

# Гурина Елена Ивановна

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ И ЭЛЕМЕНТАХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СЕТЕЙ

01.02.05 – Механика жидкости, газа и плазмы

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата физико-математических наук

Работа выполнена на кафедре физической и вычислительной механики Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Томский государственный университет»

Научный руководитель: доктор физико-математических наук,

профессор Матвиенко Олег Викторович

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук,

профессор Старченко Александр Васильевич

доктор технических наук,

профессор Шиляев Михаил Иванович

Ведущая организация: Учреждение Российской академии наук

Институт угля и углехимии Сибирского отделения

РАН (г. Кемерово)

Защита состоится 24.06.2011 г. в 14 часов 30 минут на заседании диссертационного совета Д 212.267.13 при Томском государственном университете по адресу: 634050, г. Томск, пр. Ленина, 36.

С диссертацией можно ознакомиться в Научной библиотеке Томского государственного университета по адресу: 634050, г. Томск, пр. Ленина, 34 а.

Автореферат разослан 23.05.2011 г.

Ученый секретарь диссертационного совета д-р тех. наук, с.н.с. Ю.Ф. Христенко

#### ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** До недавнего времени, чтобы убедиться в эффективности работы изделия (в частности, шахтного вентилятора), требовалось создание опытного образца, для проверки параметров которого необходимо создавать испытательный стенд, по стоимости в разы превосходящий затраты на тестируемое изделие. Именно на этапе тестовых испытаний выявлялись основные недостатки конструкции модели. Для того чтобы опытный образец модели вентилятора превратился в конечный продукт необходимо протестировать десятки вариаций таких конструкций.

В 21 веке все больше компаний стараются сократить временные и финансовые затраты, которые они понесут при разработке новых моделей. К таким компаниям относится и Томский электромеханический завод им. В.В. Вахрушева, который еще в 1949 г. освоил производство и начал серийный выпуск шахтных вентиляторов местного проветривания.

Большинство физических процессов, протекающих в природе можно описать системой дифференциальных или интегральных уравнений, и получить "виртуальные" возможности сооружаемого устройства. На основе анализа результатов расчета делаются выводы о соответствии разработанной конструкции вентилятора заданным параметрам и при необходимости выдаются рекомендации для его дальнейшей модернизации.

Таким образом, возможно уйти от изготовления в «железе» каждого опытного образца, и вести оптимизацию последних на уровне «проектирование модели – моделирование ее работы» до тех пор, пока расчетные параметры не будут оптимальными для данного вентилятора и только тогда реализовывать модель как физический объект.

**Целью настоящей работы** является исследование аэродинамики течения в проточных частях разрабатываемых моделей шахтных осевых вентиляторов главного и местного проветривания, с последующим анализом системы "вентилятор – сеть", т.е. рассмотрением работы вентилятора совместно с сетью.

Для выполнения данных целей сформулированы следующие основные **задачи исследования**:

- разработка методики моделирования аэродинамических характеристик шахтных осевых вентиляторов главного и местного проветривания, находящихся на стадии проектирования для быстрой оценки их рабочих параметров;
- апробация различных дифференциальных моделей турбулентности для исследования турбулентных течений в венцах рабочих колес и выбор оптимальной для использования на этапах проектирования профилей лопаток; подбор оптимальной модели турбулентного замыкания для моделирования интегральных характеристик и исследования течения во всей проточной части разрабатываемого вентилятора;
- анализ влияния геометрических характеристик вентиляционных сооружений и схем расстановок вентиляторов, на их аэродинамические параметры; проведение расчетов стационарных процессов течения в шахтных вентиляторных установках главного проветривания типа 4ВЦ-15 с учетом работающих вентиляторов.

#### Осуществление этих задач предполагает:

- проведение анализа аэродинамических схем осевых вентиляторов;
- анализ существующих методик моделирования турбулентных течений;
- проведение анализа существующих моделей турбулентности, области их применения;
- отработку методики моделирования течений в шахтных осевых вентиляторах главного и местного проветривания на существующих в "железе" моделях, с последующей верификацией данных моделирования с данными эксперимента;

- моделирование совместной работы четырех вентиляторов в установке типа 4ВЦ-15, предназначенной для вентилирования угольной шахты, с последующей оптимизацией проточной части вентиляционного сооружения для повышения эффективности его работы.
- численное исследование структуры течения в вентиляторе главного проветривания метрополитенов ВГПМ-20; исследование структуры течения и процессов смешения закрученных струй воздуха при совместной работе двух вентиляторов ВГПМ-20 на фрагмент сети Московского метрополитена.

## Научная новизна работы:

- разработана методика моделирования аэродинамических характеристик и турбулентных течений в шахтных осевых вентиляторах главного и местного проветривания, использующая специально разработанные макросы для автоматизации расчётного процесса и отличающаяся высокой скоростью получения рабочих параметров проектируемых вентиляторов;
- для условий работы шахтных осевых вентиляторов проведена апробация некоторых дифференциальных моделей турбулентности; на основе результатов сравнения с экспериментальными данными показано, что для моделирования интегральных характеристик подобных течений в проточных частях вентиляторов оптимальным с точки зрения точности получаемых результатов и затрачиваемого времени на процесс моделирования является использование двухпараметрической  $k-\varepsilon$ -модели турбулентности; выяснено, что для детального исследования течения в межлопаточном канале необходимо использовать SST  $k-\omega$ -модель турбулентности;
- по результатам газодинамического исследования выявлена низкая эффективность совместного применения агрегатов вентиляции в шахтных вентиляторных установках типа 4ВЦ-15; впервые представлена схема оптимизации геометрии установки, с получением прироста по совокупному расходу воздуха.

**Практическая значимость работы** определяется тем, что предложенная методика моделирования работы шахтных осевых вентиляторов позволяет получить аэродинамические параметры разрабатываемых моделей до их воплощения в реальные физические объекты, исследовать структуру течения турбулентного потока воздуха в проточной части вентиляторов и на ранних этапах разработки моделей позволяет выявить все недостатки конструкции. Разработанная методика, макросы и лицензированное программное обеспечение Fluent используются на Томском электромеханическом заводе им. В.В. Вахрушева на этапе проектирования новых моделей вентиляторов, а также при исследовании аэродинамики в элементах шахтных сетей и сетей метрополитенов при работе вентиляторов в них.

Достоверность полученных результатов и выводов, сделанных в диссертационной работе следует из адекватности физических и математических моделей и численного метода представленного в лицензированном программном обеспечении Fluent и подтверждается сравнением с результатами экспериментальных исследований лаборатории ОАО «ТЭМЗ».

#### Положения, выносимые на защиту:

 методика моделирования аэродинамических характеристик и структур турбулентных течений в шахтных осевых вентиляторах главного и местного проветривания, совместно с набором разработанных макросов для автоматизации расчётного процесса, позволяющая в короткие сроки выявить основные недостатки геометрии проточной части и оценить параметры, находящихся на стадии проектирования моделей вентиляторов;

- по результатам апробации некоторых дифференциальных моделей турбулентности, предлагается использовать SST  $k-\omega$ -модель турбулентности для детального исследования течения в межлопаточном канале и стандартную  $k-\varepsilon$ -модель турбулентности в сочетании с методикой пристеночных функций для исследования турбулентного течения всей проточной части вентилятора;
- совместное использование вентиляторов приводит к низкой эффективности работы шахтных вентиляторных установок типа 4ВЦ-15; при добавлении каждой последующей пары вентиляторов в установку, не происходит близкого к линейному увеличения совокупного расхода воздуха, а потребление энергии возрастает; предложенная схема оптимизации, основанная на расстановке вентиляторов и подводящих патрубков к ним, позволила снизить взаимное влияние воздушных струй исходящих от работающих вентиляторов и привело к увеличению совокупного расхода воздуха подаваемого в шахту.

