

*Н. В. Панова\**

## **Минимизация инерционно-массовых параметров при проектировании рабочего колеса шахтного осевого вентилятора главного проветривания**

Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск,  
Российская Федерация  
\*e-mail: nadejda\_panova@bk.ru

**Аннотация.** В данной статье рассматривается применение методов топологической оптимизации при проектировании корпуса рабочего колеса с использованием программного комплекса ANSYS. Рассмотрена возможность снижения массы и момента инерции однодискового рабочего колеса вентилятора при сохранении требуемых параметров прочности.

**Ключевые слова:** осевой вентилятор, топологическая оптимизация, корпус рабочего колеса, напряженное состояние

*N. V. Panova\**

## **Minimization of inertial-mass parameters when designing the impeller of a mine axial fan for main ventilation**

Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, Novosibirsk,  
Russian Federation  
\*e-mail: nadejda\_panova@bk.ru

**Abstract:** in the article discusses the application of topological optimization methods in the design of the impeller housing using the ANSYS software package. The possibility of reducing the mass and moment of inertia of a single-disk fan impeller while maintaining the required strength parameters is considered.

**Keywords:** axial fan, topological optimization, impeller housing, stress state

### ***Введение***

Главные вентиляторные установки (ГВУ) являются неотъемлемой частью системы обеспечения безопасности подземных работ. С развитием высокопроизводительных технологий добычи полезных ископаемых и переходом шахт на более глубокие горизонты возрастает потребность в повышении производительности и давления воздуха. Это можно обеспечить либо увеличением площади проточной части вентилятора, либо путем увеличения окружной скорости вращения рабочего колеса [1 – 4]. Увеличение площади проточной части вентилятора влечет за собой увеличение его габаритов и расширение строительной части (здания) ГВУ, поэтому этот вариант здесь не рассматривается. Окружная скорость по концам лопаток рабочего колеса, большинства изготавливаемых в РФ шахтных ВГП, не превышает 105 – 120 м/с. Это обусловлено большим значением нор-

мальной силы инерции лопаток (центробежной силы) и параметрами прочности применяемых материалов.

Учитывая, что производительность вентилятора увеличивается пропорционально скорости вращения, а давление пропорционально квадрату скорости, то такой путь повышения аэродинамических параметров является перспективным. Повышение скоростей вращения вентиляторов возможно в ограниченных пределах, так как скорость обтекания лопаточных венцов может приблизиться к скорости звука, что приведет к неработоспособности лопаток, рассчитанных на дозвуковые скорости. Кроме того, на больших скоростях вращения значительно возрастают нагрузки на корпус рабочего колеса (РК), что требует новых подходов к разработке конструкций корпусов РК.

При повышении скорости возникают задачи, связанные как с обеспечением прочности самих рабочих лопаток, так и с прочностью корпуса рабочего колеса. По этим причинам, достижение окружных скоростей по концам лопаток более 150-160 м/с требует снижения нормальной силы инерции. Следовательно, необходимо снижение массы рабочих лопаток и разработки рациональных конструкций корпусов РК.

### *Методы и материалы*

Ранее было установлено, что при оптимизации конструктивных параметров шахтного осевого вентилятора главного проветривания (на примере вентилятора ВО-36) можно существенно уменьшить металлоемкость рабочего колеса, что позволяет снизить массу силового пояса и перейти от конструкции с двумя опорными (коренными) дисками к конструкции с одним диском [5 – 7].

Распределение материала однодискового РК также можно оптимизировать, получив минимальную по массе и моменту инерции конструкцию. Топологическая оптимизация однодискового РК проведена в программном пакете ANSYS.

Цель оптимизации – снижение массы и момента инерции корпуса рабочего колеса при сохранении требуемых параметров прочности [8 – 10].

Уменьшение массы РК позволяет снизить его металлоемкость и, как следствие, стоимость, а также позволит использовать менее мощный приводной двигатель и снизит нагрузки на подшипниковые узлы вентилятора.

В качестве ограничений при оптимизации приняты следующие параметры: максимальные допустимые напряжения по Мизесу 220 МПа (с учетом коэффициента запаса 1.8) и ограничение по массе – не менее 30 % от исходной массы. Закрепление корпуса принято в виде глухой заделки по ступице.

Для топологической оптимизации использован метод SIMP (Solid Isotropic Material with Penalty, твердый изотропный материал с штрафной функцией) реализованный в программном пакете ANSYS [11 – 17].

