

## Численное моделирование течения воздушного потока в шахтном осевом вентиляторе при реверсировании

*Д. О. Первухин<sup>1</sup>, П. В. Косых<sup>1\*</sup>*

<sup>1</sup> Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, г. Новосибирск,  
Российская Федерация  
\*e-mail: p.kosykh@yahoo.com

**Аннотация.** В статье рассмотрен численный расчёт течения воздушного потока в осевом вентиляторе, работающем в реверсивном режиме. Расчет проведен в программном пакете ANSYS CFX. Для примера был рассмотрен вентилятор схемы ЦАГИ ОВ-103, для которой известны экспериментальные аэродинамические характеристики. В расчет применялись k-ε и SST модели турбулентности. Получены зависимости полного давления вентилятора от расхода. Для одноступенчатой схемы К+СА наиболее близкие к экспериментальным результатам дал расчет с применением SST модели. Для двухступенчатой схемы К+СА+К+СА зависимость полного давления определена с использованием k-ε модели. Для такой схемы вычислены распределения осевой скорости в выходном сечении для разных значений производительности.

**Ключевые слова:** шахтный вентилятор главного проветривания, осевой реверсивный вентилятор, расчет характеристики реверсивного режима

## Numerical simulation of the airflow in a mine axial fan in reverse mode

*D. O. Pervukhin<sup>1</sup>, P. V. Kosykh<sup>1\*</sup>*

Chinakal Institute of Mining SB RAS, 630091, Novosibirsk, Russian Federation  
\*e-mail: p.kosykh@yahoo.com

**Abstract.** The article considers the numerical calculations of the air flow flow in an asian fan operating in reverse mode. The calculation was carried out in the ANSYS CFX. Fan of the TsAGI OV-103 aerodynamic scheme was considered, for which experimental aerodynamic characteristics are known. K-ε and SST turbulence models were used in the calculation. The dependences of the total fan pressure on the flow rate are obtained. For a single-stage Rotor+OGV scheme, the closest to experimental results were calculated using the SST model. For a two-stage Rotor+OGV+Rotor+OGV dependence of the total pressure is determined using the k-ε model. For such a scheme, axial velocity distributions in the outlet are calculated for different performance values.

**Keywords:** mine ventilation mine fan, axial reversible fan, calculation of the characteristics of the reversible mode

### *Введение*

Шахтные вентиляторы главного проветривания должны обладать возможностью обратной подачи воздуха. При этом в реверсивном режиме, согласно нормам безопасности, вентилятор должен иметь производительность не менее 60% от прямой подачи [1]. В связи с этим желательно, чтобы при профилировании проточной части вентилятора можно было бы определять реверсивные свойства

вновь получаемой аэродинамической схемы с достаточной точностью, позволяя тем самым, в случае необходимости, внести конструктивные изменения для обеспечения необходимых требований по реверсивному режиму до этапа стендовых испытаний.

Для осевых вентиляторов наиболее распространённым способом реверсирования является изменение направления вращения рабочего колеса (РК) при повороте лопаток аппаратов в реверсивное положение [2]. Данный способ является аэродинамически несовершенным. Зачастую вентилятор, реверсируемый таким образом, работает со значительно меньшим, чем в прямом режиме, КПД, что особенно характерно для высоконагруженных венцов РК с лопатками, обладающими большой кривизной средней линии профиля.

В первую очередь большие потери давления реверсивного режима объясняются тем, что при обтекании потока с входом со стороны острой кромки лопатки (речь идёт об обычных профилях, например, типа НАСА, С-4 и т.п., со средней линией, являющейся дугой окружности или близкой к ней), поток поворачивается в сторону, противоположную направлению изгиба средней линии профиля [3]. Для вентиляторов с листовыми профилями наблюдается та же картина, хотя потери давления при обтекании решёток, состоящих из таких профилей несколько ниже, но так же значительны [4].