**Личный вклад автора:** Гурина Е.И. под руководством профессора Матвиенко О.В. разработала методику моделирования турбулентных течений и аэродинамических характеристик шахтных осевых вентиляторов, находящихся на стадии проектирования. Осуществила тестирование моделей турбулентностей для различных этапов исследования течений в вентиляторах. Провела исследование аэродинамики течений в шахтных вентиляторных установках типа 4ВЦ-15. Получила основные результаты диссертационной работы и провела их обоснование.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы доложены и обсуждены на следующих конференциях, научных конгрессах, школах-семинарах: XLIII Международная Научная Студенческая Конференция «Студент и научно-технический прогресс» (г. Новосибирск, 2005); Ежегодный «пользовательский семинар Fluent» (г. Москва, 2006); Ежегодный «пользовательский семинар ANSYS» (Швеция, 2007); «Всероссийская конференция по математике и механике, посвященная 130-летию Томского государственного университета и 60-летию механико-математического факультета» (г. Томск, 2008); Международная конференция «Применение программных комплексов ANSYS INC., Concepts NREC., SIGMA technology и DEM Solutions для решения задач машиностроения, авиакосмической отрасли и автомобилестроения» (г. Самара, 2008); V «Сибирская конференция по параллельным и высокопроизводительным вычислениям» (г. Томск, 2009); I «Томский Фестиваль науки» (г. Томск, 2009); Всероссийская конференция «Современная баллистика и смежные вопросы механики», посвященная 100 - летию рождения профессора Горохова Михаила Семеновича основателя томской школы баллистики (г. Томск, 2009); «Сопряженные задачи механики реагирующих сред, информатики и экологии» (г. Томск, 2009); VII «Международная конференция пользователей **ANSYS**» Москва, 2009); семинары (Γ. математического факультета Томского Государственного Университета.

**Публикации.** Материалы диссертационного исследования отражены в 7 публикациях, в том числе имеется две статьи в научных журналах, рекомендованных ВАК, одна в Инженерно-физическом журнале и одна в научно-техническом и производственно-экономическом журнале "Уголь".

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и заключения, изложенных на 147 страницах машинописного текста, включая 61 рисунок, 2 таблицы, 3 блок-схемы и список литературы из 118 наименований.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность и практическая значимость работы, формулируются цель и задачи исследования. Дается описание научных положений,

выносимых на защиту, подчеркивается их практическая значимость, новизна и достоверность.

**Первая глава** посвящена особенностям математического моделирования работы шахтных вентиляторов.

<u>Первый параграф</u> первой главы посвящен общим принципам действия лопаточных машин, рассмотрены существующие аэродинамические схемы и характеристики шахтных осевых вентиляторов.

<u>Во втором параграфе</u> первой главы рассматриваются основные подходы к моделированию турбулентных течений и целесообразность применения каждого из них при решении промышленных задач. Сформулирована математическая модель для описания физических процессов, протекающих при работе шахтных осевых вентиляторов, которая используется для быстрой оценки аэродинамических параметров вентиляторов. Также модель используется для быстрой оценки аэродинамической обстановки в шахтных вентиляторных установках и вентиляционных сетях метрополитенов. Система уравнений для описания аэродинамики в проточных частях вентиляторов и вентиляционных сетях в декартовых координатах имеет вид:

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_0 \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right], \tag{1}$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_0 \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right], \tag{2}$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu_0 \left[ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right], \tag{3}$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \tag{4}$$

где уравнения движения (1)-(3) и неразрывности (4) записаны для условий вязкой несжимаемой среды в стационарной постановке. В этих уравнениях x, y, z — координаты, u, v, w — проекции скорости на оси прямоугольной системы координат,  $\rho$  — плотность, P — давление,  $\mu_0$  — коэффициент молекулярной вязкости.

При описании большинства реальных физических процессов, протекающих в природе (например, исследование сжимаемых течений) в систему уравнений (1)-(4) дополнительно включают уравнение энергии и уравнение состояния<sup>1</sup>. В данной работе рассматривается турбулентное течение несжимаемого воздуха в изотермической постановке. Так как плотность рабочей среды (воздуха) считается постоянной, а рассчитывать температурное поле нет необходимости, то уравнения состояния и энергии опускаются. Характеристики турбулентности рассчитывались на основе различных моделей турбулентности, которые формулируются отдельно в последующих главах для каждой исследуемой в работе задачи.

<u>В третьем параграфе</u> первой главы описаны основные подходы к решению уравнений движения и способы дискретизации последних. На основе литературных источников и проведенных тестирований сравниваются скорость сходимости и ресурсоемкость основных процедур расчета поля течения.

<u>В четвертом параграфе</u> первой главы для решения нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка в частных производных, которыми являются уравнения Навье-Стокса, формулируются соответствующие начальные и граничные условия. При условии, что решается нестационарная задача, начальные условия заключаются в задании в

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учебник для вузов. 7-е изд. М., 2003. 840 с.; Шиляев А.М., Шиляев М.И. Аэродинамика и тепломассообмен газодисперсных потоков. Томск, 2003. 272 с.

начальный момент времени  $t_0$ , поля векторов скоростей и давления. При моделировании стационарных течений начальные условия не играют роли, но и в этом случае численному алгоритму нужны начальные данные для начала расчета, и задается т. н. начальное приближение — производится инициализация поля течения. При этом в расчетной области значения основных переменных для каждого контрольного объема принимаются как для покоящегося газа:  $P = P(x, y, z) = 101325 \, \Pi a$ ,  $u = v = w = 0 \, \text{м/c}$ .

Граничные условия ставятся в зависимости от условий на границах исследуемых областей. На границе, через которую жидкость поступает в расчетную область, задается распределение скорости (или полного давления), и направление потока. Также задаются характеристики турбулентности в зависимости от используемой модели турбулентного замыкания. На выходной границе обычно выставляются граничные условия, выражающие собой условие равенства нулю производной искомой функции по нормали к границе:

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial n} \right|_{B} = 0$$

где  $\Phi$  — искомая функция, производная которой вычисляется на границе расчетной области B . Для имитации сопротивления сети, которое на эксперименте осуществляется постепенным перекрытием проходного сечения вентилятора, на выходной границе задается значение статического давления  $P(x,y,z) = P_{\text{out}}$ , где  $P_{\text{out}}$  — конкретное значение давления на границе (граничное условие 1 рода). Последующее постепенное увеличение  $P_{\text{out}}$  применяется для получения всей рабочей области аэродинамической характеристики вентилятора, а не только параметров на отдельном режиме работы. Периодические граничные условия также используются, так как геометрия модели и характер самого течения являются регулярно повторяющимися по пространству. За счет использования периодических граничных условий можно значительно сократить размеры задачи (т.к. моделируется только периодический сегмент) и соответственно сократить временные ресурсы, требуемые непосредственно для расчета. Граничные условия для периодической функции  $\Phi$  с периодом  $\theta$  на сегменте  $P_1 \le \theta \le P_2$  имеют вид:

