

## К ВОПРОСУ ПРОЕКТИРОВАНИЯ УЗЛОВ КРЕПЛЕНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

*Евгений Юрьевич Русский*

Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, 630090, Россия, г. Новосибирск, Красный проспект, 54, старший научный сотрудник, e-mail: geomining@mail.ru

В статье рассматривается узел крепления рабочей лопадки неповоротнолопастных шахтных осевых вентиляторов. При увеличении окружных скоростей вращения (которое приводит к увеличению центробежных сил) растут нагрузки на лопадку, и, как следствие, нагрузки на узел крепления лопадки. Соответственно, необходима разработка конструкции узлов крепления лопадок, обеспечивающая необходимую прочность конструкции. Основная задача при проектировании узлов крепления лопадок заключается в сохранении напряженно-деформированного состояния в допустимых пределах (действующие напряжения не превышают предельных) для заданных скоростей вращения. Для достижения данной цели используются методы подбора характеристик материала, варьирования конструктивной структуры узла крепления лопадки с расчетом прочности на каждом этапе с целью выбора рациональных параметров.

**Ключевые слова:** рабочие лопадки, осевой вентилятор, узел крепления, напряженно-деформированное состояние, ANSYS

## DESIGNING ATTACHMENTS FOR BLADES OF AXIAL MINE FANS

*Yuri E. Russky*

Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, 54, Krasny prospect, Novosibirsk, 630091, Russia, Senior Researcher, e-mail: geomining@mail.ru

The subject of the research is the attachment of fixed blades of axial mine fans. Within increasing rotational speeds (and increasing centrifugal forces as a result), the loads on the blades and, thus, on their attachments grow. Accordingly, the design of the blade attachment should ensure the required strength of the structure. The key objective of the blade attachment design is to keep stresses and strains within permissible limits (so that the effective stresses are beyond the ultimate values) at the preset rotational speeds. Then methods used to meet the objective include selection of the appropriate characteristics of the materials, variation of structure of the blade attachment and calculation of the attachment strength at each stage to select the most efficient parameters.

**Keywords:** blades, axial fan, attachment, stress–strain parameters, ANSYS

Одним из важных узлов вентилятора является лопаточный узел [1-4]. Снижение массы лопаточного узла позволяет существенно поднять окружные скорости вращения (до 250 м/с), например, путем топологической оптимизации пера лопадки [5]. Помимо оптимальной формы сердечника лопадки, существенно влияющей на массу лопадки и ее прочность, важной составляющей конструкции является узел крепления лопадки к рабочему колесу [6-7]. Для лопадок с большой массой, работающих на высоких скоростях вращения (до 250 м/с по концам лопадок), узел крепления также является фактором, ограничивающим скорость вращения.

Основная задача при проектировании узлов крепления лопаток заключается в сохранении напряженно-деформированного состояния (НДС) в допустимых пределах (действующие напряжения не превышают предельных) для заданных скоростей вращения [8-9]. Для достижения данной цели можно использовать методы подбора характеристик материала, варьирования конструктивной структуры узла крепления лопатки с расчетом прочности на каждом этапе с целью выбора рациональных параметров [10-15].

Решение данных задач позволяет разрабатывать высоконагруженные вентиляторы главного проветривания, эксплуатируемые на высоких скоростях вращения ротора, а, следовательно, с повышенной производительностью в тех же габаритных размерах ВГП. Это, в свою очередь, приводит к снижению площади строительной части ГВУ, уменьшению размеров охранных целиков, а также позволяет эффективно модернизировать устаревшие ГВУ за счет замены их вентиляторов такого же типоразмера, но со значительно большей производительностью [16-18].

Рассмотрим проектирование узла крепления лопатки на примере одной из шахт Кузбасса с главной вентиляторной установкой (ГВУ) ВОД-40, имеющей диаметр рабочего колеса по концам лопаток 4000 мм.

