



**К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РОТОРОВ ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ
НА ВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ ВРАЩЕНИЯ**

Е. Ю. Русский, Н. В. Панова

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,
E-mail: geomining@mail.ru, nadejda_panova@bk.ru,
Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

Представлены результаты исследования влияния различных конструктивных исполнений лопаточного узла на его НДС в различных режимах работы. Установлено, что при диаметрах рабочих колес до 3000 мм часть элементов лопаточного узла вызывает значительную концентрацию напряжений. Даны рекомендации по проектированию такого рода лопаточных узлов.

Шахтный вентилятор, рабочая лопатка, напряженно-деформированное состояние, вынужденные и собственные частоты колебаний, Ansys

**ON THE PROBLEM OF DESIGNING THE ROTORS OF AXIAL MINE FANS
AT HIGH ROTARY SPEEDS**

E. Yu. Russkiy and N. V. Panova

*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,
E-mail: geomining@mail.ru, nadejda_panova@bk.ru,
Krasny pr. 54, Novosibirsk 630091, Russia*

The results of investigations into the influence of different blade assembly designs on its stress-strain state and frequency properties in various operating modes are presented. It is found that at fan impeller diameters of more than 3000 mm, a part of blade assembly elements causes a significant stress concentration. Recommendations for designing such blade assemblies are given.

Mine fan, rotating blade, stress-strain state, forced and natural vibration frequencies, Ansys

Ротор осевого вентилятора является основным узлом, определяющим надежность и работоспособность шахтной вентиляторной установки. В свою очередь, ротор включает в себя коренной вал, корпус рабочего колеса (РК) и листовые лопатки [1]. Эксплуатационная надежность — одна из важнейших характеристик шахтных осевых вентиляторов главного проветривания, которая обусловлена уровнем действующих напряжений в элементах ротора.

Напряженно-деформированное состояние (НДС) узлов вентиляторов определяется не только материалом элементов и уровнем нагрузок, но и конструктивным исполнением узлов. В зависимости от режима работы возможны ситуации, когда элементы конструкции на одних режимах работы позволяют снизить НДС и выполнить отстройку собственных и возмущающих частот, а на других режимах способствуют увеличению НДС. В работе рассмотрен лопаточный узел осевых вентиляторов со сдвоенными листовыми лопатками.

Ранее в области создания осевых вентиляторов рядом проектных и научно-исследовательских институтов, таких как Донгипроуглемаш, Институт горного дела СО РАН, ЦАГИ, ВНИИГМ им. Федорова, НИПИГормаш, и др., выполнен большой объем НИиОКР, позволивший полу-

чить значительные результаты по таким направлениям как надежность, прочность и аэродинамика. Тем не менее, для шахтных осевых вентиляторов, имеющих сдвоенные рабочие лопасти и работающих в сложных условиях эксплуатации, уделяется недостаточно внимания исследованию их динамических и прочностных параметров [2].

Для повышения производительности вентиляторов (давление и расход) следует увеличить окружные скорости вращения по концам лопаток до 200 м/с, однако при этом значительно возрастает нагруженность узлов вентилятора, поэтому требуется детальный анализ напряженно-деформированного состояния элементов вентиляторов главного проветривания [3].

Цель статьи заключается в разработке рекомендаций по конструктивному исполнению лопаточных узлов на основе исследования их напряженно-деформированного состояния и частот собственных и вынужденных колебаний.

Расчетная модель и методы исследования. На рис. 1 показана сдвоенная листовая лопатка, представляющая собой поворотное основание и листовые лопасти, а также одну или две перемычки, предназначенные не только для снижения напряжений, но и для изменения собственных частот колебаний. Рабочая лопатка имеет хвостовик, посредством которого она закрепляется в корпусе рабочего колеса. Данный узел может быть изготовлен, например, из стали 30ХГСА (предел прочности $\sigma_b = 900$ МПа, предел текучести $\sigma_t = 490$ МПа). Лопаточный узел (геометрия его лопастей) выполнен по аэродинамической схеме типа АМ-19А, втулочное отношение равно 0.6.