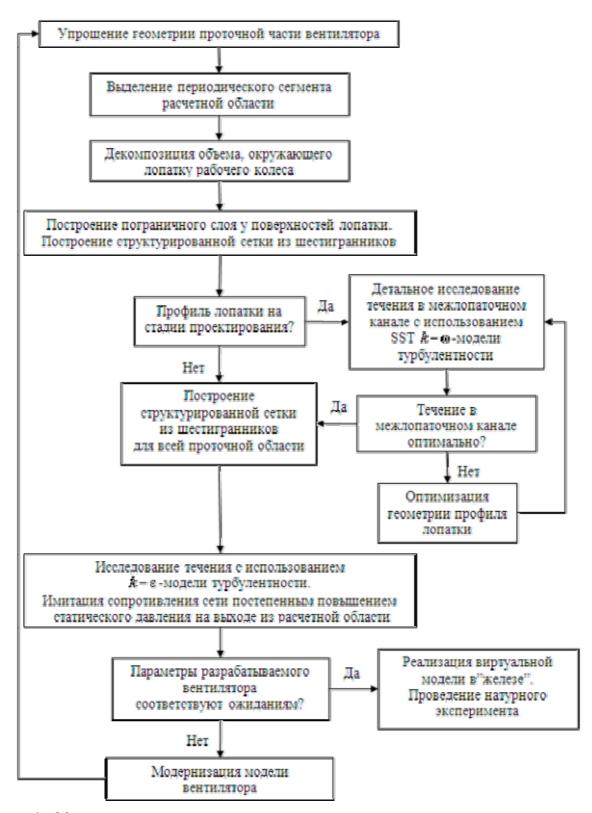
$$\Phi\Big|_{\theta=P_1} = \Phi\Big|_{\theta=P_2}, \frac{\partial\Phi}{\partial n}\Big|_{\theta=R} = \frac{\partial\Phi}{\partial n}\Big|_{\theta=P_2}.$$

На поверхностях обтекаемых тел (стенки) ставятся условия прилипания ( $\upsilon_{\tau} = \vec{v} \cdot \vec{\tau} = 0$ ) и непротекания ( $\upsilon_{n} = \vec{v} \cdot \vec{n} = 0$ ), где  $\vec{n}$  и  $\vec{\tau}$  – единичные векторы внешней нормали и касательной к поверхности преграды, а  $\vec{v}$  – вектор скорости. Известно<sup>2</sup>, что пристеночная область течения может быть разбита на три зоны: вязкий подслой, буферный подслой, и логарифмический слой. Вблизи стенки при  $y^{+} < 10$  (вязкий подслой) имеет место линейная зависимость скорости потока от расстояния от стенки  $u^{+} = y^{+}$ . В логарифмическом же слое профиль скорости представлен в форме логарифмического закона, который справедлив для  $y^{+} > 30$  и имеет вид:  $u^{+} = \kappa^{-1} \ln E y^{+}$ . В промежуточной области при  $10 < y^{+} < 30$ :  $u^{+} = 5 \ln y^{+} + 3.05$ . Если сетка недостаточно разрешена для решения пограничного слоя, предполагается, что середина пристеночной ячейки лежит в логарифмической области пограничного слоя и решение пограничного слоя определяется не численным моделированием, а пристеночными функциями, которые работают достаточно хорошо для широкого диапазона течений ограниченных твердыми стенками, и получили широкое применение при решении промышленных задач.

\_

 $<sup>^{2}</sup>$  Курбацкий А.Ф. Лекции по турбулентности: в 2 ч. Новосибирск, 2000. 255 с.

**Вторая глава** представляет методику для исследования поля течения и получения интегральных характеристик шахтных осевых вентиляторов, которая включает в себя последовательность операций приведенных в блок-схеме 1.



Блок-схема 1 – Методика расчета аэродинамических характеристик шахтных вентиляторов

С использованием данной методики проводится численное исследование параметров течения (на основе программного комплекса Fluent и с использованием набора разработанных макросов) при работе шахтного вентилятора встречного вращения BBM-7.



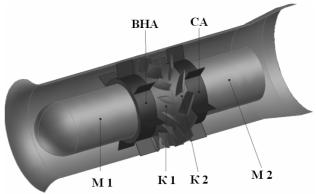


Рис. 1 — Физическая модель вентилятора BBM-7 (слева), твердотельная модель (справа): М 1, М 2 — электродвигатели; ВНА — входной направляющий аппарат; К 1, К 2 — рабочие колеса; СА — спрямляющий аппарат

Модель вентилятора выполнена по аэродинамической схеме ВНА-К-К-СА. Физическая и упрощенная виртуальная модели показаны на рис. 1.

Во втором параграфе второй главы дана математическая модель для описания структуры течения в проточной части вентилятора BBM-7. Для расчета характеристик движения использовались осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (RANS). Характеристики турбулентности рассчитывались на основе двухпараметрической модели с использованием балансных уравнений для кинетической энергии турбулентности k и скорости ее диссипации  $\epsilon$  в сочетании с пристеночными функциями<sup>3</sup>:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_0 + \frac{\mu_{\text{tur}}}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon , \qquad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_0 + \frac{\mu_{\text{tur}}}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} , \qquad (6)$$

$$\mu_{\text{tur}} = \rho C_{\mu} k^2 \varepsilon^{-1} , \ G_k = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} .$$

<u>В третьем и четвертом параграфах</u> представлены особенности численного решения поставленной задачи с формулировкой граничных условий.



Рис. 2 – Декомпозиция периодического канала: 1 – один из 17 объемов, окружающих лопатку рабочего колеса

Выполняется декомпозиция расчетной области удобства подобласти построения структурированной конечноразностной сетки из шестигранников. Для нашего примера канал был декомпозирован на 17 блоков (объемов), каждый из которых является шестигранником, а в совокупности составляют область течения лопатки (рис. 2). Построение сетки периодическом канале начинается с создания называемого «пограничного

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Launder B.E., Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow // Computational Methods in Applied Mechanics and Engineering. 1974. Vol. 3, № 2. P. 269-289.

поверхностей лопатки для увеличения плотности сетки около стенок и уменьшения на расстоянии от них. При построении использовались следующие значения: y = 0.2 мм (расстояние от стенки до первой сеточной линии),  $f_g = 1.4$  (фактор роста), n = 5 (количество подслоев), где y задано исходя из вычислительных экспериментов при обтекании такого типа профилей с определенной скоростью с целью попадания первой расчетной точки в логарифмический слой. Далее все грани объемов разбиваются структурированной сеткой с последующим построением трехмерной сетки в каждом из 17 объемов.

На рис. 3 приведен вид конечно-разностной поверхностной расчетной сетки на лопатке и ступице (рис. 3, *a*) и сетки в объеме (рис. 3, *б*) вокруг одной из лопаток К 1. Общее количество контрольных объемов для данного периодического объема составило 357 510. Процедура построения расчетной сетки для оставшихся элементов вентилятора (ВНА, К 2, М 1, М 2) аналогична. Далее построенные сетки для каждой из подобластей соединяются, и определяется модель для их взаимодействия между собой с целью получения единой расчетной области.

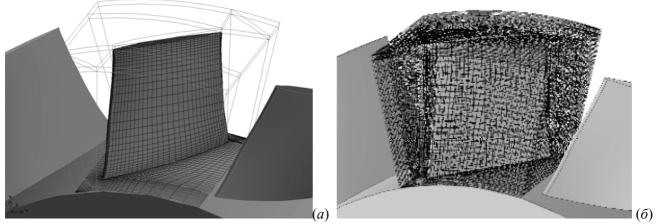


Рис. 3 — Конечно-разностная сетка: a — поверхностная на лопатке и ступице К 1,  $\delta$  — объемная вокруг лопатки К 1

Для замыкания системы уравнений (1)-(6) формулируются необходимые граничные условия. Во входном сечении задается равномерный профиль полного давления  $P_{\text{tot}}=101\,325\,$  Па (что соответствует атмосферному давлению) и параметры турбулентности I=5%,  $\mu_{\text{t}}/\mu_{\text{0}}=5$ , где I — интенсивность турбулентности. На выходе из расчетной области задан равномерный профиль статического давления  $P_{\text{st}}=107\,525\,$  Па, и условие равенства нулю нормальных производных для остальных неизвестных функций. На всех стенках области заданы условия непротекания и прилипания:  $\upsilon_{\text{n}}=\vec{v}\cdot\vec{n}=0$ ,  $\upsilon_{\text{r}}=\vec{v}\cdot\vec{\tau}=0$ . Для задания значений турбулентных параметров вблизи поверхности элементов шероховатости используется метод пристенных функций. На боковых границах расчетной области в направлении оси z используются периодические граничные условия.

