

Н. И. Гриценко
В. Н. Голощапов,
 канд. техн. наук

Институт проблем
 машиностроения
 им. А. Н. Подгорного
 НАН Украины,
 г. Харьков,
 e-mail:

katulska@ipmach.kharkov.ua

Ключові слова: осевий вентилятор, проточна частина, конструкція лопаткових систем, автоматизований комплекс, модулі, математичне моделювання, ефективність

УДК 62.135.3

МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН

Наведено комплексний метод проектування високонапірних вентиляторів головного провітрювання та тягодутьєвих машин. Для цього на першому етапі використовуються математичні моделі, що дозволяють визначити основні геометричні характеристики проточної частини вентилятора і його інтегральні характеристики. На другому етапі виконується вдосконалення просторової форми проточних частин вентиляторів. Підхід реалізований у вигляді автоматизованого комплексу з можливістю наступної передачі даних в сторонні CAD/CAM/CAE системи. З використанням запропонованого підходу створено високонапірну вентилятор ВО–32ДН, який за основними характеристиками значно перевищує вентилятори даного класу.

Введение

Для вентиляции глубоких шахт, удаления из них метана и пыли необходимо большое количество воздуха, достигающего по объёмному расходу миллиона и более кубических метров в час. В энергетике, металлургии, химическом производстве широко применяются тягодутьевые машины (дымососы, дутьевые вентиляторы и др.), которые должны иметь высокую производительность при напоре, обеспечивающем преодоление гидравлических сопротивлений присоединённых технологических сетей.

Учитывая, что при эксплуатации вентиляционных систем в угольной и горнодобывающей промышленности расходуется на привод вентиляторов более 10% потребляемой электроэнергии, вентиляторы главного проветривания, работающие, как правило, длительное время в непрерывных режимах, должны иметь максимально достижимый КПД. Кроме того, во многих технологических процессах вентилятор должен обеспечивать достаточно широкий диапазон регулирования параметров, что требует включения в его конструкцию управляемых элементов в виде поворотных входных направляющих и промежуточных аппаратов. При этом требование к высокому значению КПД сохраняется.

Замена эксплуатируемых в настоящее время на шахтах вентиляторов главного проветривания, имеющих расход воздуха на уровне 0,36–1,8 млн. м³/час, перепад давления 2–10 кПа и потребляющих электрическую мощность до 5 мВт в непрерывном режиме, на более современные, создаваемые с привлечением новых методов и методик пространственного профилирования проточной части, позволяет за счет существенного повышения КПД снизить потребление электроэнергии, обеспечивая надежность эксплуатации и экономичность на длительный период.

В работе представлен комплексный метод для создания проточных частей высоконагруженных вентиляторов, объединяющий методы расчетов и проектирования различных уровней сложности (от одномерных до пространственных) с одновременным использованием физического эксперимента.

1. Комплексный метод проектирования высоконапорных шахтных вентиляторов и тягодутьевых машин

Метод проектирования проточных частей высоконапорных осевых вентиляторов высокой производительности включает математические модели разных уровней и реализован в виде автоматизированного комплекса (логическая схема комплекса представлена на рис. 1).

Комплекс включает следующие основные модули:

- задания исходных данных – давления и температуры воздуха на входе вентилятора, перепада давления, расхода воздуха, частоты вращения ротора; выбора схемы проточной части;

© Н. И. Гриценко, В. Н. Голощапов, 2016

- определения основных параметров проточной части вентилятора в расчетной точке на основе решения одномерных уравнений сохранения с привлечением полуэмпирических и эмпирических соотношений; уточнения схемы проточной части вентилятора;
- определения рабочей характеристики вентилятора на основе решения одномерных уравнений сохранения;
- построения скелетных линий профилей на основе результатов решения одномерной задачи;
- профилирования лопаточных венцов на основе решения осесимметричной задачи течения воздуха;
- определения характеристик пространственного течения рабочей среды на основе моделирования трехмерного вязкого течения газа с помощью программного комплекса IPMFlow;
- базы данных, содержащие результаты численных и экспериментальных исследований элементов вентиляторов, интегральные характеристики лопаточных венцов, типовые распределения скоростей и давления на входе и выходе каналов лопаточных систем.