В связи с этим для улучшения реверсивных качеств вентиляторов, обладающих рассматриваемыми профилями, стремятся уменьшить кривизну средней линии, обеспечивая необходимое в прямом режиме давление за счёт увеличения углов атаки на расчётном режиме. Это приводит к некоторому снижению КПД прямого режима, однако существенно улучшает реверсивные качества схемы. Таким образом спроектирована, например, схема ЦАГИ ОВ-103 [5]. Лопатки РК этой схемы обладают относительным прогибом средней линии (отношение стрелы прогиба к длине его хорды) равным 0,016. Для этой схемы в [5] приводятся аэродинамические характеристики реверсивного режима, полученные экспериментально.

За последние 30 лет значительное развитие получили вычислительные методы, позволяющие решать множество инженерных задач аэродинамики, в том числе и прямую задачу в области турбомашин. Одним из наиболее успешных в этой области является программный пакет ANSYS, имеющий в своём составе широкий набор инструментов для расчёта и визуализации течения в проточной части турбомашин. Несмотря на успехи в области создания вычислительных методов аэродинамики, задача расчёта турбулентных течений всё ещё не является полностью решённой. Большинство инженерных методов решения таких задач, в которых учитывается вязкость среды, используют численное решение уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу. Для их решения используются модели турбулентности, в основе которых лежат эмпирически установленные зависимости. Применение различных моделей может давать существенно отличающиеся результаты. Тем не менее, расчёт течения в турбомашине, работающих в нормальном режиме, в настоящее время может быть выполнен с достаточной для практики точностью с использованием существующих компьютерных программ.

У осевых вентиляторов, работающих в реверсивном режиме, течение, как было замечено выше, характеризуется достаточно высокими потерями давления, сопровождающимися развитыми отрывными явлениями, что усложняет задачу инженерного расчёта. В настоящей статье приведён расчёт реверсивного режима на примере осевого вентилятора схемы ЦАГИ ОВ-103.

### Модель

Течение воздушного потока описывается уравнениями Навье-Стокса осреднённых по Рейнольдсу [7]. Они имеют вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j \right] + f_i, \quad (1)$$

где  $\bar{u}_i$  - осреднённые по времени скорости;  $\bar{u}'_i$  - пульсационные составляющие скоростей;  $\rho$  – плотность жидкости;  $f_i$  – член, описывающий массовые силы;  $\mu$  - динамический коэффициент вязкости. Индексы соответствуют координатным осям.

Система, состоящая из уравнений (1) и уравнения неразрывности является незамкнутой, поэтому для того, чтобы решить её используются различные модели турбулентности. В ANSYS существуют возможность использования различных моделей турбулентности, из которых для расчёта были применены модель  $k-\varepsilon$  и модель переноса сдвиговых напряжений  $SST$ . Для численного решения уравнений (1), в ANSYS CFX используется метод контрольных объёмов [6].

Для создания сетки был использован ANSYS Turbo Grid. Согласно рекомендациям [7] для высокорейнольдсовых моделей турбулентности (какой является  $k-\varepsilon$  модель) для корректного решения нужно выбирать толщину первого элемента у стенок такой, чтобы безразмерный параметр  $y^+$  для него лежал в области от 10 до 60. При этом коэффициент увеличения толщины элементов, отсчитываемой вдоль нормали к поверхности, должен лежать в пределах от 1,2 до 1,4. Реальное значение  $y^+$  может быть установлено после решения. Для предварительного задания толщины первого элемента использован встроенный в Turbo Grid способ, использующий желаемое значение параметра  $y^+$  и соответствующее задаче число Рейнольдса  $Re$ , которое вычислялось как

$$Re = \frac{cb\rho}{\mu},$$

где  $c$  – скорость потока на входе в лопаточный венец,  $b$  – хорда лопатки,  $\rho$  – плотность воздуха,  $\mu$  - значение динамической вязкости.