Планами реконструкции шахты предусматривается обеспечение режима работы вентиляторов с параметрами  $Q = 500 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $PSV = 2000 \text{ Па}$ . ГВУ шахты укомплектована вентиляторами ВОД-40, которые, во-первых, выработали ресурс работы, во-вторых, могут обеспечить подачу воздуха не более  $350 \text{ м}^3/\text{с}$  при  $PSV = 2000 \text{ Па}$ . Установить на ГВУ вентиляторы большего диаметра не представляется возможным из-за стесненности шахтного двора. Необходимо модернизировать вентилятор ВОД-40 таким образом, чтобы при исходном диаметре рабочего колеса обеспечить требуемую производительность за счет более высокой скорости вращения ротора. Из-за больших нагрузок на лопатку (вследствие увеличения центробежных сил) необходима разработка конструкции узлов крепления лопаток, обеспечивающая необходимую прочность конструкции.

Для существующих вентиляторов серии ВО, выпускаемых ОАО НЭМЗ «ТАЙРА», ранее был предложен узел крепления [19], показанный на рис. 1.

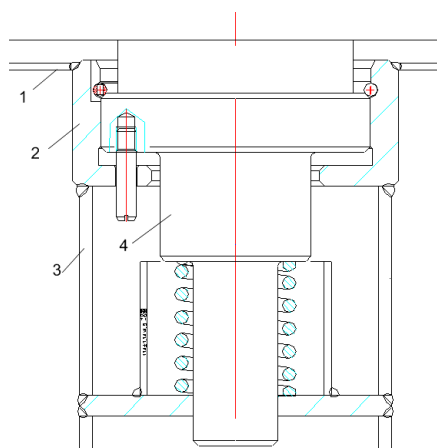


Рис.1 Узел крепления лопатки:

1 – обечайка РК, 2 – стакан, 3 – опорные диски РК, 4 – хвостовик лопатки

Он обеспечивает передачу усилий от лопаточного узла на опорные диски РК, при этом разгружается силовой пояс РК. Такой узел крепления способен обеспечить передавать практически любые нагрузки, предел которых зависит от прочности самого РК. Помимо указанного элемента (стакана), в узел крепления входит и хвостовик лопатки, посредством которого от лопасти передаются нагрузки на стакан РК.

Рассмотрим узел крепления лопатки осевого вентилятора на примере вентиляторов, выпускаемых Артемовским машиностроительным заводом "ВЕНТ-ПРОМ" (рис. 2).

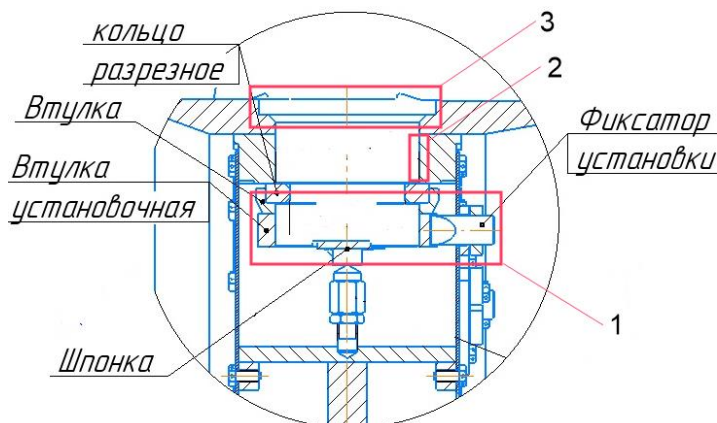


Рис. 2. Узел крепления лопатки

Силовые факторы, действующие на лопатку: центробежная сила и аэродинамические нагрузки, составляющие не более 5% от центробежных, поэтому ими можно пренебречь. Центробежная сила, помимо растяжения лопатки, вызывает кручение и изгиб (так как центр тяжести лопатки не лежит на ее оси) [20].