Использование автоматизированного комплекса проектирования позволяет существенно сократить время и финансовые затраты на создание высоконапорных осевых вентиляторов для разных отраслей экономики, которые по эффективности и надежности соответствуют лучшим мировым образцам.

2. Основные модули автоматизированного комплекса. Этапы проектирования

На первом этапе проектирования вентилятора для заданных условий работы определяются основные характеристики проточной части: средний диаметр рабочего колеса, диаметр втулки, частота вращения ротора, осевые размеры ступеней и проточной части в целом, а также количество ступеней.

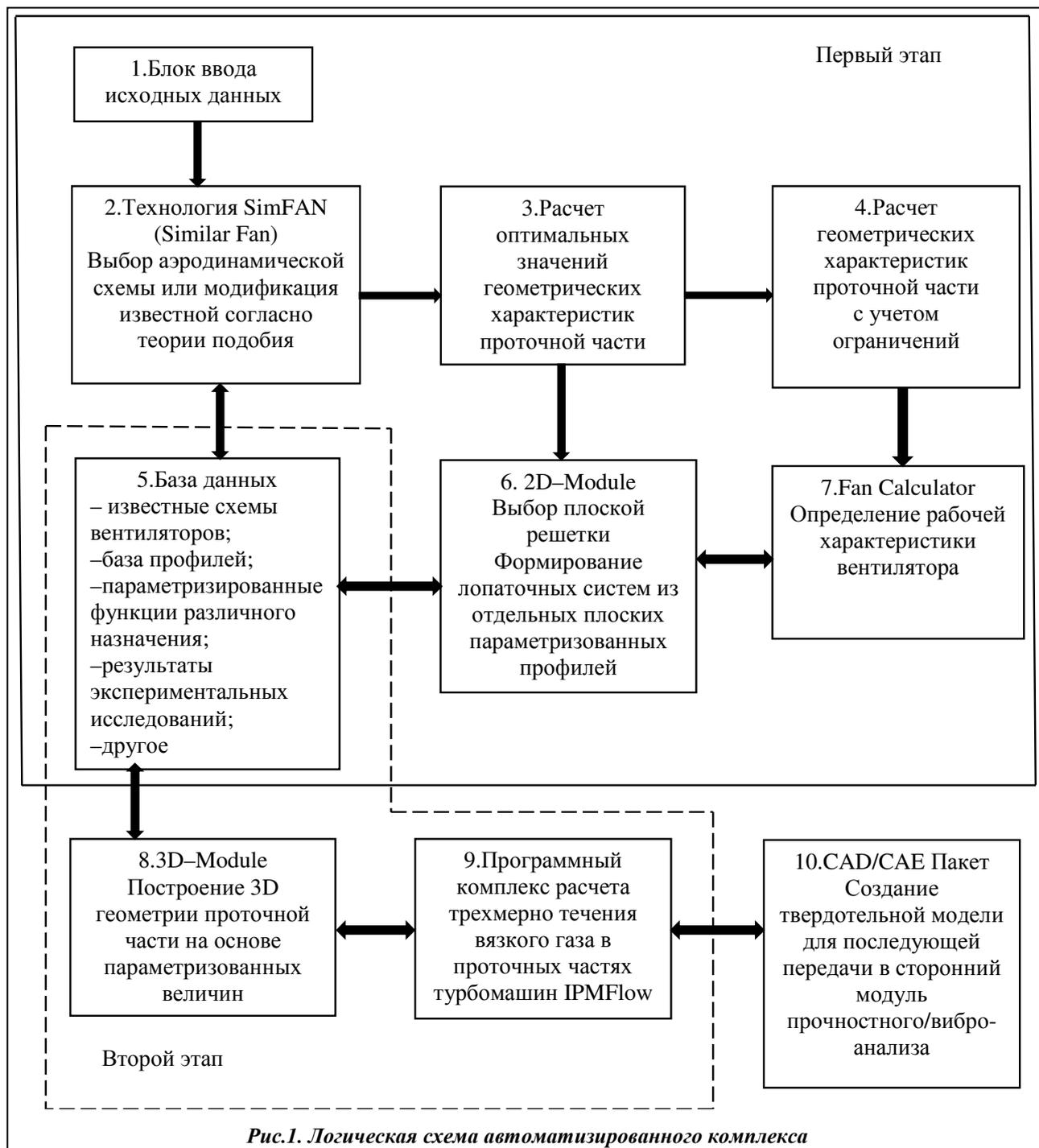
Для решения этой задачи используется хорошо зарекомендовавший себя метод, предложенный И. В. Брусиловским [1]. Согласно этому методу определяются значения осевой составляющей скорости C_a , втулочного отношения d , коэффициента закрутки потока во входном направляющем аппарате, в справляющем аппарате, а также величина КПД.