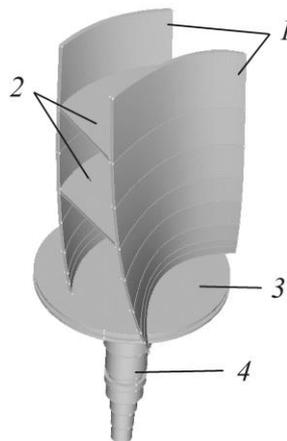


Рис. 1. Сдвоенная листовая лопатка: 1 — лопасти; 2 — перемычки; 3 — поворотное основание; 4 — хвостовик

При работе вентилятора на рабочую лопатку действует аэродинамическая нагрузка и центробежная сила, возникающая вследствие вращения рабочего колеса. Лопатки обычно устанавливаются на угол $\theta = 40^\circ$ (который измеряют в сторону увеличения углов атаки). В [4] представлено детальное описание и анализ нагрузок, которые появляются в рабочем колесе вентилятора.

Исследование напряженно-деформированного состояния лопаточного узла выполнено с помощью метода конечных элементов, реализованным в программном комплексе Ansys. Для этого применены конечные элементы в виде тетраэдров, в каждом узле которых имеется шесть степеней свободы (перемещения по трем осям и соответствующие этим осям вращательные степени свободы). В результате получено распределение напряжений и деформаций в лопаточном узле, показанное на рис. 2. Так как напряженно-деформированное состояние сложное, то для оценки прочности конструкции использованы эквивалентные напряжения по Мизесу [4–6]. Анализируя распределение напряжений по рис. 2а, отметим, что максимальные значения напряжений возникают в месте сварки лопастей и поворотного основания, а также в ребрах жесткости на основании.

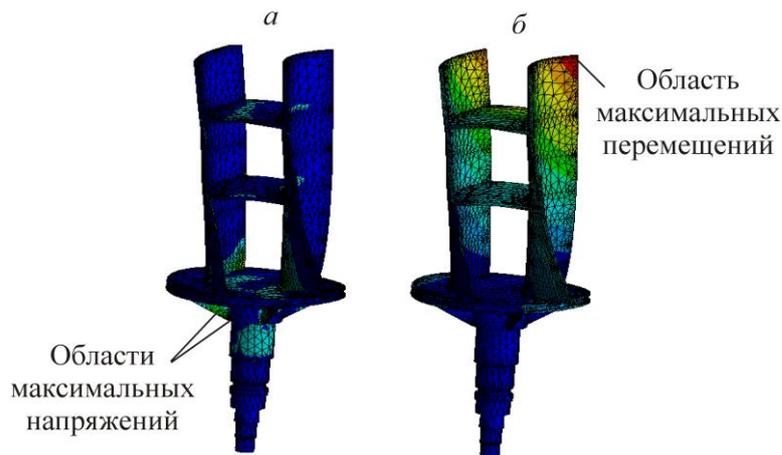


Рис. 2. Картины распределения напряжений и перемещений в рабочей лопатке осевого вентилятора: *a* — распределение напряжений; *б* — распределение перемещений

Коэффициент запаса прочности определяется следующим выражением:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}}$$

где σ_T — предел текучести материала. Допускаемый нормативный запас равен 1.8.

Рассмотрим поле перемещений (в соответствии с рис. 2б), полученное в результате расчетов лопатки. ГОСТ 11004-84 [7] устанавливает требование к зазору между рабочими лопатками и корпусом вентилятора — радиальный зазор должен находиться в диапазоне от 0.001 до 0.003 номинального диаметра рабочего колеса, который в нашем случае составляет 3600 мм. Перемещение в малой лопасти равно 1.8 мм, а в большой лопасти — 2.2 мм, при этом наибольшее перемещение имеют концевые части лопастей, т. е. удлинение лопастей должно составлять не более 11.5% [7]. Следует отметить, что при зазоре больше допустимого КПД вентилятора снижается, а при меньшем зазоре в случае значительного удлинения лопастей возможно касание лопатками корпуса вентилятора. Как показывают расчеты, радиальное удлинение большой лопасти рабочего колеса равно 0.35 мм, малой лопасти — 0.41 мм.

На НДС лопаточного узла влияют такие его элементы, как перемычки и ребра (рис. 1). Исследуем влияние перемычек на НДС лопатки в зависимости от скорости вращения ротора вентилятора, диаметра рабочего колеса по концам лопаток и втулочного отношения. На рис. 3 представлены зависимости напряжений в лопатке от частоты вращения РК для втулочного отношения $\nu = 0.6$ и различных диаметрах (по концам лопаток) рабочего колеса вентилятора.