Нагрузка от растяжения воспринимается элементом 1 (рис. 2), нагрузка от изгиба компенсируется элементом 2, соответственно, два элемента лопатки должны воспринимать всю нагрузку – основание лопатки (рис. 2, элемент 3), к которому приварены лопасти (или отлиты вместе с сердечником лопатки), и элемент 1, воспринимающий осевую нагрузку. Отсюда следует, что при проектировании узлов крепления лопаток необходимо обеспечить прочность этих двух элементов, что позволит расширить режимы работы вентилятора путем увеличения скоростей вращения ротора в тех же габаритных размерах.

Рассмотрим работу типовой конструкции узла крепления лопатки, при работе с  $n = 750$  об/мин (скорость по концам лопаток 157 м/с). На рис. 3 показано распределение НДС в лопатке.

Как видно из рис. 3, максимальные напряжения возникают в месте соединения пера лопатки к основанию (область 1), и в месте крепления хвостовика к корпусу (область 2). Соответственно, с ростом оборотов РК эти напряжения будут увеличиваться. Задача состоит в снижении напряжений в указанных областях. Для этого проведем ряд исследований.

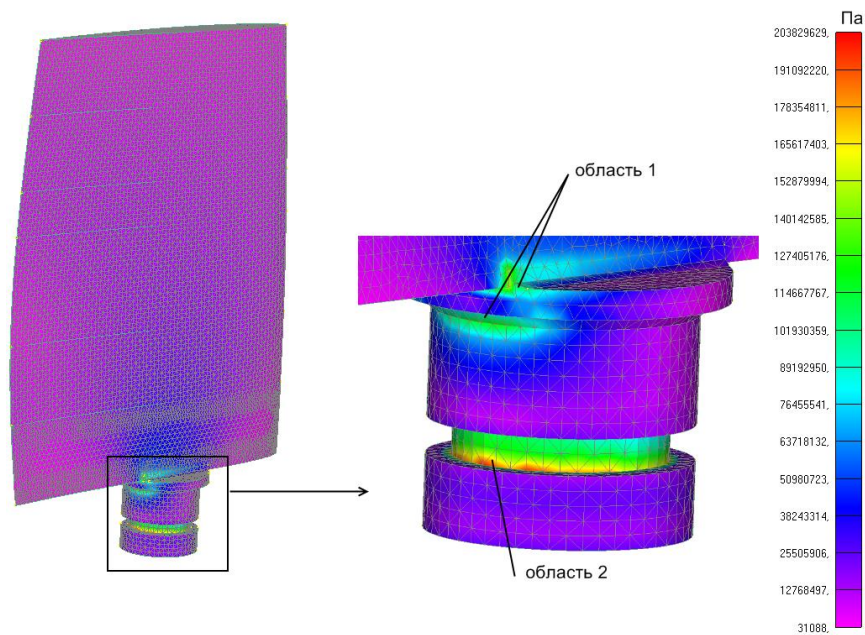


Рис. 3. Типовая конструкция узла крепления лопатки:  
 область 1 – напряжения 140 МПа, область 2 – напряжения 203 МПа (области максимальных напряжений)

Рассмотрим задачу снижения напряжений в области 1. Снижение уровня напряжений можно достичь путем увеличения диаметра основания и установкой ребер жесткости. Для решения этой задачи выполним анализ напряжений с варьированием геометрических параметров основания лопатки. На рис. 4 представлены результаты анализа НДС для наибольшего значения диаметра основания, а в таблице 1 – зависимости изменения НДС от диаметра основания.