Для РК полученное  $Re = 3,2 \cdot 10^7$ , для СА -  $Re = 2,5 \cdot 10^8$ . Для вычисления выбрана скорость на среднем радиусе, соответствующая расходу 3,6 м<sup>3</sup>/с. Для улучшения качества сетки после предварительного расчёта для расхода 3,5 м<sup>3</sup>/с и определения  $y^+$  параметра на стенках лопаток, получившимся меньше 10, толщина первого элемента была увеличена до  $\approx 0,5$  мм.

Для расчёта с использованием  $k$ - $\varepsilon$  модели турбулентности в итоге получена сетка с общим числом элементов равным 101235. На рис. 1 показана сетка для межлопаточного канала РК на близком к среднему радиусе вентилятора.

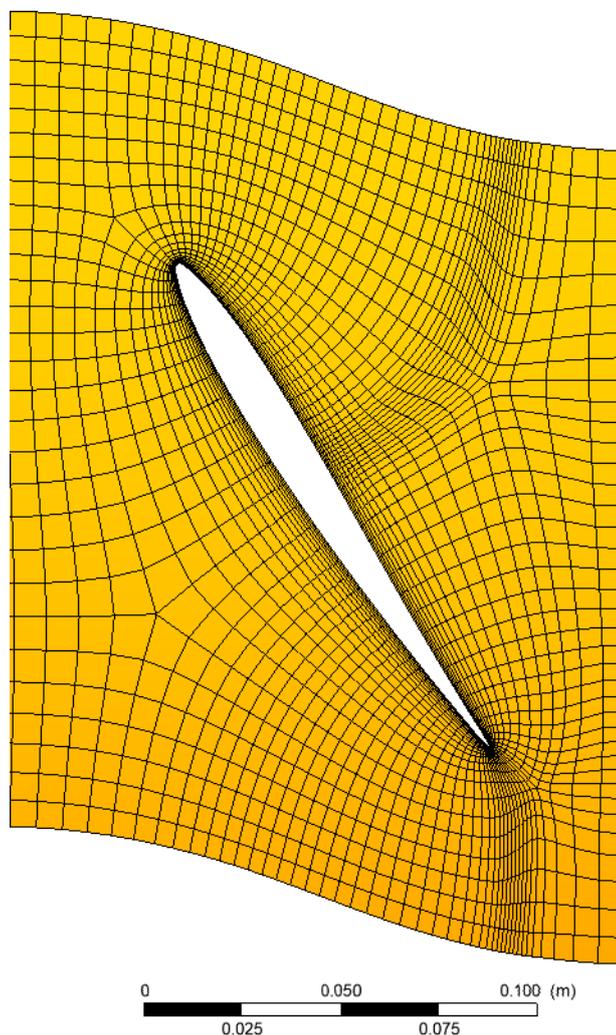


Рис. 1. Сетка в межлопаточном пространстве рабочего колеса для решения с  $k$ - $\varepsilon$  моделью турбулентности

Аналогичным образом была получена сетка для расчёта с SST-моделью турбулентности, с той разницей, что для неё была подобрана такая толщина пристеночных элементов, чтобы получившийся  $y^+$  попадал в рекомендуемый интервал, не превышающий 2. Толщина первого элемента для РК и СА составили около 0,001 мм. Общее количество элементов равняется 573762.

Полученные сетки были импортированы в ANSYS CFX. Были проведены расчёты с двумя разными граничными условиями (ГУ). В первом случае задавался массовый расход на входе в вентилятор, а на выходе – среднее статическое давление, во втором случае ГУ на входе являлась величина полного давления, которая оценивалась исходя из экспериментальной характеристики схемы для

соответствующего расхода. Расчёт с использованием массового расхода в качестве ГУ показывает более быструю сходимость решения, однако процесс решения менее стабилен, и в ряде случаев получить устойчивое решение не удалось.

Для сопряжения вращающейся и неподвижной расчётных областей СА и РК применён способ осреднения параметров по окружному направлению между ступенями (stage mixing).