Оптимизация корпуса рабочего колеса была выполнена на примере шахтного осевого вентилятора главного проветривания ВО-43 с диаметром рабочего колеса по концам лопаток 4300 мм и частотой вращения до 1000 об/мин, окружная скорость по концам рабочих лопаток до 220 м/с, масса колеса до оптимизации составляла 3622 кг

Основная нагрузка на РК возникает от действия центробежных сил от лопаток и втулки. На рис. 1 показана общая закономерность распределения материала в структуре корпуса РК после оптимизации, а на рис. 2 преобразованная к твердотельной геометрии модель, полученная путем сглаживания, удаления остаточных областей материала и конструкторской проработки, при этом итоговая расчетная модель будет отличаться от исходной формы. Отличия могут быть как незначительные (например, просто сглаживание геометрии), а могут содержать значительные изменения (в виде коррекции полостей, несвязанных элементов геометрии и пр.) [18].

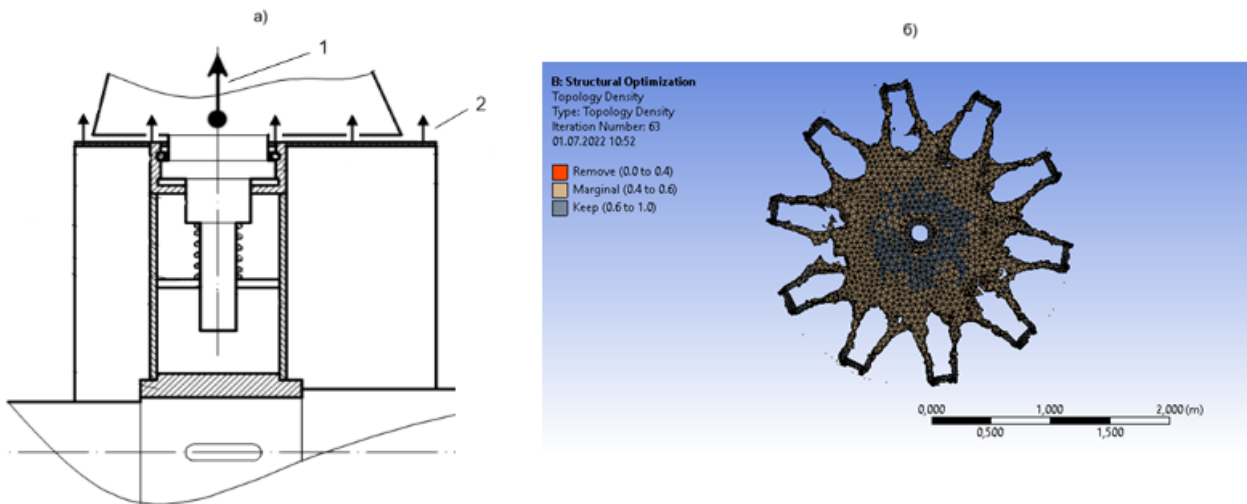


Рис. 1. *a* – схема нагружения рабочего колеса; *б* – распределение материала в РК после оптимизации вентилятора с диаметром рабочего колеса по концам лопаток 4300 мм

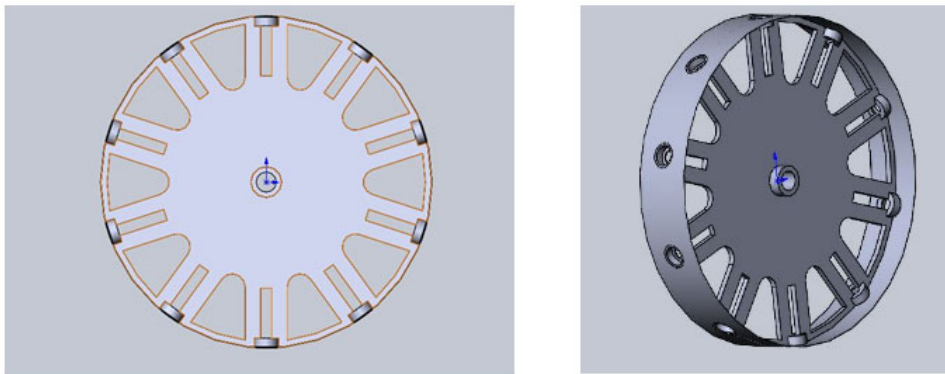


Рис.2. Оптимизированная модель корпуса РК после сглаживания для вентилятора с диаметром рабочего колеса по концам лопаток 4300 мм

Оптимизированное рабочее колесо после сглаживания имеет массу 1245 кг, что удовлетворяет ограничению по массе – не менее 30 % от первоначальной массы колеса. На рис. 3 представлены результаты проверочного расчета напряженно-деформированного состояния в корпусе РК после оптимизации и сглаживания конечно-элементной модели. Закрепления приняты по внутренней повер-

ности ступицы в виде заделки, нагрузка от действия центробежной силы, включая нагрузки от лопаток РК, передается на опорный диск РК.

