

Е.Ю. Русский**ВИБРАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ
РОТОРОВ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ
ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ШАХТ**

Рассмотрена конструкция ротора шахтного осевого вентилятора главного проветривания, состоящего из трех основных узлов – рабочего колеса, коренного вала и рабочих лопаток. Лопатка подвержена действию как нормальных составляющих сил инерции от вращения рабочего колеса, так и возмущениям от воздушного потока. Пульсация давления потока воздуха и срывное обтекание являются причиной возникновения вибраций лопаток. Кроме того, появляются колебания лопаток под действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения воздушного потока при взаимодействии с ребрами, расположенными в проточной части корпуса, с направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. В этом случае числа кратности пропорциональны числу ребер направляющего аппарата, а при реверсировании режима работы вентилятора и числу лопаток спрямляющего аппарата. Вибрации вызывают как значительное увеличение напряжений, так и снижение ресурса работы узлов. В статье определены основные параметры возмущенного воздушного потока, влияющие на возникновение вынужденных колебаний лопаток, найдены зависимости вибрационных напряжений в элементах ротора от параметров возмущенного воздушного потока. Построены частотные диаграммы, связывающие зависимость собственных частот колебаний и частот возмущающих сил.

Ключевые слова: ротор осевого вентилятора, напряженно-деформированное состояние, возмущенный воздушный поток, вибрационная надежность.

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, 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 венти-

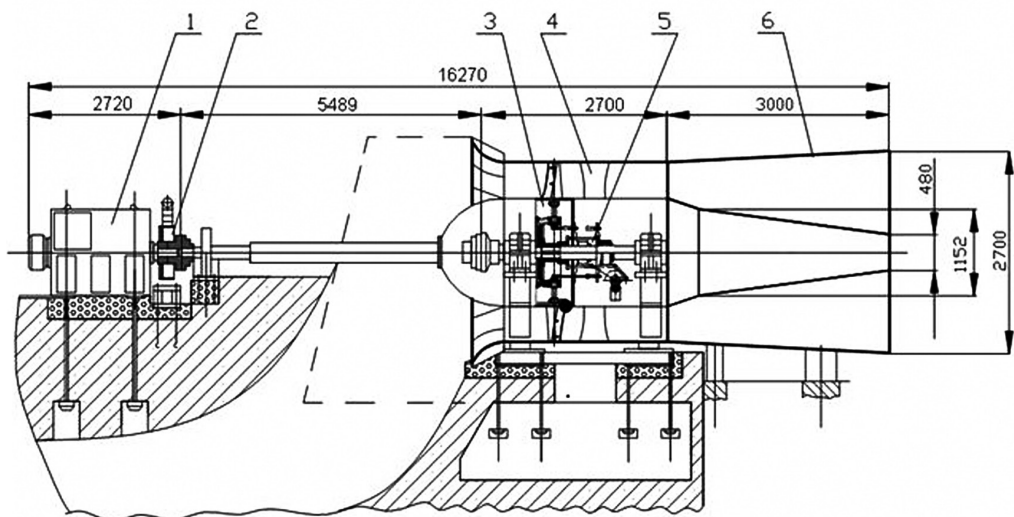


Рис. 1. Схема вентиляторного агрегата серии ВО: 1 – синхронный электродвигатель 630 кВт, 750 об/мин, 6,0 кВ; 2 – электромагнитный тормоз; 3 – рабочее колесо с поворотными на ходу сдвоенными листовыми лопатками; 4 – неповоротные лопатки спрямляющего аппарата; 5 – механизм одновременного поворота лопаток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

лятора ВО-36К [2]. Данный вентилятор имеет следующие параметры: диаметр по концам лопаток $D = 3,6$ м, статическое давление $P_{sv} = 2550$ Па, мощность электродвигателя $N = 2000$ кВт.

Анализ проводился методом конечных элементов, с использованием программного пакета Ansys. Лопаточный узел разбит на объемные КЭ, представляющие собой тетраэдры с десятью узлами (рис. 3, а). На цилиндрической поверхности крепежной зоны запрещаются перемещения по осям OX и OY , также на одной из поверхностей (в месте упора хвостовика лопатки в подшипник узла крепления) запрещаются перемещения по оси OZ . Аэродинамические нагрузки распределены по поверхности лопастей.