### Результаты

В результате решения были получены значения полного давления, создаваемого вентилятором, вычисленные как разность полных давлений на выходе и входе вентилятора, согласно [8].

На рисунке 2 показаны совмещённые с экспериментальной зависимостью вычисленные значения полного давления одноступенчатого вентилятора схемы К+СА при различных расходах.

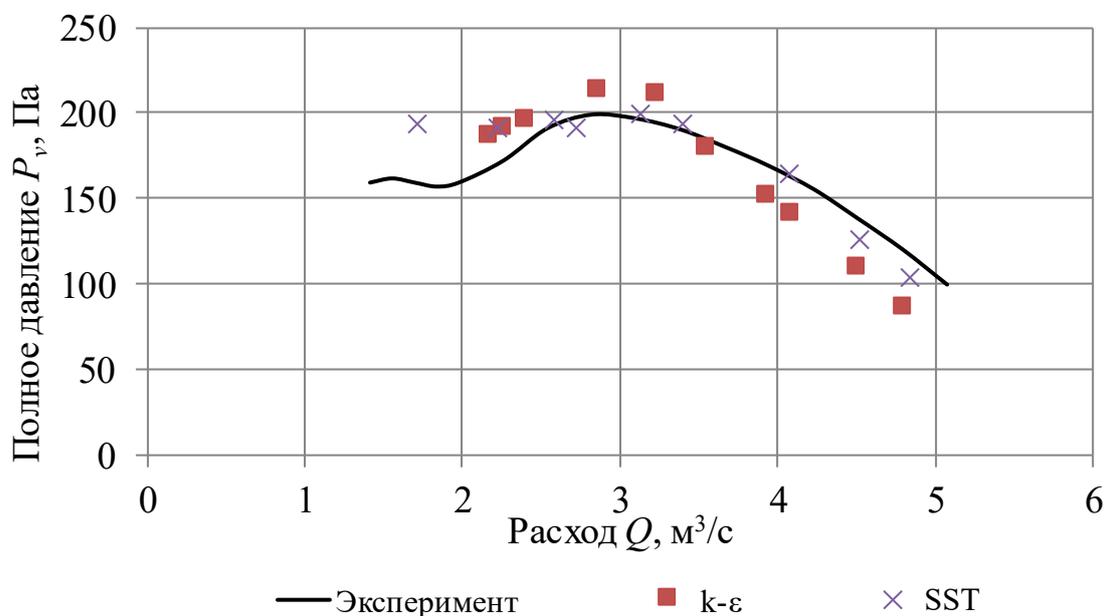


Рис. 2. Экспериментальные и вычисленные значения полного давления вентилятора ОВ-103 схемы К+СА в реверсивном режиме работы при различных расходах

Также, в ANSYS CFX были определены значения полного давления для ряда значений расхода в области устойчивой работы двухступенчатого вентилятора, выполненного по схеме ОВ-103 К+СА+К+СА. Но, в отличие от одноступенчатой схемы, здесь для расчета была использована только  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности. В результате получена аэродинамическая характеристика, показанная на рис. 3.