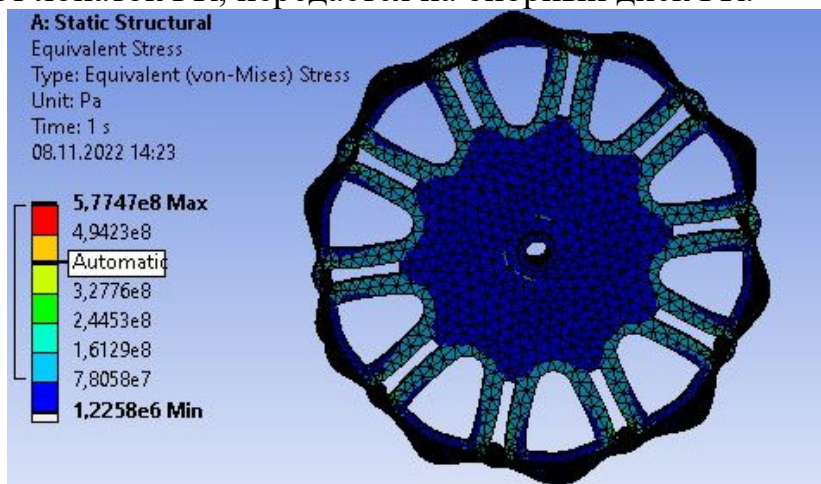


Рис. 3. Распределение напряжений в оптимизированном корпусе рабочего колеса

### Результаты

На основе проведенных исследований для вентилятора с диаметром рабочего колеса по концам лопаток 3600 мм, определены зависимости НДС для оптимизированного однодискового корпуса рабочего колеса от частоты вращения ротора, толщины несущего диска, и массы установленных лопаток (монолитных лопаток, и облегченных, с массой на 50% меньше монолитных) [19, 20].

По представленному на рис. 4 графику можно подобрать толщину несущего диска в зависимости от частоты вращения ротора и массы установленных лопаток.

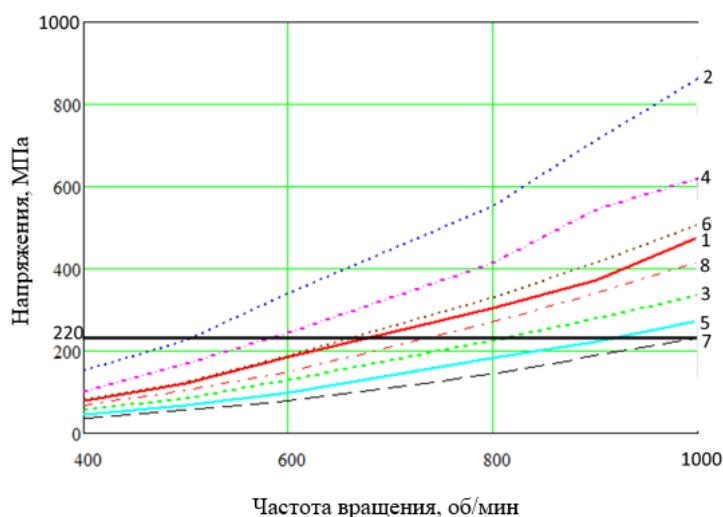


Рис. 4. Распределение напряжений для корпуса рабочего колеса с диаметром по концам лопаток 4300 мм в зависимости от толщины несущего диска и частоты вращения ротора. 1. Толщина несущего диска 20 мм, облегченная лопатка; 2. Толщина несущего диска 20 мм, монолитная лопатка; 3. Толщина несущего диска 30 мм, облегченная лопатка; 4. Толщина несущего диска 30 мм, монолитная лопатка; 5. Толщина несущего диска 40 мм, облегченная лопатка; 6. Толщина

несущего диска 40 мм, монолитная лопатка; 7. Толщина несущего диска 50 мм, облегченная лопатка; 8. Толщина несущего диска 50 мм, монолитная лопатка

### ***Заключение***

На основе проведенных исследований была оптимизирована однодисковая модель корпуса рабочего колеса что позволило значительно снизить массу и момента инерции корпуса рабочего колеса при сохранении требуемых параметров прочности.