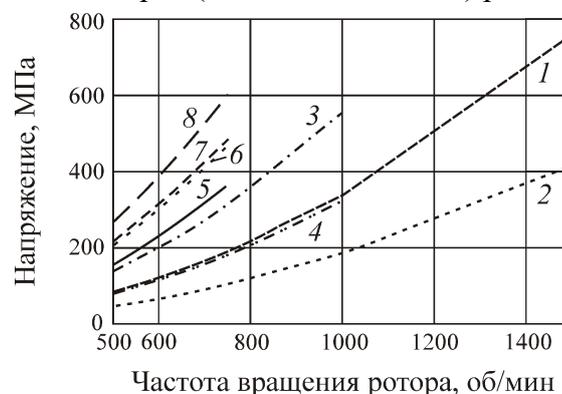


Рис. 3. Зависимости напряжений в лопатке от частоты вращения РК: 1, 2 — для вентилятора 2400 мм с лопатками с перемычками и без перемычек соответственно; 3, 4 — для вентилятора 3000 мм с лопатками с перемычками и без перемычек соответственно; 5, 6 — для вентилятора 3600 мм с лопатками с перемычками и без перемычек соответственно; 7, 8 — для вентилятора 4300 мм с лопатками с перемычками и без перемычек соответственно

Видно, что для вентиляторов с диаметром рабочего колеса по концам лопаток 3000 мм и меньше напряжения у лопатки без перемычек ниже, чем у лопатки с перемычками. При увеличении диаметра РК выше 3000 мм необходимо использовать перемычки в лопатке, для того чтобы напряженно-деформированное состояние находилось в безопасных пределах, не превышая напряжений текучести с учетом коэффициентов запаса.

ВЫВОДЫ

В результате исследований влияния различных конструктивных исполнений лопаточного узла на его напряженно-деформированное состояние и частотные свойства в различных режимах работы установлено, что при диаметре рабочего колеса по концам лопаток до 3000 мм перемычки лопаточного узла вызывают значительную концентрацию напряжений, поэтому для указанных диаметров необходимо использовать лопатки без перемычек.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Krasyuk A. M., Russky E. Y., and Popov N. A.** Estimating strength of high-loaded impellers of large-size mine axial fans, *Journal of Mining Science*, 2012, vol. 48, no. 2, pp. 314–321. [**Красюк А. М., Русский Е. Ю., Попов Н. А.** К оценке прочности высоконагруженных рабочих колес крупных шахтных осевых вентиляторов // ФТПРПИ. — 2012. — № 2. — с. 104–112.]
2. **Babak G. A. Korol E. P.** Dynamics of mine fan installations ventilation modes of the main ventilation, *Mine turbomachines: collection of articles of Fedorov Institute of Mining Mechanics and Technical Cybernetics*, 1972, pp. 37–42. [**Бабак Г. А. and Король Е. П.** Динамика вентиляционных режимов шахтных вентиляторных установок главного проветривания // Шахтные турбомашин: сб. трудов. — Донецк: ИГМ и ТК им. М.М. Федорова, 1972. — С. 37–42.]
3. **Kosykh P. V.** Development of aerodynamic schemes for highly loaded reversible axial fans, *Interexpo Geo-Siberia*, 2020, vol. 2, pp. 72–81. [**Косых П. В.** Разработка аэродинамических схем высоконагруженных реверсивных осевых вентиляторов // Интерэкспо Гео-Сибирь. — 2020. — Т. 2. — С. 72–81.]
4. **Zenkevich O.** Finite element method in engineering, Mir, 1975, 541 pp. [**Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике / Пер. с англ. — М.: Мир, 1975. — 541 с.]
5. **Kostyk A. G.** Dynamics and strength of turbomachines, Moscow, Mechanical engineering, 1982, 260 pp. [**Костюк А. Г.** Динамика и прочность турбомашин. — М.: Машиностроение, 1982. — 260 с.]
6. **Levin A. V., Borishansky K. N., and Conson E. D.** Strength and vibration of blades and discs of steam turbines, Leningrad, Mechanical engineering, 1981, 711 pp. [**Левин А. В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д.** Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. — Л.: Машиностроение, 1981. — 711 с.]
7. **GOST 11004-84.** Main ventilation mine fans. Technical conditions, Enter. from 01.01.85, Moscow, Publishing house of standards, 1988, 14 pp. [**ГОСТ 11004-84.** Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия. Введ. с 01.01.85 — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 14 с.]