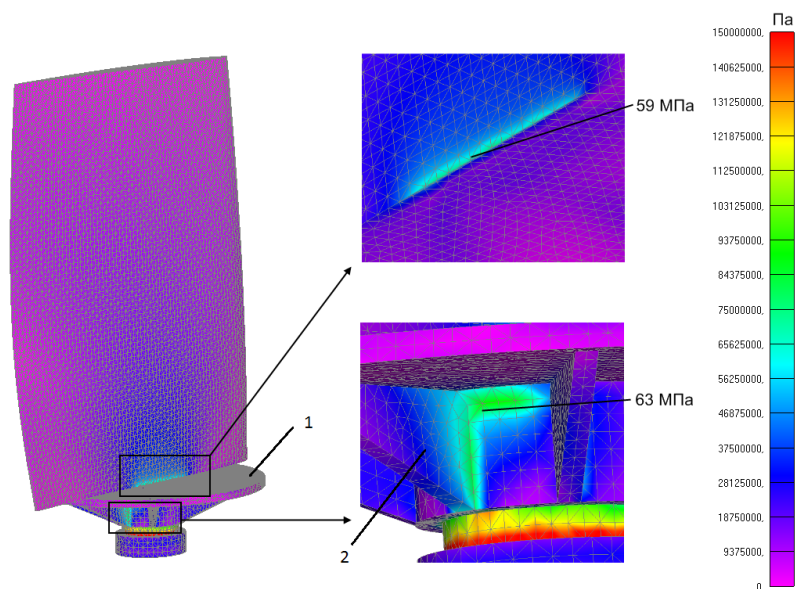


Рис.3. Распределение НДС в лопатке  
 с диаметром основания 0.478 м и с 8 ребрами:  
 1 – основание, 2 – ребро жесткости

## НДС в элементах лопатки в зависимости от их конструктивного исполнения

№ п/п	Диаметр основания, м	Максимальные напряжения в области примыкания лопасти к основанию, МПа	Максимальные напряжения в области примыкания основания к хвостовику, МПа
1	0.178	102	97
2	0.278	75	92
3	0.378	71	88
4	0.478	70	85
5	0.478 с ребрами (4 шт)	67	83
6	0.478 с ребрами (8 шт)	59	63

Как видно из результатов приведенных исследований, НДС в области 1 (рис. 2), удалось снизить с 140 до 59 МПа (в 2.4 раза).

Таким образом, необходимо увеличивать диаметр основания до размера нижней части лопастей, и использовать ребра жесткости. Количество ребер зависит от конкретного вентилятора (его диаметра, частоты вращения и материала изготовления лопатки).

Рассмотрим хвостовик лопатки. Хвостовик лопатки в данном месте (область 2, рис. 3) воспринимает растягивающие усилия от нормальной составляющей силы инерции. Соответственно, уровень напряжений в нем прямо пропорционален нагрузке и обратно пропорционален диаметру хвостовика:

$$\sigma_n = F_n / S,$$

где  $\sigma_n$  – напряжения в хвостовике,  $F_n$  – нормальная составляющая силы инерции,  $S$  – диаметр хвостовика.

Для снижения напряжений в хвостовике выполним ряд расчетов с варьированием размера хвостовика в месте его соединения с корпусом РК (область 1 на рис. 1). На рис. 5 представлено распределение НДС для одного из расчетных случаев, а в таблице 2 – зависимости изменения НДС от диаметра хвостовика.

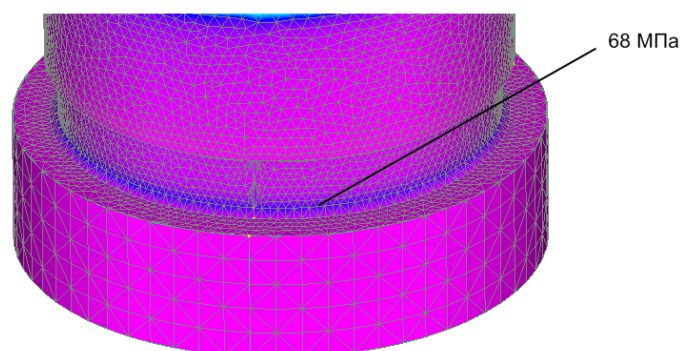


Рис. 5. Напряжения в хвостовике лопатки для диаметра хвостовика 0.157 м

## НДС в хвостовике лопатки в зависимости от его диаметра

№ п/п	Диаметр хвостовика, м	Максимальные напряжения в хвостовике лопатки, МПа
1	0.117	203
2	0.122	184
3	0.137	125
4	0.157	68

