывания в зоне резонанса) тормоз можно не применять. Тормоз можно использовать для технологических нужд, например, при ремонте вентилятора.

Исследования частотных свойств вентиляционных сетей [7] показали, что верхняя существенная частота квазистационарного процесса возмущенного потока равна 0,5 рад/с (см. рис. 9, *а*). Такой поток не приведет к резонансным явлениям из-за суще-

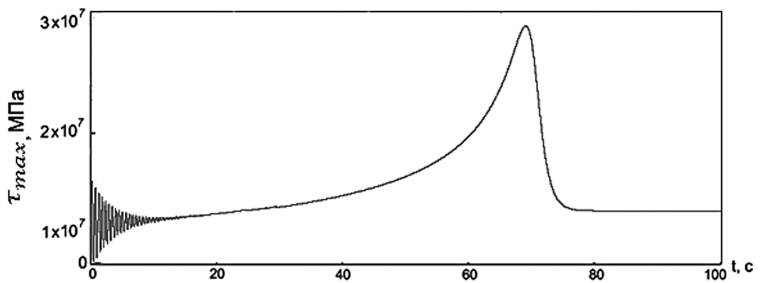

Рис. 8. Зависимость касательных напряжений при кручении трансмиссионного вала ротора от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

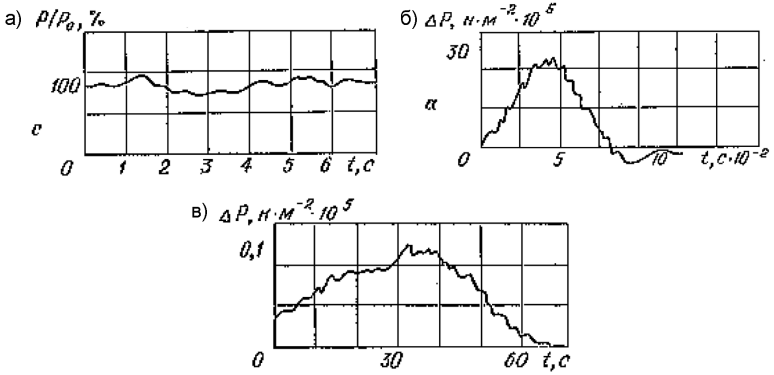

Рис. 9. Частотные характеристики потока воздуха и возмущающих импульсов в шахтной вентиляционной сети: а) квазистационарного процесса возмущенного потока; б) возмущающих аэродинамических импульсов от взрыва метана; в) от внезапного выброса: P_0 – номинальное давление в шахтной вентиляционной сети (без возмущений); P – давление с учетом возмущений в сети (возмущения, вызванные изменением конфигурации сети – открытие и закрытие ляд, дверей, отключение и включение вентиляторов местного проветривания)

ственной разности частот собственных и вынужденных колебаний. В работе [7] приведены частотные характеристики возмущающих импульсов в шахтной вентиляционной сети вследствие взрыва метана и внезапного выброса (см. рис. 9, *б* и 9, *в*). Анализ графиков показывает, что возмущенный взрывом поток действует кратковременно (≈0,1 с) и с достаточно высокой частотой (628–6280 рад/с), далеко отстоящей от собственных частот системы. Поэтому взрыв не опасен с точки зрения роста амплитуды колебания вследствие резонанса.

Возмущенный импульс давления от внезапного выброса имеет скачок давления до 12 кПа с длительностью в несколько десятков секунд и скоростью распространения области сжатия в несколько десятков метров в секунду. При этом ударная воздушная волна, как правило, не возникает, а спектр частот импульса находится в пределах 0,63–31,4 рад/с. Это может представлять опасность, так как спектр частот импульса совпадает с частотами собственных крутильных колебаний механической системы.

Основываясь на результатах проведенных исследований, можно сделать следующие выводы:

• ресурс работы трансмиссионного вала и вала ротора определяется, в основном, количеством пусков вентилятора и количеством внезапных выбросов;

• для сокращения времени выбега (сокращения времени пребывания в зоне резонанса) тормоз можно не применять. Тормоз можно использовать для технологических нужд, например, при ремонте вентилятора;

• для снижения вероятности возникновения вращающегося срыва, желательно эксплуатировать вентилятор с углами установки лопаток рабочего колеса не превышающими номинальных значений.

Учитывая, что режим пуска достаточно кратковременный (менее 15 секунд), а вероятность внезапного выброса достаточно большой силы в непосредственной близости от установки не велика, следует ограничивать срок службы трансмиссионных валов количеством пусков вентиляторной установки с учетом вероятностей ожидаемых внезапных выбросов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Попов Н.А.* Разработка реверсивных осевых вентиляторов главного проветривания шахт, дисс. на соискание уч. степени д.т.н. – Новосибирск: ИГД СО РАН, 2001. – 282 с.