В итоге в проточной части вентилятора производится расчет осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (для несжимаемого течения) для скорости и давления, а также уравнений для стандартной  $k-\epsilon$ -модели турбулентности в сочетании с методикой пристеночных функций для решения пограничного слоя. В качестве рабочего тела модели выступает несжимаемый воздух с плотностью  $\rho=1.205~{\rm kr/m}^3$ . В заключении четвертого параграфа приведены действия, выполняемые набором разработанных макросов (для автоматизации расчётного процесса) при расчёте характеристики вентиляторов, применение которых позволило сократить на порядок расчетное время.

В пятом параграфе второй главы для анализа течения численные результаты представлены в виде полей скоростей и статического давления в сечениях модели. На рис. 4 показана общая картина течения потока воздуха в сечении проточной части вентилятора (лопатки ВНА и СА скрыты). Видны недостатки нижнего обвода модели, а именно образование зон возвратного течения вследствие существенного различия между диаметрами двигателей и ступиц ВНА и СА. В целом для вентиляторов, наличие таких отрывных течений является нежелательным явлением, так как оно сопряжено с падением полного давления и КПД агрегатов соответственно. Конструктивно же, не всегда удается закрыть двигатели обечайкой равного диаметра.

На рис. 5-7 показано векторное поле относительной скорости и распределение статического давления для среднего сечения лопаток первого и второго рабочих колес с целью получения картины поведения потока в межлопаточных каналах и вблизи стенок.

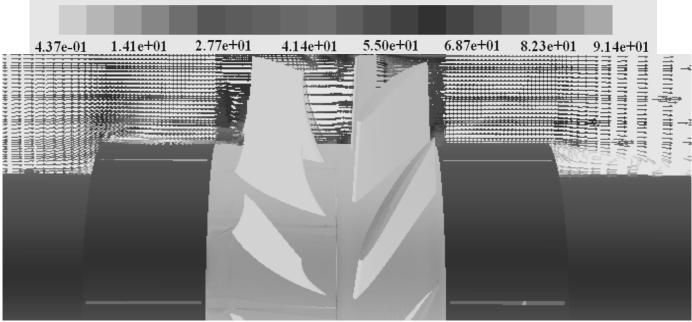


Рис. 4 – Поле векторов скорости в продольном сечении модели, м/с

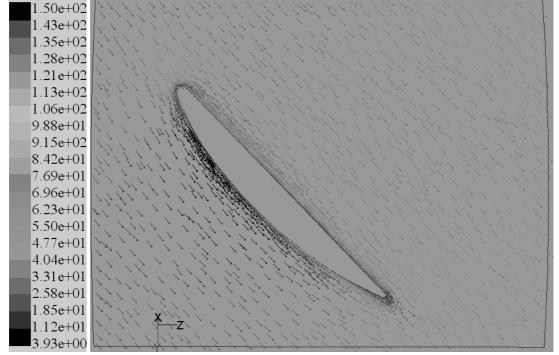


Рис. 5 – Местное поле векторов скорости в сечении лопатки К 1 на среднем радиусе, м/с

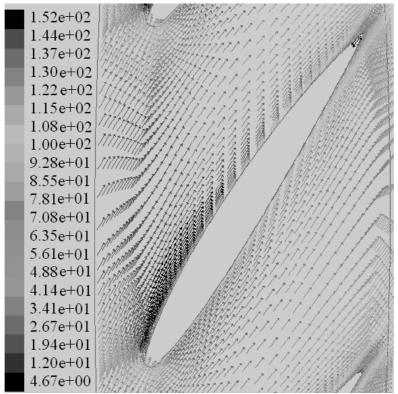


Рис. 6 – Местное поле векторов скорости в сечении лопатки К 2 на среднем радиусе, м/с

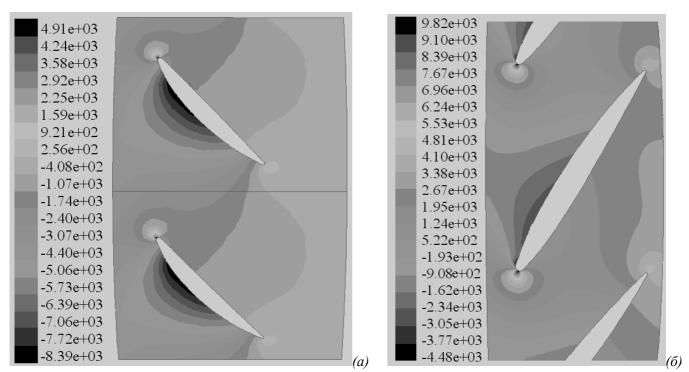


Рис. 7 — Распределение избыточного статического давления,  $\Pi a$ : a — в среднем сечении лопатки K 1;  $\delta$  — в среднем сечении лопатки K 2

Как видно из рис. 5-7 обтекание потоком лопаток проходит без отрывных течений. На периферии, втулке, и на среднем радиусе нет отрывных зон в межлопаточном пространстве. Видно, что имеется незначительная отрывная зона, которая локализуется на спинке на расстоянии 2% длины лопатки (корень) ближе к выходной кромке, что является вполне допустимым.

<u>В шестом параграфе</u> второй главы точность получаемого решения демонстрируется путем верификации расчетных данных с данными эксперимента. Для получения линии характеристики испытуемой модели вентилятора на эксперименте создают постепенное

увеличение сопротивления сети<sup>4</sup>, путем перекрытия проходного сечения на выходе из испытательного стенда. Для построения линии характеристики вентилятора в методике предлагается имитировать сопротивление сети постепенным повышением статического давления на выходе из расчетной области. Таким подходом удается получить все режимы полностью открытого проходного вентилятора от сечения, максимального КПД. Результаты моделирования хорошо согласуются экспериментальными данными с небольшим завышением расчетных данных для полного давления в пределах 1.5-5.12 % вследствие того, что расчет проводился не на детализированной, а на упрощенной геометрии вентилятора (не учтены потери при обтекании всех технологических элементов).

В заключительной части главы по результатам верификации данных делаются выводы о том, что принятые допущения при моделировании не повлияли существенно на величины параметров вентилятора, а предложенная методика моделирования течения показала хорошее согласование результатов расчета и эксперимента и может использоваться для определения рабочих параметров агрегата, или служить заменой эксперимента при проведении расчетов на моделях, находящихся на стадиях разработки. На рис. 8 представлены графики аэродинамических характеристик вентилятора (расчетные и экспериментальные).

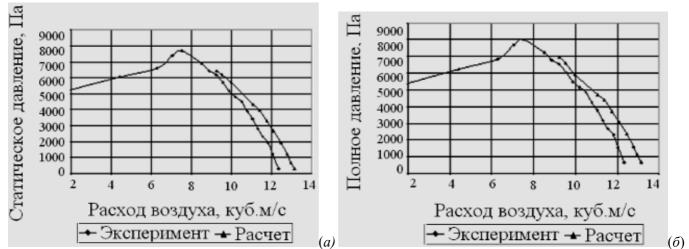


Рис. 8 — Характеристика вентилятора: a — зависимость относительного статического давления от расхода;  $\delta$  — зависимость перепада полного давления от расхода

**Третья глава** посвящена исследованию аэродинамики течения в элементах установки типа 4ВЦ-15, предназначенной для вентилирования угольной шахты при совместной работе четырех вентиляторов (рис. 9).