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

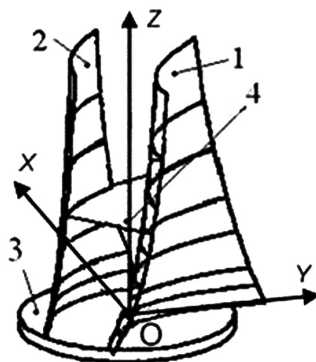


Рис. 2. Схема сдвоенной листовой лопатки: 1 – большая лопасть, 2 – малая лопасть, 3 – поворотное основание, 4 – перемычка

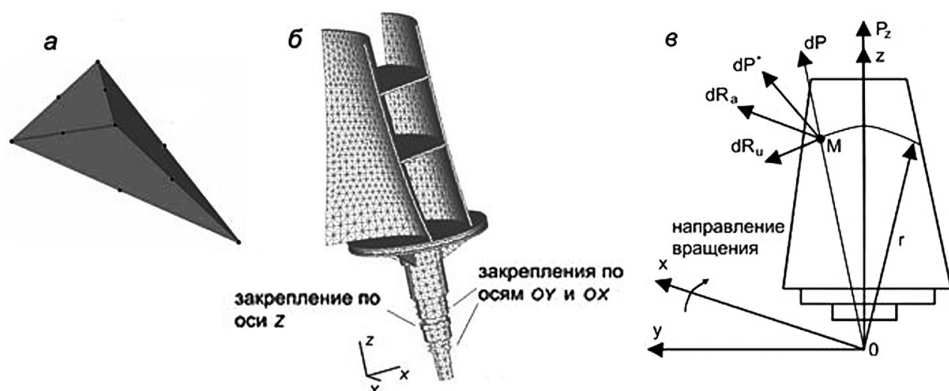


Рис. 3. Тетраэдральный конечный элемент (а); расчетная схема лопаточного узла вентилятора ВО-36К (б); силы, действующие на лопатку в произвольной точке М (в): dP^* – обобщенная составляющая аэродинамических сил, действующая на поверхность лопатки; R_v – сила сопротивления; R_a – сила тяги; dP – сила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

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, характеризующееся значительным увеличением амплитуд колебаний. Резо-

нансные 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.

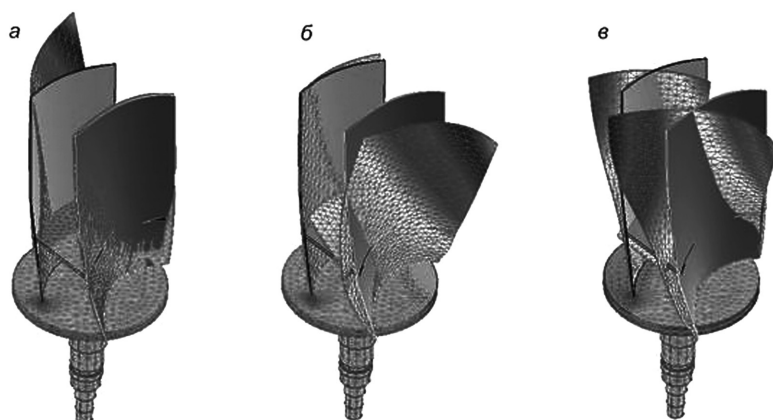


Рис. 4. Формы собственных колебаний сдвоенной листовидной лопатки РК: а) первая форма колебаний (частота 66,5 Гц); б) вторая форма колебаний (частота 101,5 Гц); в) третья форма колебаний (частота 165,1 Гц)

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, расположенными в проточной части корпуса, с направляющим аппаратом и лопатками спрямляющего аппарата. В этом случае числа кратности пропорциональны числу ребер направляющего аппарата N_P , а при реверсировании режима работы вентилятора и числу лопаток спрямляющего аппарата N_{CA} . 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 решеткой, 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_{BO} и в общем случае не кратна частоте вращения рабочего колеса. Значения резонансных частот для колебаний воздушного потока от ребер направляющего аппарата, лопаток спрямляющего аппарата и от вращающегося срыва можно записать в следующем виде [5]:

$$\omega_n^{(P)} = nN_P\omega, \quad \omega_n^{(CA)} = nN_{CA}\omega,$$

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

где $n = 1, 2, 3, \dots$ – номер гармоники возбуждающих сил; α – угол между

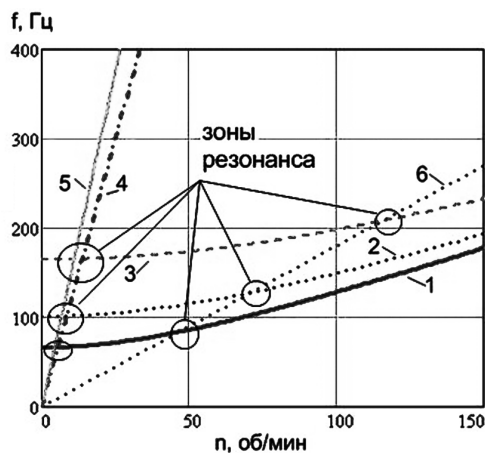


Рис. 5. Зависимость собственных частот колебаний сдвоенной листовой лопатки и возмущающих частот от числа оборотов двигателя: 1 – первая собственная частота; 2 – вторая собственная частота; 3 – третья собственная частота; 4 – возмущающая частота от лопаток направляющего аппарата; 5 – возмущающая частота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