После определения основных геометрических и кинематических характеристик проектируемого вентилятора на основе решения уравнений неразрывности, сохранения импульса, энергии в форме Бернулли и радиального равновесия рассчитываются распределения скорости в осевых зазорах проточной части, при которых (в первом приближении) обеспечиваются рабочие характеристики вентилятора – производительность, перепады давлений, потребляемая мощность, КПД (модуль Fan Calculator).

Для реализации необходимых распределений скорости и перепадов давлений по радиусу осевых зазоров как первое приближение выбираются плоские решетки, из которых формируется лопаточная система рабочего колеса с радиальным расположением осей лопаток. Создание первого приближения лопаточных систем на основе обобщенных результатов продувок плоских решеток осуществляется с помощью модуля 2D-Module и базы данных, в которой содержатся геометрические характеристики большого количества экспериментально исследованных решеток в виде параметризованных функций. Связь с базой данных производится с использованием диалогового интерфейса.

При определении основных характеристик вентилятора с помощью 2D-Module приняты следующие положения и последовательность:

- параметры потока вдоль радиуса лопаточных венцов рассматриваются только на входе и выходе из них, а неравномерность распределения потерь энергии по длине лопаток на данном этапе не учитывается;
- осевая составляющая скорости потока по радиусу лопаточных венцов принимается постоянной и равной среднерасходной по площади входного или выходного сечения;
- расчетными линиями тока принимаются прямые, соединяющие концы гидравлических радиусов равновеликих по площадям кольцевых сечений, располагаемых на входе и выходе лопаточной системы; расчетное исследование проводится по цилиндрическим, коническим или по сопряжению цилиндрических и конических линий тока;
- профилирование элементарных сечений лопаток выполняется по найденным скелетным линиям профиля; при этом циркуляция скорости в сечениях, расположенных по длине лопатки, принимается постоянной;



- форма скелетных линий профилей лопаток согласуется с треугольниками скоростей на входе в решетку и на выходе из нее; далее для создания плоских сечений лопаток используются хорошо отработанные формы профилей типа NACA-65, NACA-500, С-1, БС-50 и другие из базы геометрических данных, а в случае невозможности подбора формы профиля производится профилирование сечений лопатки с последующей оценкой профильных потерь;
- формирование лопаточной системы осуществляется путем расположения центров тяжести профильных сечений на радиальной оси или на кривой в виде участков логарифмической спирали, образующей «серповидную» (саблевидную) лопатку;

- производится расчет вращающегося потока по радиусу лопаточного аппарата с учетом упрощенного уравнения радиального равновесия для идеализированной рабочей среды в квазиосесимметричной постановке;
- изменения перепада давления в зависимости от производительности вентилятора определяются исходя из предположения о том, что угол выхода потока из каналов решетки не зависит от угла входа.
- создание лопаточных аппаратов с относительно большим отклонением потока выполняется на основании зависимостей, предложенных А. С. Гиневским;
- создание лопаточных аппаратов с относительно небольшой густотой выполняется на основании зависимостей, предложенных Л. А. Симоновым;
- создание лопаточных аппаратов, имеющих относительно небольшую толщину, составленную из профилей С-4, выполняется на основании зависимостей, предложенных А. Хоуелом;
- создание малонагруженных лопаточных аппаратов выполняется на основании зависимостей, предложенных Вейнигом.

В результате принятого методологического подхода для первого этапа и при выполнении расчетного исследования формируются лопаточные венцы, обеспечивающие максимальную степень торможения потока после подвода к нему энергии в рабочем колесе и, как следствие, максимальное повышение статического давления при безотрывном обтекании лопаток и минимуме потерь. В качестве критерия эффективности и оценки аэродинамической загруженности принят параметр Либляйна [2].