В первом и втором параграфах третьей главы дана физическая постановка задачи с описанием цели исследования. Целью работы является определение эффективности совместной работы вентиляторов при данной геометрии установки. Проблема состоит в том, что при добавлении каждой последующей пары вентиляторов в установку, не происходит линейного (или близкого к нему) увеличения совокупного расхода воздуха. В рассматриваемом случае проведение физического эксперимента существенно затруднено, поэтому в качестве альтернативного варианта, было выбрано проведение математического моделирования.

В третьем параграфе третьей главы дана математическая модель для описания стационарной аэродинамики в элементах вентиляторной установки, включающая в себя

13

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> ГОСТ 10921-90. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний [Электронный ресурс] // Complexdoc : нормативные документы. Электрон. дан. URL: http://www.complexdoc.ru/gost\_list.php?oks2=23.120.

систему уравнений (1)-(4) и уравнение переноса турбулентной вязкости (7) однопараметрической модели турбулентности Спаларта-Аллмараса<sup>5</sup> для расчета характеристик турбулентности:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \widetilde{v}) + \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\rho \widetilde{v} u_{i}) = \frac{1}{\sigma_{\widetilde{v}}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left\{ (\mu_{0} + \rho \widetilde{v}) \frac{\partial \widetilde{v}}{\partial x_{j}} \right\} + C_{b2} \rho \left( \frac{\partial \widetilde{v}}{\partial x_{j}} \right)^{2} \right] + G_{v}, \qquad (7)$$

$$\mu_{\text{tur}} = \rho \widetilde{v} f_{v1}, G_{v} = C_{b1} \rho \widetilde{S} \widetilde{v}.$$

С точки зрения вычислительных ресурсов модель турбулентности, предложенная Спалартом и Аллмарасом, является самой экономичной, т.к. в ней используется одно дополнительное уравнение переноса турбулентной вязкости<sup>6</sup>. Использование данной модели в сочетании с методикой пристеночных функций для разрешения параметров в пограничном слое является вполне разумным, т.к. область расчета рассматриваемой задачи велика и расчетная сетка является достаточно грубой.

<u>В четвертом и пятом параграфах</u> третьей главы даны параметры расчетной сетки и граничные условия для первого этажа установки. Проводится анализ результатов расчета аэродинамики течения для данного этажа.

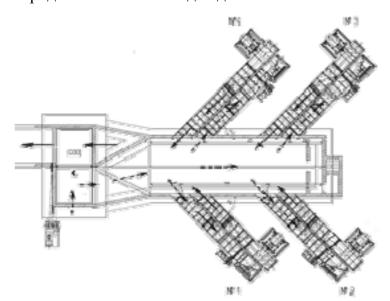


Рис. 9 — Схема установки 4ВЦ-15: стрелки — направление движения воздушной струи (штриховые — от калориферной к всасывающим патрубкам ВЦ-15; сплошные — от нагнетающих патрубков в шахту); L — реверсивная ляда; 1-4 — вентиляторы

В шестом параграфе третьей главы приводятся граничные условия для второго этажа установки и результаты численного моделирования.

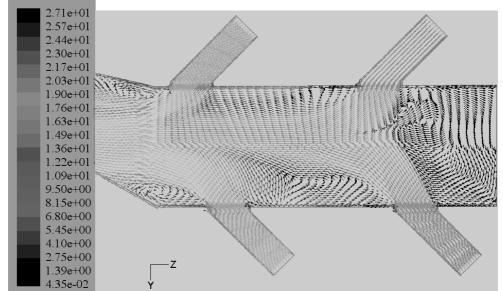


Рис. 10 – Картина течения в горизонтальном сечении второго этажа установки, м/с

<sup>6</sup> Рейнольдс У.К., Себеси Т. Расчет турбулентных течений. М., 1980. 343 с.

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Spalart P.R., Allmaras S.R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows // AIAA Paper 92-0439, 1992.

По результатам моделирования выявлены застойные зоны конструкции, области повышенной турбулизации потока, а также определен вклад каждой пары вентиляторов в совокупный расход воздуха:  $Q_{\rm v1} = 36.93~{\rm m}^3/{\rm c}$ ,  $Q_{\rm v2} = 29.7~{\rm m}^3/{\rm c}$ ,  $Q_{\rm v3} = 30~{\rm m}^3/{\rm c}$ ,  $Q_{\rm v4} = 35.72~{\rm m}^3/{\rm c}$ . Таким образом, расход воздуха, проходящего через вторую пару вентиляторов (вентиляторы 2, 3) на 17.8 % меньше расхода воздуха, проходящего через первую пару вентиляторов (вентиляторы 1, 4). Поскольку основной причиной уменьшения общего расхода воздуха (особенно для второй пары вентиляторов) является отсутствие достаточного оттока воздуха на втором этаже установки, то необходимо определить оптимальное расположение нагнетающих патрубков с целью минимизации взаимного влияния воздушных потоков, исходящих из них.

<u>В седьмом параграфе</u> третьей главы предложен вариант оптимизации конструкции с целью увеличения совокупного объемного расхода воздуха, поступающего в шахту при работе четырех вентиляторов. На рис. 11 показаны исходная и оптимизированные схемы вентиляторной установки с различным расположения нагнетающих патрубков.

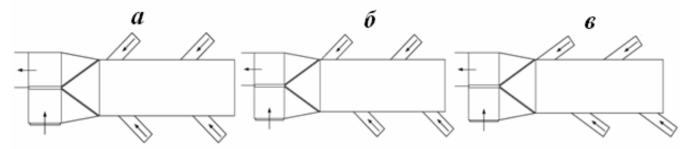


Рис. 11 — Схемы вентиляции в шахте: a — исходная,  $\delta$ ,  $\epsilon$  — оптимизированные (патрубки смещены вдоль стенок короба):  $\delta$  — угол наклона патрубков к поверхностям короба равен  $45^{\circ}$ ,  $\epsilon$  —  $35^{\circ}$ 

В соответствии со схемой, представленной на рис. 11,  $\delta$ , вентиляторы присоединены к основным этажам установки с помощью патрубков, расположенных в шахматном порядке. На рис. 11,  $\epsilon$  показана оптимизированная схема, в соответствие с которой угол наклона патрубков к поверхностям короба уменьшен с  $45^{\circ}$  до  $35^{\circ}$ . Угол, равный  $35^{\circ}$ , был выбран как минимально допустимый в соответствии с техническими требованиями.

В восьмом параграфе третьей главы представлены результаты исследования аэродинамики течения в оптимизированной схеме.

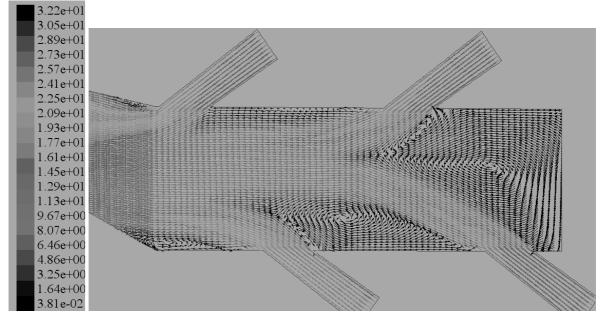


Рис. 12 – Поле скоростей в векторном виде в горизонтальном сечении оптимизированной схемы, м/с

На рис. 12 показано распределение скорости воздушного потока, соответствующее схеме, показанной на рис. 11,  $\epsilon$ . В этом случае совокупный расход воздуха составляет  $Q_v = 141.73 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$ . Так, при предложенной оптимизации удалось достичь увеличения расхода воздуха на 7.2 % по сравнению с исходным вариантом (при использовании исходной схемы установки расход воздуха составлял 132.35  $\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$ ). Следует отметить, что при имеющихся технических ограничениях на "наружный" способ оптимизации (т.е. вне основного короба) увеличение расхода на 9.53  $\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$  считается хорошим результатом.