### **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Петров Н.Н., Панова Н.В., Грехнёва Е.Ю. Адаптация аэродинамических характеристик главных вентиляторов к изменениям вентиляционных режимов шахт// ФТПРПИ.– 2013. – №5. – С.119 – 126.
2. Петров Н.Н., Грехнева Е.Ю. Разработка аэродинамики и конструкции реверсивных вентиляторов местного проветривания. // Родник будущего. – 2011. – №4(8). – С. 76 –78
3. Красюк А.М., Лугин И.В., Косых П.В., Русский Е.Ю. обоснование способа продления ресурса шахтных двухступенчатых осевых вентиляторов главного проветривания. // ФТПРПИ.– 2019. – №3. – С.150 – 167
4. Косых П.В. Разработка аэродинамических схем высоконагруженных реверсивных осевых вентиляторов. Интерэкспо Гео-Сибирь. 2020. Т.2. С. 72-81.
5. Петров Н.Н., Панова Н.В. Анализ влияния конструктивных элементов корпуса рабочего колеса на прочности высоконагруженных вентиляторов серии ВО // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 7 – С. 17 – 20.
6. Петров Н.Н., Панова Н.В. Исследование прочности рабочих колес со сдвоенными листовыми лопатками ряда высоконагруженных вентиляторов главного проветривания шахт // Научный вестник НГТУ.– 2013. – №1 (50). – С. 190 – 194.
7. Панова Н.В. Определение напряженно-деформированного состояния рабочего колеса шахтного осевого вентилятора при переходе к однодисковому рабочему колесу // Интерэкспо Гео-Сибирь. – 2022. – Т. 2. – № 3. – С. 250–256.
8. Попова Д.Д., Самойленко Н.А., Семенов С.В., Балакирев А.А., Головкин А.Ю. Применение метода топологической оптимизации для уменьшения массы конструктивно подобного кронштейна трубопровода авиационного ГТД// Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника- 2018. – №55. – С. 42–53.
9. Власенков А.Н., Павлов А.П., Пасечкин Д.Ю Оптимизация конструкций изделий с применением систем автоматической оптимизации // Науке и бизнес: пути развития. – 2020. – №10 (112). С. 16–21.
10. Башин К.А., Торсунов Р.А., Семенов С.В. Методы топологической оптимизации конструкций, применяющиеся в аэрокосмической отрасли// вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2017. № 51. – С. 51–61.
11. Saleem W., Lu H., Yuqing F. 2008. Topology Optimization – Problem Formulation and Pragmatic Outcomes by integration of TOSCA and CAE tools. Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science 2008, WCECS 2008. SanFrancisco, USA: 6 p.
12. Eschenauer H., Olhoff N. Topology Optimization of Continuum Structures: A Review // ASME Applied Mechanics Reviews. 2001. Vol. 54. No. 4. Pp. 331-390.
13. Zhao J., Du F., Yao W. Structural Analysis and Topology Optimization of a Bent-Bar-Frame Piston Based on the Variable Density Approach // Proceedings of the ASME 2014 Dynamic Systems and Control Conference. 2014. Pp. 1-7.
14. Du F., Tao Z. Study on Lightweight of the Engine Piston Based on Topology Optimization // Advanced Materials Research. 2011. Vols. 201-203. Pp. 1308-1311.

15. Barbieria S.G., Giacomina M., Mangeruga V., Mantovani S. A Design Strategy Based on Topology Optimization Techniques for an Additive Manufactured High Performance Engine Piston // *Procedia Manufacturing*. 2017. Vol. 11. Pp. 641-649.
16. Hu, J., Li, M. Email Author, Yang, X., Gao, S. Cellular structure design based on free material optimization under connectivity control // *CAD Computer Aided Design* Volume 127, October 2020, Номер статьи 102854.
17. Zhao, L.a, Xu, B.a Email Author, Han, Y.a, Rong, J.b. Continuum structural topological optimization with dynamic stress response constraints // *Advances in Engineering Software* Volume 148, October 2020, Номер статьи 102834.
18. Максимов П. В., Фетисов К. В. Анализ методов доработки конечно-элементной модели после топологической оптимизации // *Международный научно-исследовательский журнал*. – 2016. – № 9 (51) Часть 2. – С. 58–60.
19. Красюк А.М Русский Е.Ю. К вопросу оптимального проектирования лопаток осевых вентиляторов с повышенными скоростями вращения // *ФТПРПИ*. – 2020. – №6. – С.161 – 169.
20. Васильев Б.Е., Магеррамова Л.А. Анализ возможности применения топологической оптимизации при проектировании неохлаждаемых рабочих лопаток турбин // *Вестник СГАУ*. – 2015. – №3–1. – С. 139–14

© Н. В. Панова, 2023