Созданные с помощью 2D-Module лопаточные аппараты имеют достаточно высокий уровень эффективности, но при их разработке не учитываются такие явления, как трехмерность потока, распределение по радиусу эпюр скорости и давлений для относительно длинных лопаток, влияние кольцевых перетеканий и ряда других явлений.

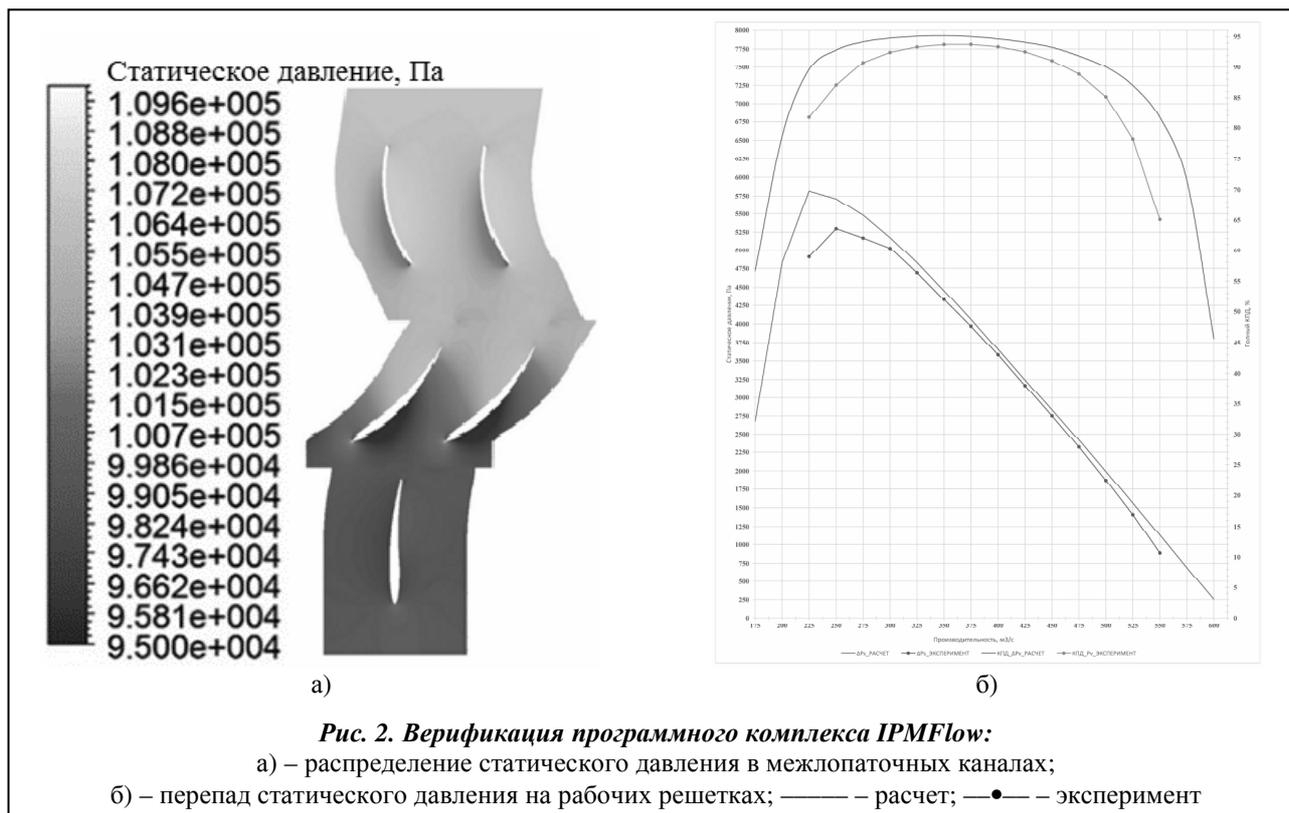
Второй этап проектирования заключается в корректировке межлопаточных каналов с учетом радиального градиента давления и выполняется с привлечением модуля 3D-Module, который основан на использовании параметризованных функций, описывающих характеристики потока в каналах между входными и выходными кромками. В комплексе функционально заложено использование различных закономерностей распределения толщины профиля лопатки по ее длине, профилирование рабочих лопаток как при цилиндрической, так и нецилиндрической проточной части.