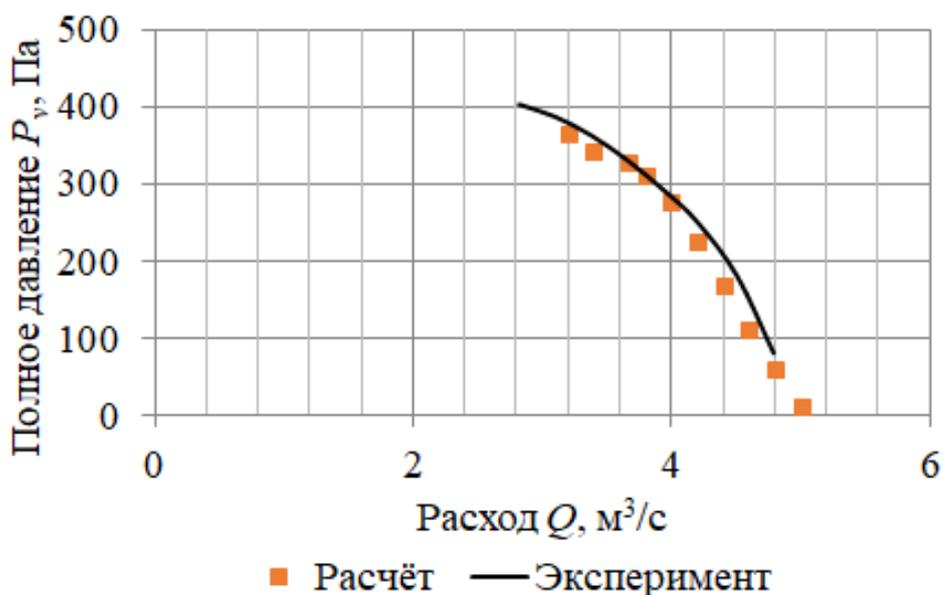


Рис. 3. Аэродинамическая характеристика реверсивного режима двухступенчатого вентилятора ОВ-103, К+СА+К+СА

Также для двухступенчатого вентилятора получено распределение осевой скорости потока по длине лопатки в выходном сечении для значений расхода 3, 4 и 5 м³/с (рис. 4.).

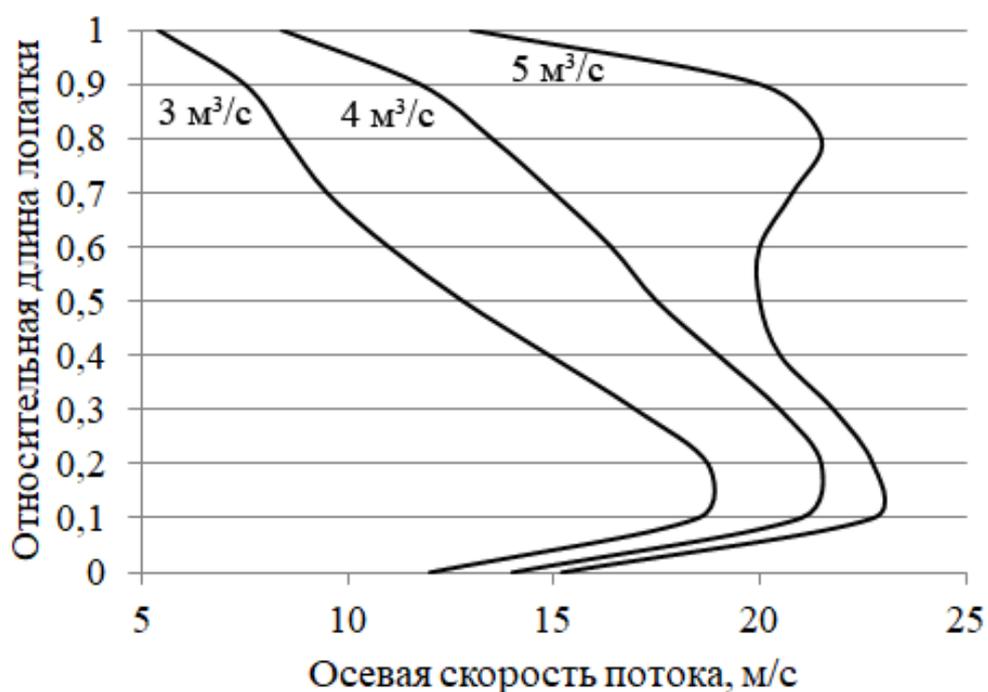


Рис. 4. Распределение осевой скорости потока по длине лопатки в выходном сечении при разных расходах для реверсивного режима схемы К+СА+К+СА