В случае имеющейся возможности и средств на проведение существенной модернизации, вариант с заменой четырех центробежных вентиляторов ВЦ-15 на два осевых вентилятора встречного вращения выглядит более предпочтительным, поскольку совокупный расход воздуха остается примерно прежним при значительном сокращении затрачиваемой энергии. На рис. 13 в качестве примера представлена схема вентиляторной установки, с заменой четырех центробежных вентиляторов ВЦ-15 (при мощности электропривода  $N=315~\mathrm{kBT}$  каждый) на два осевых вентилятора встречного вращения ВВГП-14 (при мощности электропривода  $N=200\times2~\mathrm{kBT}$  каждый).

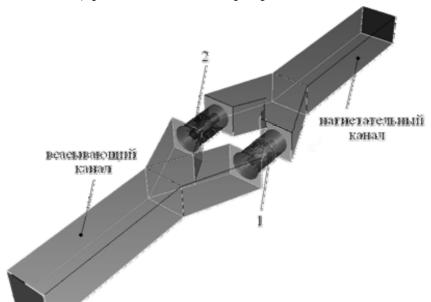


Рис. 13 — принципиальная схема вентиляторной установки, использующей два осевых вентилятора встречного вращения вместо четырех центробежных

При работе четырех ВЦ-15 совокупный расход воздуха  $132.35 \text{ m}^3/\text{c}$ составляет мощности всей вентиляторной более установки не N = 1260 kBt. В случае использования двух ВВГП-14 совокупная подача составляет  $112 \text{ m}^3/\text{c}$ при мощности

установки не более N = 800 кВт. При сокращении максимальной величины затрачиваемой энергии на 36.5%, подача воздуха уменьшается на 15.5%.

**В четвертой главе** проводится численное исследование структуры течения в проточной части фрагмента системы вентиляции тоннелей и станций Московского метрополитена.

В первом и втором параграфах четвертой главы дана физическая постановка задачи с описанием цели исследования. По заказу Московского метрополитена, с целью замены устаревших агрегатов в установке, разработан и внедрен в эксплуатацию вентилятор метрополитена ВГПМ-20. проветривания типа Агрегат удовлетворяет вентиляторам системы тоннельной вентиляции<sup>7</sup>: предъявляемым требованиям, К большую подачу воздуха (70 м³/с) при сравнительно небольшом обеспечивает статическом давлении. После установки и одновременного запуска двух вентиляторов ВГПМ-20 в сети метрополитена, анализ замеренных параметров агрегатов (вибрационная

 $<sup>^{7}</sup>$  Россовский В.Г. Электромеханические устройства метрополитена. М., 2004. 608 с.

характеристика, давление, расход и температура) показал, что устойчивой работе вентилятора 1 (рис. 14) имеются определенные препятствия, аэродинамические параметры последнего также уступают тем, что дает вентилятор 2. С помощью математического анализа ставилось целью выяснить эффективность параллельной работы двух вентиляторов с учетом их расположения в сети метрополитена (в прямом режиме и в режиме реверса) без учета изменения сопротивления сети при движении поездов.

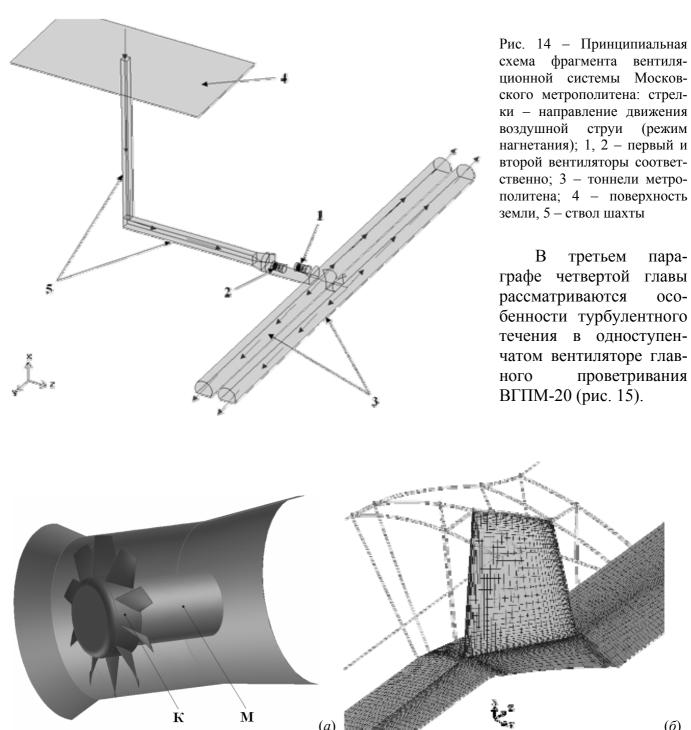


Рис. 15 — Модель вентилятора ВГПМ-20: a — упрощенная геометрия модели (М — электродвигатель; К — рабочее колесо);  $\delta$  — конечно разностная сетка на декомпозированном периодическом сегменте венца К

По результатам математического анализа была выбрана форма лопатки наиболее близкая к оптимальной. В целом, до воплощения электронного прототипа модели в

реальный вентилятор проточная часть последнего не раз подвергалась оптимизации по результатам исследования аэродинамики течения.

В третьем параграфе приведена математическая модель для описания течения в межлопаточном канале и всей проточной части вентилятора. На начальных стадиях разработки ВГПМ-20 особый интерес представляло течение в венце рабочего колеса. При детальном исследовании обтекания профиля для замыкания системы уравнений (1)-(4) использовалась SST  $k-\omega$ -модель турбулентности, использующая гипотезу Буссинеска<sup>8</sup>. Турбулентная кинетическая энергия k и специфическая скорость диссипации  $\omega$  определяются следующими уравнениями переноса:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \widetilde{A}_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k, \qquad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_{i}} (\rho \omega u_{i}) = \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[ \widetilde{A}_{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial x_{j}} \right] + G_{\omega} + D_{\omega}.$$

$$\mu_{\text{tur}} = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^{*}}, \frac{\Omega F_{2}}{\alpha_{1} \omega} \right]}.$$
(9)

В главах 2 и 3 решение в пограничном слое определялось пристеночными функциями. Для данного примера используется низкорейнольдсовая вариация SST  $k-\omega$ -модели турбулентности с выполнением условий для применения пристеночного моделирования ( $y^+=1...5$  и количество расчетных ячеек в зоне пограничного слоя составляет 10 штук). В этом случае решение в пограничном слое будет определяться не пристеночными функциями, а численным моделированием.

Исходными данными для расчета являлись: во входном сечении — равномерное распределение по радиусу полного давления  $P_{\rm tot}=101325~{\rm Ha}$ , на выходе из расчетной области — значение статического давления  $P_{\rm st}=101500~{\rm Ha}$  (для остальных искомых функций — равенство нулю нормальных производных). На боковых границах расчетной области в направлении оси z используются периодические граничные условия. На поверхностях, представляющих сегменты ступицы, кожуха, а также лопатку, выставляются граничные условия прилипания и непротекания для нормальной и тангенциальной скорости. Угловая скорость вращения расчетной области  $\omega=750~{\rm of/muh}$ .

Для анализа течения в венце рабочего колеса численные результаты представлены в виде полей скоростей в трех основных сечениях модели. На рис. 16 приведено обтекание лопаточного венца потоком воздуха в корне и на среднем радиусе. Визуализация представлена для окончательного варианта профиля лопатки.