Заключение. В результате проведенных исследований установлено, что необходимо увеличивать диаметр основания хвостовика лопатки до размера нижней части лопастей, и использовать ребра жесткости. Количество ребер зависит от конкретного вентилятора (его диаметра, частоты вращения и материала изготовления лопатки). Кроме того, на НДС влияет размер хвостовика в месте установки стопорных колец, служащих для его фиксации в стакане рабочего колеса. Используя указанный подход, НДС в узле крепления удалось снизить с 203 до 68 МПа (в 3 раза).

*Работа выполнена в рамках научной темы FWNZ-2021-0004*

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А.М. Красюк, Е.Ю. Русский, Н.А. Попов. Новые направления в создании шахтных осевых вентиляторов главного проветривания // Горный журнал. – 2019. – № 10. – С. 61–66. DOI: 10.17580/gzh.2019.10.08
2. A Krasyyuk, E. Russky, I. Lugin, N. Popov Engineering and analysis of aerodynamics and design parameters for metro tunnel fans with the same blade for different hub/tip diameter ratios// Proceedings of IFOST-2016 11th International Forum on Strategic Technology (IFOST), June 1-3, 2016. - Novosibirsk, Russia. . Part 2. Organized by Novosibirsk State Technical University (Russia). – p. 594 – 598
3. Yang, Y.aEmail, Ouyang, H.bEmail, Yang, Y.aEmail, Cao, D.cEmail, Wang, K. Vibration analysis of a dual-rotor-bearing-double casing system with pedestal looseness and multi-stage turbine blade-casing rub // Mechanical Systems and Signal Processing Volume 143, September 2020, Номер статьи 106845/
4. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин. М.: Машиностроение, 1982. – 260 с.
5. Левин А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А.В. Левин, К.Н. Боришанский, Е.Д. Консон // Л.: Машиностроение, 1981. – 711 с
6. Красюк А.М., Лугин И.В., Русский Е.Ю., Попов Н.А. Обоснование параметров и оценка прочности основных конструктивных узлов осевого тоннельного вентилятора// Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2015, – № 6. – С. 80-92.
7. Красюк А.М., Лугин И.В., Русский Е.Ю., Косых П.В. Обоснование способа продления ресурса шахтных двухступенчатых осевых вентиляторов главного проветривания// Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. – 2019, – № 3. – С. 150-197.
8. Баженов В. А. Численные методы в механике. М.: Высшая школа, 2005. – 564 с.
9. ГОСТ 1583-93 Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия.
10. Eschenauer H., Olhoff N. Topology Optimization of Continuum Structures: A Review // ASME Applied Mechanics Reviews. 2001. Vol. 54. No. 4. Pp. 331-390.



11. 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.
12. 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.
13. Barbieria S.G., Giacomini 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.
14. 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.
15. 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.
16. Брусиловский И. В. Аэродинамика осевых вентиляторов. — М.: Машиностроение, 1984.
17. Фришман М. Н. Аэродинамическое совершенствование шахтных вентиляционных установок с осевыми вентиляторами // Автореф. дис. канд. техн. наук. — М.: ИГД им. А. А. Скочинского, 1984
18. Красюк А. М., Лугин И. В. Исследование динамики воздушных потоков в метрополитене от возмущающего действия поездов // *ФТПРПИ*. — 2007. — № 6.
19. Патент на изобретение №2484310. Рабочее колесо осевого вентилятора. Авторы: Красюк А.М., Русский Е.Ю.
20. Русский Е.Ю. Исследование динамических свойств узлов вентиляторов в возмущенном воздушном потоке // *ГИАБ*. — 2017. — № 2.