В базу данных для этого комплекса внесено большинство известных симметричных профилей, форма которых задана в виде параметрических функций, а также внесены функции, описывающие положение их входной и выходной кромок. При необходимости профилирование может быть реализовано по принятому распределению скорости и необходимой степени торможения потока в канале (без привязки к существующим симметричным профилям).

Выбор оптимальной аэродинамической нагрузки на лопатки производится по значению фактора диффузорности, предложенного С. Либляйном [2], по которому определяются местные максимальные скорости на профиле решетки рабочего колеса и спрямляющего аппарата, что позволяет выбрать профили лопаток решетки, обеспечивающие максимальную эффективность.

При расчете характеристик решеток проточной части вентилятора на первом этапе не учитывается реальное распределение скорости потока в решетках, распределение статического давления и полного напора по длине лопаток, вторичные течения, пространственные газодинамические эффекты, влияние формы меридиональных обводов проточной части и радиальных зазоров. Поэтому для дальнейшего газодинамического совершенствования проточной части вентилятора привлекаются современные методы расчета вязких 3D течений.

Для выполнения таких расчетов используется программный комплекс IPMFlow [3]. Математическая модель комплекса основана на численном интегрировании осредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье–Стокса с использованием неявной квазимонотонной ENO-схемы повышенной точности и двухпараметрической дифференциальной модели турбулентности SST–Ментера. В программном комплексе IPMFlow применяются уравнения состояния идеального газа, Таммана, Ван-дер-Вальса, IAPWS–95, модифицированное уравнение Бенедикта–Вебба–Рубина с 32 членами [3, 4].



Для верификации программного комплекса IPMFlow был выполнен расчет рабочего колеса вентилятора (рис. 2) и сопоставление полученных результатов с экспериментальными данными. Полученная структура потока хорошо согласуется с физическими представлениями с подобного рода течениями (рис. 2, а). Также наблюдается хорошее качественное и количественное соответствие между расчетными и экспериментальными данными по перепаду статического давления на рабочей решетке в широком диапазоне изменения объёмного расхода.

Верификация программного комплекса IPMFlow показала, что он может быть использован для исследования типовых и специализированных конструкций проточных частей вентиляторов различного назначения, что позволяет пополнять базу данных автоматизированного комплекса.

3. Разработка высоконапорного шахтного вентилятора главного проветривания с применением автоматизированного комплекса

По заказу крупного горнодобывающего предприятия Республики Казахстан в 2014 году организацией ООО «Научно–производственное объединение «Донвентилятор» в короткие сроки был спроектирован и изготовлен высоконапорный, осевой, одноступенчатый шахтный вентилятор ВО–32ДН. Согласно техническому заданию необходимо было обеспечить в рабочем диапазоне величину коэффициента полного давления на уровне 0,85–1,03, а коэффициент производительности – 0,35–0,45. Среди серийно выпускаемых вентиляторов главного проветривания, как осевых, так и центробежных, не существовало образцов, которые удовлетворяли бы выдвинутым требованиям по напору, производительности и габаритам [5].

Дополнительными требованиями при проектировании были:

- установка вентилятора на существующие фундаменты снимаемого с эксплуатации центробежного вентилятора;
- минимизация динамических нагрузок;
- обеспечение нестандартного способа сопряжения с действующей шахтной сетью;
- разработка входного и выходного патрубков с минимизированными значениями потерь энергии;

На первом этапе на основании решения одномерной задачи была уточнена схема проточной части вентилятора и получены основные кинематические и энергетические характеристики, а также выбраны геометрические размеры проточной части, включая входные и выходные устройства.

С помощью 2D-Module с традиционными для плоского расчета допущениями были выбраны: густота решеток, кривизна и угол установки профилей лопаток.