При рассмотрении картины течения определено, что углы натекания потока и углы установки лопаток в достаточной степени согласованы между собой. В межлопаточных каналах не наблюдается отрывного течения и образования вихрей. Аэродинамический профиль лопатки определен как оптимальный для использования в заданном режиме работы и на заданных оборотах.

-

 $<sup>^{8}</sup>$  Матвиенко О.В. Анализ моделей турбулентности и исследование структуры течения в гидроциклоне // ИФЖ. 2004. T. 77, № 2. C. 58-64; Menter F.R. Zonal Two-Equction k- $\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows // AIAA Paper 93-2306, 1993.

После детального исследования обтекания профиля лопатки анализировалось течение во всем вентиляторе с целью выявления недостатков проточной части агрегата и получения количественной оценки, по параметрам интересующих величин.

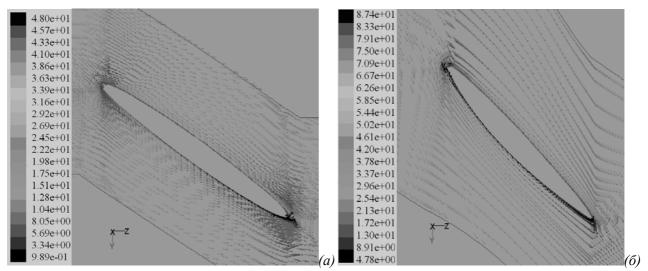


Рис. 16 — Местное поле векторов скорости, м/с : a — на втулке, 2 % длины лопатки;  $\delta$  — на среднем радиусе, 50% длины лопатки

В четвертом параграфе четвертой главы проводится исследование аэродинамической картины для режима подачи воздуха в тоннели метрополитена с учетом одного и двух работающих ВГПМ-20. Течение рассматривается стационарное с заданными значениями поля давления  $P_{\rm st}=101\,325\,$  Па и поля скорости  $u=v=w=0\,{\rm M/c}$  для инициализации решения. На входе в расчетную модель (сечение  $S_{in}$ , рис.17) задается равномерный профиль полного давления  $P_{\rm tot}=101\,325\,$  Па. Постановка граничных условий на выходных границах  $S_{out1}-S_{out4}$  реализуется приближенным способом из-за отсутствия точных граничных условий. Все стенки установки полагаются непроницаемыми ( $v_n=\vec{v}\cdot\vec{r}=0$ ) с условием прилипания ( $v_{\tau}=\vec{v}\cdot\vec{\tau}=0$ ). Плотность рабочей среды берется постоянной  $\rho=1.205\,{\rm Kr/M}^3$ .

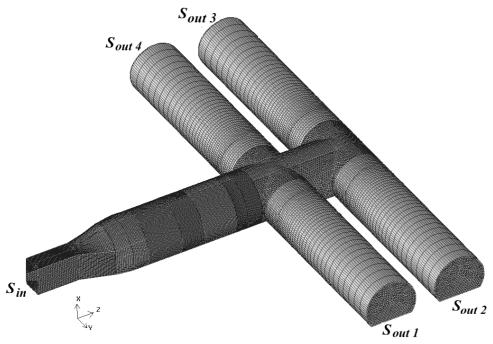


Рис. 17 – Фрагмент поверхностной сетки

На рис. 18 показана общая картина течения потока воздуха, движу-ОТ щегося входного сечения В тоннели метрополитена при прямой работе вентиляторов. Условия на входе в работающий вентилятор 1 при его обособленной работе являются оптимальными. Отсутствием технологических элементов и перегородок на всасывающей стороне сети обусловлен плавный вход потока в коллектор вентилятора. Также не создается дополнительного сопротивления на стороне нагнетания вентилятора 1 в виде технологических перегородок или шкафов управления.

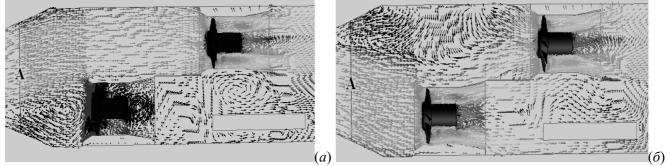


Рис. 18 – Картина течения в горизонтальном сечении: a – в работе вентилятор 1;  $\delta$  – в работе вентилятор 1 и 2

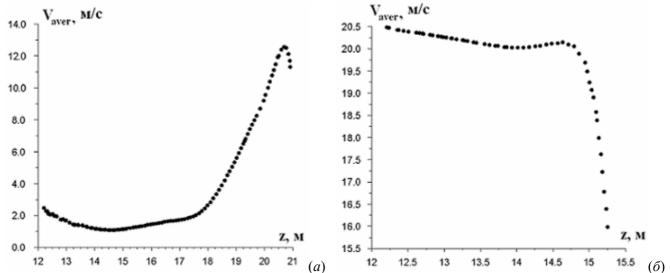


Рис. 19 — Распределение скорости по маршрутам: a — "сечение A — коллектор вентилятора 1";  $\delta$  — "сечение A — коллектор вентилятора 2"

Подача вентилятора 1 составила  $Q_1 = 58.2 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$ , что в достаточной степени согласовано с номинальным значением расхода в оптимальных условиях работы агрегата<sup>9</sup>. Затем включается в работу вентилятор 2, установленный на расстоянии 3 м от коллектора вентилятора 1 на всасывающей стороне сети. Условия на входе для вентилятора 1 ухудшились по сравнению с вариантом, когда он работал один. После включения вентилятора 2 наблюдается хаотичное поведение потока воздуха на всасывающей стороне вентилятора 1 (рис. 18,  $\delta$ ), скорость движения воздуха перед агрегатом значительно меньше скорости, на всасывающей стороне вентилятора 2 (см. рис. 19). Невыгодные условия на входе в вентилятор 1, обусловленные работой вентилятора 2 и его неэффективном расположением в сети негативно сказались на параметрах выдаваемых рабочим колесом первого вентилятора. Подача воздуха вентиляторов 1, 2 составила  $Q_1 = 51.6 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$  и  $Q_2 = 55.2 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$  соответственно.

Сокращение влияния вентиляторов друг на друга в данной ситуации весьма затруднительно (как и в случае установки типа 4ВЦ-15), так как требуется реконструкция самого помещения. С учетом того, что расход воздуха, подаваемый одним вентилятором,

\_

<sup>&</sup>lt;sup>9</sup> Вентиляторы [Электронный ресурс] // Томский электромеханический завод им. В.В. Вахрушева. Электрон. дан. Томск, [б.г.]. URL: http://temz.tomsk.ru/price/?section=vent&simple=on.

удовлетворяет требованиям по расходу для вентиляции сети на данном участке метрополитена $^{10}$ , второй вентилятор может находиться в резерве.

В пятом параграфе четвертой главы проводится исследование аэродинамической картины для режима реверсивной работы установки. При совместной работе двух ВГПМ- 20 в режиме реверса подача каждого из них составляет  $Q_1 = 38.9 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$  и  $Q_2 = 42.6 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$  соответственно. При обособленной работе вентилятора 1 его подача  $Q_1 = 44.3 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}$ , что составляет 76 % от прямого режима работы и является ожидаемым для данного вентилятора при его работе в оптимальных условиях  $^{13}$ .

На рис. 20 изображена картина течения потока воздуха при реверсивной работе двух вентиляторов. По результатам анализа течения при совместной работе вентиляторов установлено, что создаются невыгодные условия входа потока воздуха в вентилятор 1 в прямом режиме (в режиме реверса, на выходе) главным образом обусловленные работой вентилятора 2. Расчеты показывают, что струя воздуха, выходящая из вентилятора 2, мешает свободному выходу потока из вентилятора 1. Вследствие недостаточного оттока воздуха, повышается статическое давление за вентиляторами (рис. 20,  $\delta$ ) и тем самым увеличивается сопротивление сети (в большей степени для первого агрегата). Пониженная подача вентилятора 1 в основном обусловлена иным режимом работы, на который он выходит вследствие увеличения сопротивления сети.