## **Обсуждение**

В области устойчивой реверсивной работы вентилятора схемы К+СА (область расходов от 3 м<sup>3</sup>/с) полные давления, найденные с использованием SST модели турбулентности, оказались ближе к экспериментальным, чем вычисленные при применении  $k$ - $\epsilon$  модели (максимальная относительная разница с экспериментальным измерением в области устойчивой работы менее 10%). При этом последняя показала в этой области примерно одинаковый результат для разных граничных условий. Найденные с её использованием давления лежат ниже экспериментальной кривой. Однако, несмотря на меньшую точность расчёта, использование этой модели не лишено смысла, поскольку, во-первых, она менее требовательна к вычислительным ресурсам и решение производится быстрее, что особенно ценно если нужно проводить многочисленных расчёты, например, для решения задач оптимизации, а во-вторых, полученный результат достаточно близок к экспериментальным измерениям (максимальная относительная разница составляет ~30%). Вероятно, что внесение каких-либо изменений в расчётную модель позволит улучшить результат расчёта.

Полученные для двухступенчатой схемы К+СА+К+СА значения полного давления с применением  $k$ - $\epsilon$  модели в области устойчивой работы демонстрируют лучшую точность (относительная разность с экспериментом менее 10%) по сравнению с расчётом одноступенчатой схемы.

Распределение осевых скоростей в выходном сечении показывает, что поток в области меньших расходов, имеют большую скорость ближе к втулке. Такое распределение не характерно для прямого режима вентилятора, если он спроектирован на постоянную циркуляцию по длине лопаток. Обычно в этом случае наблюдается противоположная картина – при меньших расходах осевая скорость потока увеличивается к корпусу.

## **Заключение**

В результате численного моделирования течения воздушного потока в осевом вентиляторе, выполненном по схеме ЦАГИ ОВ-103, работающего в реверсивном режиме, были получены зависимости полного давления от расхода. Для одноступенчатого вентилятора схемы К+СА наилучший результат показал расчёт с использованием SST-модели турбулентности. Расчёт с использованием этой модели можно рекомендовать для оценки реверсивной характеристики осевого вентилятора в области устойчивой работы.

Расчет полного давления в области устойчивой работы двухступенчатого вентилятора, выполненного по схеме ЦАГИ ОВ-103 К+СА+К+СА, с использованием  $k$ - $\epsilon$  модели, дал результат, близкий к экспериментальному.

При рассмотрении распределении осевых скоростей потока на выходе из двухступенчатого вентилятора, работающего в реверсивном режиме, выявлено, что при малых расходах скорость увеличивается к втулке.

## **Благодарности**

Работа выполнена в рамках проекта ФНИ номер гос. регистрации № 21052500147-6

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности “Правила безопасности в угольных шахтах”. Сер. 05. Вып. 40. — М.: ЗАО “Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности”, 2017. — 198 с.
2. Брусиловский И.В., Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1986. – 288 с.
3. Левин Е.М. Эффективность реверсирования шахтных осевых вентиляторов изменением направления вращения. – Научные труды. М.: Изд-во Московского института радиоэлектроники и горной электромеханики, 1962 – с.125 - 135
4. Косых П.В. К определению аэродинамической характеристики шахтного осевого вентилятора при работе в реверсивном режиме // Интерэкспо Гео-Сибирь. 2021. Т. 2. № 3. С. 257-265.
5. Брусиловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. М.: Недра, 1978 – 198 с.
6. ANSYS CFX-Solver Theory Guide – Release 12.1 – 2009, ANSYS, Inc.
7. Пугачев П.В. Расчет и проектирование лопастных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопастных турбомашинах с использованием пакета ANSYS CFX: учеб. пособие / П.В. Пугачев, Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2016. – 120 с.
8. ГОСТ 10921-2017 ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ И ОСЕВЫЕ. Методы аэродинамических испытаний – М.: Стандартинформ, 2018 – 45 с.

© Д. О. Первухин, П. В. Косых, 2022