По характеристикам полученных статорных и роторных лопаточных систем была изготовлена модель проточной части с диаметром рабочего колеса $D = 0,7\text{ м}$ (в масштабе 1:4,57) и частотой вращения ротора 1500 об/мин. Модель проточной части проектируемого вентилятора была испытана при числе Рейнольдса $3,7 \cdot 10^5$. По результатам продувок определены рабочие характеристики вентилятора и реальная структура потока, которые были заложены в модуль 3D-Module, что позволило уточнить конструкцию лопаток рабочего колеса, спрямляющего и направляющего венцов. Сопоставление результатов экспериментального и расчетного исследований проточной части вентилятора показало, что расчетные значения характеристик, полученных с привлечением модуля 3D-Module, отличаются от экспериментальных, полученных в контрольных сечениях, не более чем на 5–7%, т. е. уровень достоверности расчетных результатов удовлетворяет практическим требованиям проектирования проточных частей высоконагруженных вентиляторов.

По полученным и уточненным геометрическим характеристикам элементов проточной части был изготовлен второй вариант комплекта лопаток для рабочего колеса, регулируемого направляющего и нерегулируемого спрямляющего аппаратов, а также выполнен повторный комплекс экспериментальных исследований, который показал, что повышение перепада полного давления вентилятора и максимального КПД в заданном диапазоне производительности составил 5–12 и 5,5% соответственно.

На втором этапе было выполнено расчетное исследование проточной части сформированного вентилятора, которое подтвердило эффективность полученных конструктивных решений и дало возможность наметить ряд изменений конструкции, позволяющих дополнительно повысить КПД вентилятора на 1,0–1,5% [5].

Полученная конструкция проверялась на соответствие прочностным и вибрационным характеристикам, (в случае неудовлетворения этим требованиям вносятся необходимые исправления в конструкцию и повторяется аэродинамический расчет).

По результатам проектирования проточной части был изготовлен вентилятор ВО–32ДН с диаметром рабочего колеса 3200 мм (рис. 3) и потребляющий мощность 4550 кВт при частоте вращения ротора 750 об/мин.

Выводы

Разработан комплексный метод проектирования проточных частей высоконапорных вентиляторов и тягодутьевых машин. Метод основан на использовании расчетных моделей различных уровней сложности – от одномерных до пространственных, а также большого числа эмпирических (экспериментальных) зависимостей. Эффективность предложенного подхода показана на примере проектирования нового шахтного вентилятора ВО–32ДН, который по своим техническим характеристикам не имеет аналогов.

Литература

1. Брусиловский, И. В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов / И. В. Брусиловский. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.
2. Кампсти, Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. / Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
3. Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин / А. В. Русанов. С. В. Ершов. – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.

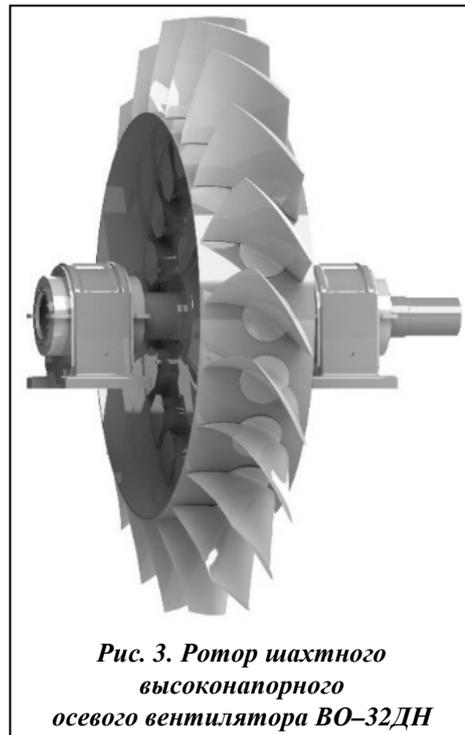


Рис. 3. Ротор шахтного высоконапорного осевого вентилятора ВО–32ДН

4. *Русанов, А. В.* Использование уравнений термодинамического свойства водяного пара IAPWS-95 в 3D расчетах / А. В. Русанов, Н. В. Пащенко // Восточ.-Европ. журн. передовых технологий. – 2010. – № 5/7 (47). – С 57–41.
5. <http://www.donvent.com/ru/node/34>
<http://npgm.ru/product-catalog/fans-of-the-main-and-local-ventilation.html>
<http://www.ventprom.com/products/group/main-vent/>

Поступила в редакцию 01.09.16