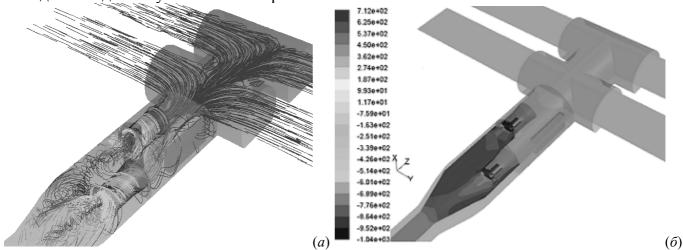


Рис. 20: a — движение частиц потока воздуха, окрашенных в значение скорости (в работе вентиляторы 1 и 2);  $\delta$  — распределение поля относительного статического давления в среднем сечении модели, Па

**В** заключении приведены основные выводы по результатам диссертационного исследования.

В диссертации, написанной на основе работ [1–7], с единых методических позиций проведено комплексное исследование аэродинамики течения в проточных частях разрабатываемых моделей шахтных вентиляторов главного и местного проветривания с последующим анализом системы "вентилятор — сеть", т.е. рассмотрением работы вентилятора совместно с сетью. Также проведен анализ влияния геометрических характеристик шахтных вентиляторных установок типа 4ВЦ-15, на параметры работающих в них вентиляторов.

Основные результаты работы можно сформулировать в виде следующих выводов:

1. Выработанная на основе результатов проведенных экспериментальных исследований и математического моделирования методика показала высокую эффективность на ранних этапах исследования структуры течения проектируемых вентиляторов. Получае-

.

 $<sup>^{10}</sup>$  Россовский В.Г. Электромеханические устройства метрополитена. М., 1989. 350 с.

мые с ее помощью аэродинамические параметры моделей показывают хорошее согласование с данными эксперимента, что говорит об адекватности предложенной методологии исследуемым аэродинамическим процессам. Использование разработанного набора макросов для автоматизации расчётного процесса позволило сократить на порядок время, при расчете характеристики вентилятора.

- 2. При исследовании профиля лопатки на предмет отрывных течений и образования рециркуляционных зон вблизи ее стенок эффективнее использовать SST  $k-\omega$ -модель турбулентности. После детального исследования обтекания профиля можно переходить к моделированию течения во всем вентиляторе. В этом случае будет вполне обоснованным использование стандартной  $k-\varepsilon$ -модели турбулентности, точность и экономичность которой весьма привлекательны в инженерных расчетах.
- 3. На основании проведенных расчетов аэродинамики течения в лопаточном венце вентилятора главного проветривания метрополитенов ВГПМ-20, был предложен профиль, обеспечивающий безотрывной характер течения, с отсутствием вихрей в межлопаточном пространстве. Это указывает на оптимальность профиля с точки зрения аэродинамики для использования на заданных режимах работы.
- 4. Анализ поля течения в вентиляторных установках типа 4ВЦ-15 показал, что основной причиной уменьшения расхода воздуха от каждой последующей пары вентиляторов по сравнению с расходом от предыдущей пары является влияние вентиляторов друг на друга (неэффективное расположение агрегатов), а также отсутствие достаточного оттока воздуха на втором этаже установки. Полученное распределение поля статического давления показало, что последняя пара вентиляторов работает в область повышенного статического давления, в результате чего они выходят на режим работы с пониженным расходом воздуха. В данном случае необходимо снизить до минимума влияние вентиляторов друг на друга, что приведет к увеличению, как скорости воздушной струи, так и совокупного расхода воздуха.
- 5. За счет использования оптимизированной схемы установки 4ВЦ-15 (шахматное расположение вентиляторов вдоль основного корпуса установки, уменьшение угла наклона подводящих патрубков к поверхностям корпуса ) удалось достичь увеличения расхода воздуха на 7.2 % по сравнению с исходным вариантом. При имеющихся технических ограничениях на "наружный" способ оптимизации увеличение расхода на 9.53 м³/с считается хорошим результатом.
- 6. Расчеты показывают, что в случае имеющейся возможности и средств на проведение существенной модернизации геометрии вентиляторной установки, вариант с заменой четырех центробежных вентиляторов ВЦ-15 на два осевых вентилятора встречного вращения выглядит более предпочтительным, поскольку совокупный расход воздуха остается прежним при сокращении в разы затрачиваемой энергии.
- 7. Проведен анализ аэродинамики течения в фрагменте вентиляционной установки сети Московского метрополитена. Выявлены застойные зоны конструкции, обширные рециркуляционные зоны главным образом обусловленные технологическим исполнением и элементами самой установки (поворот проходного канала на 90°, перегородки, шкафы управления). Установлен вклад по расходу от каждого из вентиляторов при прямом и реверсивном режимах работы. По результатам анализа течения при совместной работе вентиляторов, установлено, что невыгодные условия входа потока воздуха в вентилятор 1 в прямом режиме (в режиме реверса, на выходе) возникают после подключения в работу вентилятора 2. Также по результатам анализа выявлено, что одним из факторов, влияющих на уменьшение расхода вентилятора 1 при запуске вентилятора 2, является отсутствие достаточного оттока воздуха для его струи, обусловленное геометрией самой установки.

8. Разработанная методика, набор макросов и лицензированное программное обеспечение Fluent используются на Томском электромеханическом заводе им. В.В. Вахрушева на этапе проектирования новых моделей вентиляторов, а также при исследовании аэродинамики в элементах шахтных сетей или сетей метрополитена при работе в них уже воплощенных в реальные объекты вентиляторов.

## Публикации по теме диссертации

- 1. Гурина Е.И. Математическое моделирование структуры течения в проточной части осевого вентилятора / Е.И. Гурина // Известия высших учебных заведений. Физика. 2010. Т. 53, № 12/2. С. 87-91.
- 2. Гурина Е.И. Моделирование работы осевого вентилятора системы нагнетания в шахту в CFD-пакете Fluent / Е.И. Гурина // Всероссийская конференция по математике и механике / Том. гос. ун-т. Томск, 2008. С. 128.
- 3. Гурина Е.И. Моделирование работы шахтного вентилятора встречного вращения с помощью программного комплекса Fluent / Е.И. Гурина // ИФЖ. -2010. Т. 83, № 5. С. 985-990.
- 4. Гурина Е.И. Преимущества совместного использования программных продуктов Pro ENGINEER и FLUENT при разработке новых моделей шахтных вентиляторов на ОАО «ТЭМЗ» / Е.И. Гурина // Уголь : научно-технический и производственно-экономический журнал. 2008. T. 3. C. 66-70.
- 5. Гурина Е.И. Расчет аэродинамических характеристик вентиляторной установки 4ВЦ-15 с помощью CFD-пакета Fluent / Е.И. Гурина // Журнал прикладной математики и технической физики. -2010. Т. 51, № 6. С. 860-867.
- 6. Гурина Е.И. Численное исследование процессов, протекающих в проточной части вентилятора / Е.И. Гурина // Пятая Сибирская конференция по параллельным и высокопроизводительным вычислениям. Томск : Изд-во Том. ун-та., 2009. С. 68-69.
- 7. Гурина Е.И. Численное исследование структуры течения и поля давления в вентиляторной установке / Е.И. Гурина // Современная баллистика и смежные вопросы механики : сборник материалов научной конференции / Том. гос. ун-т. Томск, 2009. С. 261-262.

Тираж 100 экз. Отпечатано в ООО «Позитив-НБ» 634050 г. Томск, пр. Ленина 34а