## REFERENCES

1. А.М. Krasnyuk, Е.YU. Russkij, N.A. Popov. Novye napravleniya v sozdanii shahtnyh osevyh ventilyatorov glavnogo provetrivaniya // *Gornyj zhurnal*. — 2019. — № 10. — S. 61–66. DOI: 10.17580/gzh.2019.10.08
2. A Krasnyuk, E. Russky, I. Lugin, N. Popov Engineering and analysis of aerodynamics and design parameters for metro tunnel fans with the same blade for different hub/tip diameter ratios// *Proceedings of IFOST-2016 11th International Forum on Strategic Technology (IFOST)*, June 1-3, 2016. - Novosibirsk, Russia. . Part 2. Organized by Novosibirsk State Technical University (Russia). — p. 594 – 598
3. Yang, Y.a Email, Ouyang, H.b Email, Yang, Y.a Email, Cao, D.c Email, Wang, K. Vibration analysis of a dual-rotor-bearing-double casing system with pedestal looseness and multi-stage turbine blade-casing rub // *Mechanical Systems and Signal Processing* Volume 143, September 2020, Nomer stat'i 106845/
4. Kostyuk A.G. Dinamika i prochnost' turbomashin. М.: Mashinostroenie, 1982. — 260 s.
5. Levin A.V. Prochnost' i vibraciya lopatok i diskov parovyh turbin / A.V. Levin, K.N. Borishanskij, E.D. Konson // L.: Mashinostroenie, 1981. — 711 s
6. Krasnyuk A.M., Lugin I.V., Russkij E.YU., Popov N.A. Obosnovanie parametrov i ocenka prochnosti osnovnyh konstruktivnyh uzlov oseвого tonnel'nogo ventilyatora// *Fiziko-tehnicheskie problemy razrabotki poleznyh iskopaemyh*. — 2015, — № 6. — S. 80-92.
7. Krasnyuk A.M., Lugin I.V., Russkij E.YU., Kosyh P.V. Obosnovanie sposoba prodleniya resursa shahtnyh dvuhstupenchatyh osevyh ventilyatorov glavnogo provetrivaniya// *Fiziko-tehnicheskie problemy razrabotki poleznyh iskopaemyh*. — 2019, — № 3. — S. 150-197.
8. Bazhenov V. A. CHislennye metody v mekhanike. М.: Vysshaya shkola, 2005. — 564 s.
9. GOST 1583-93 Splavy alyuminievye litejnye. Tekhnicheskie usloviya.

10. Eschenauer H., Olhoff N. Topology Optimization of Continuum Structures: A Review // ASME Applied Mechanics Reviews. 2001. Vol. 54. No. 4. Pp. 331-390.
11. 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.
12. 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.
13. Barbieria S.G., Giacomina M., Mangerugaa 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.
14. 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, Nomer stat'i 102854.
15. 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, Nomer stat'i 102834.
16. Brusilovskij I. V. Aerodinamika osevyh ventilyatorov. — M.: Mashinostroenie, 1984.
17. Frishman M. N. Aerodinamicheskoe sovershenstvovanie shahtnyh ventilyacionnyh ustanovok s osevyimi ventilyatorami // Avtoref. dis. kand. tekhn. nauk. — M.: IGD im. A. A. Skochinskogo, 1984
18. Krasnyuk A. M., Lugin I. V. Issledovanie dinamiki vozdushnyh potokov v metropolitene ot vozmushchayushchego dejstviya poezdov // FTPRPI. — 2007. — № 6.
19. Patent na izobretenie №2484310. Rabochee koleso oseвого ventilyatora. Avtory: Krasnyuk A.M., Russkij E.YU.
20. Russkij E.YU. Issledovanie dinamicheskikh svojstv uzlov ventilyatorov v vozmushchennom vozdushnom potoke // GIAB. — 2017. — № 2.

© E. Ю. Русский, 2021