2. *Клепаков И.В.*, *Руденко В.А.* Разработка нового ряда шахтных осевых вентиляторов главного проветривания / Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок. – Донецк: ВНИИГМ им. М.М. Федорова, 1986. – С. 110–121.

3. *Манушин Э.А.*, *Суровцев И.Г.* Конструирование и расчет на прочность турбомашин газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с.

4. *Козюрин С.В.*, *Попов Н.А.* Анализ частот и форм колебаний сдвоенных листовых лопаток рабочих колес осевых вентиляторов / Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности. Тезисы докладов Международной научно-практической конференции. – Кемерово, 2002. – С. 31–32.

5. *Ковчин С.А.*, *Сабинин Ю.А.* Теория электропривода: учебник для вузов. – СПб.: Энергоатомиздат, 2000. – 496 с.

6. *Пановко Я.Г.* Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. – М.: Физматгиз, 1960. – 193 с.

7. *Петухов М.М.*, *Линьков А.М.* Теоретические предпосылки предупреждения внезапных выбросов и мер борьбы с их вредными последствиями. Выбросы угля, породы и газа. – Киев: Наукова Думка, 1976.

8. *Фесик С.П.* Справочник по сопротивлению материалов. – М.: Машиностроение, 1982. – 360 с. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

Русский Евгений Юрьевич – кандидат технических наук,
старший научный сотрудник,
e-mail: geomining@mail.ru,
Институт горного дела СО РАН.

Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2017. No. 2, pp. 159–168.

UDC 622.4

E.Yu. Russkiy

DYNAMIC PROPERTIES STUDY OF UNITS FAN IN THE AIRFLOW DISTURBANCE

The design of the rotor axial fan and its main units – double leaf blades of the impeller and the main shaft. The parameters of the disturbed airflow from the sudden release in the mines, and assessed the impact of disturbances on the frequency characteristics of an axial fan nodes. Examines the impact of disturbances on the blade components and torsional vibrations in indigenous trees. The dependences of the stresses in the elements of the rotor on the parameters of the disturbed air flow.

Key words: rotor axial fan, double sheet shovel, impeller, shaft torsional oscillations, stress-strain state, disturbance of the airflow.

AUTHOR

Russkiy E.Yu., Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher,
e-mail: geomining@mail.ru,
Institute of Mining of Siberian Branch of Russian Academy of Sciences,
630091, Novosibirsk, Russia.

REFERENCES

1. Popov N.A. Razrabotka reversivnykh osevykh ventilyatorov glavnogo provetrivaniya shakht (Working out of reversive axial fans of the main airing of mines), Doctor's thesis, Novosibirsk, IGD SO RAN, 2001, 282 p.

2. Klepakov I.V., Rudenko V.A. Teoreticheskie i ekspluatatsionnye problemy shakhtnykh statsionarnykh ustanovok (Theoretical and operational problems of mine stationary installations), Donetsk, VNIIGM im. M.M. Fedorova, 1986, pp. 110–121.

3. Manushin E.A., Surovtsev I.G. Konstruirovanie i raschet na prochnost' turbomashin gazoturbinnykh i kombinirovannykh ustanovok (Designing and calculation on durability of turbomachines газотурбинных and the combined installations), Moscow, Mashinostroenie, 1990, 400 p.

4. Kozyurin S.V., Popov N.A. Energeticheskaya bezopasnost' Rossii. Novye podkhody k razvitiyu ugol'noi promyshlennosti. Tezisy dokladov Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii (Energy Safety of Russia. New Approaches to Development of Coal Industry. International Scientific–Practical Conference Proceedings), Kemerovo, 2002, pp. 31–32.

5. Kovchin S.A., Sabinin Yu.A. Teoriya elektroprivoda: uchebnik dlya vuzov (The electric drive theory: Textbook for high schools), Saint-Petersburg, Energoatomizdat, 2000, 496 p.

6. Panovko Ya. G. *Vnutrennee trenie pri kolebaniyakh uprugikh sistem* (Internal friction under vibration of elastic systems), Moscow, Fizmatgiz, 1960, 193 p.

7. Petukhov M. M., Lin'kov A. M. *Teoreticheskie predposylki preduprezhdeniya vnezapnykh vybrosov i mer bor'by s ikh vrednymi posledstviyami. Vybrosy uglya, porody i gaza* (Theoretical prerequisites for outburst prevention and aggravating after-effects combating. Coal, rock and gas outbursts), Kiev, Naukova Dumka, 1976.

8. Fesik S. P. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* (Reference book on resistance of materials), Moscow, Mashinostroenie, 1982, 360 p.