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 вентилятора ВО-36К при угловой скорости вращения рабочего колеса вентилятора $\omega = 62,82$ рад/с (600 об/мин), числе неподвижных лопаток – ребер направляющего аппарата $N_P = 12$ и лопаток спрямляющего аппарата $N_{CA} = 15$, зон отрыва во вращающемся потоке $N_{BO} = 2-4$, частоты возбуждающих сил, создаваемых ребрами направляющего аппарата, лопатками спрямляющего аппарата и вращающимся отрывом, записываются так [5]:

$$\omega_n^{(P)} = 12n\omega \text{ рад/с}, \quad \omega_n^{(CA)} = 15n\omega \text{ рад/с},$$

$$\omega_n^{(BO)} = 4n\omega \text{ рад/с}.$$

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

Лучи, выходящие из начала координат (графики 4, 5, 6, рис. 5), представляют собой зависимости частот возмущающих сил от частоты вращения для первых гармоник. Абсциссы точек пересечения с кривыми собственных частот (графики 1, 2, 3, рис. 5) определяют границу зон резонансных частот вращения ротора. Необходимо заметить, что жесткость лопаток, а, следовательно, и их собственная частота увеличиваются с увеличением скорости вращения ротора. Это происходит за счет того, что нормальные составляющие сил инерции, действующие вдоль пера лопатки, повышают ее жесткость в поперечном направлении.

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 пото-

ке, 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.

Основываясь на результатах проведенных исследований, можно сделать следующие выводы:

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

- При пуске ротор вентилятора проходит через несколько зон резонансов. Однако из-за кратковременности нахождения в этих зонах, опасности развития вибрационных напряжений нет.

Учитывая, что режим пуска достаточно кратковременный (менее 15 с), 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., Суrowцев 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. **ГИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРЕ

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

VIBRATION DURABILITY OF THE ROTORS MAIN MINE AXIAL FANS

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.

The design of a rotor of the mine axial fan of the main airing consisting of three basic knots – the driving wheel, a radical shaft and working shovels is considered. The shovel is subject to action as normal making forces of inertia from driving wheel rotation, and to indignations from an air stream. A pulsation of pressure of a stream of air and stall a flow occurrence of vibrations of shovels are at the bottom. Besides, there are fluctuations of shovels under the influence of the non-stationary aerodynamic forces arising owing to non-uniformity of a current of an air stream at interaction with edges, located in a flowing part of the case, with the directing device and shovels of the straightening device. In this case frequency rate numbers are proportional to number of edges of the directing device, and at реверсировании an operating mode of the fan and to number of shovels of the straightening device. Vibrations cause both substantial growth of pressure, and decrease in a resource of work of knots. In article key parametres of the indignant air stream influencing occurrence of compelled fluctuations of shovels are defined, dependences of vibrating pressure are found in elements of a rotor from parametres of the indignant air stream. The frequency diagrammes connecting dependence of own frequencies of fluctuations and frequencies of revolting forces are constructed.

Key words: rotor of axial fan, intense-deformed condition, turbulent air stream, vibration durability.

REFERENCES

1. Popov N.A. *Razrabotka reversivnykh oseykh ventilyatorov glavnogo provetrivaniya shakht* (Working out of reversible 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. *Konstruirovaniye i raschet na prochnost' turbomashin gazoturbinnyykh i kombinirovannykh ustanovok* (Designing and calculation on durability of turbomachines газотурбинных и комбинированных установок), Moscow, Mashinostroyeniye, 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* (Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности. Тезисы докладов Международной научно-практической конференции), Kemerovo, 2002, pp. 31–32.
5. Kovchin S.A., Sabinin Yu.A. *Teoriya elektropriroda: uchebnik dlya vuzov* (The electric drive theory: Textbook for high schools), Saint-Petersburg, Energoatomizdat, 2000, 496 p.



**РУКОПИСИ,
ДЕПОНИРОВАННЫЕ В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ «ГОРНАЯ КНИГА»**

КОМПОНЕНТЫ ДЛЯ БЕСЦЕМЕНТНЫХ ТВЕРДЕЮЩИХ СМЕСЕЙ ДЛЯ ЗАКЛАДКИ ВЫРАБОТАННОГО ПРОСТРАНСТВА УГОЛЬНЫХ ШАХТ (№ 1049/07-15 от 08.05.15, 7 стр.)

Мельник Владимир Васильевич – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой,
Буханик Артем Игоревич – студент,
МГИ НИТУ «МИСиС», e-mail: msmu-prpm@yandex.ru.

COMPONENTS FOR CEMENTLESS HARDENING MIXTURE FOR LAYING-OUT SPACE COAL MINES STOWING TECHNOLOGY BY RECYCLABLE SOLID MINERAL WASTE

(No. 1049/07-15 from 08.05.15, page 7)
Melnik V.V., Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Chair, Bukhanik A.I., Student,
Mining Institute, National University of Science and Technology «MISIS», 119049, Moscow, Russia,
e-mail: msmu-prpm@yandex.ru.