

УДК 519.688+629.7.035.7

## **Проблемы моделирования течения в осевых вентиляторах аэродинамических труб**

М.Х. Ву, С.А. Попов, Ю.А. Рыжов

### **Аннотация**

Изучена возможность применения современного программного комплекса по вычислительной гидродинамике (CFD - Computational Fluid Dynamics) для решения задач проектирования осевых вентиляторов. Показано, что применение Realizable  $k - \varepsilon$  модели турбулентности позволяет получить результаты лучше согласующиеся с данными эксперимента, чем для модели SST  $k - \omega$ . Исследовано влияние числа лопастей на расходно - напорные характеристики вентилятора заданной геометрии, а также применение второго рабочего колеса в целях повышения КПД осевого вентилятора.

**Ключевые слова:** осевой вентилятор; осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса; метод SIMPLEC, коэффициенты полного давления и производительности; КПД и коэффициент мощности вентилятора.

### **Введение**

В настоящее время в связи с программой развития современной авиационной техники до 2020г. и выполнением проектов по созданию “Green Aircraft”, “Самолет-2020”, возникают новые задачи по отработке технологий активного управления обтеканием и ламинаризации течения в пограничном слое летательного аппарата 21 века. Помимо развития математических моделей [1, 2] и методов вычислительной гидродинамики [3] возникает острая необходимость в создании современных испытательных стендов – аэродинамических труб с низким уровнем шума, низкой степенью турбулентных пульсация скорости и давления в потоке, равномерным распределением всех газодинамических параметров в рабочей части установки. До настоящего момента в дозвуковых аэродинамических трубах такой поток создается при помощи осевых вентиляторов, расположенных за диффузором контура трубы [4]. Силовая установка таких труб, как правило, состоит из вентилятора и

электромотора постоянного тока. Отсутствие в прошлом электромоторов, сохраняющих высокий крутящий момент и мощность при малых частотах вращения, приводило к необходимости использования вентиляторов, работающих при высоких оборотах рабочего колеса. Такие вентиляторы имеют существенно высокий уровень шума и максимальный КПД, учитывая типовое расположение вентилятора, не более 0.7 [4]. Шумы при этом негативно влияют на параметры турбулентности в рабочей части установки, провоцируя явление ламинарно-турбулентного перехода на обтекаемых поверхностях [5]. Широко известными примерами таких вентиляторов являются вентиляторы ЦАГИ ОВ-23, ОВ-109, ОВ-121 [6]. Несмотря на большой объем выполненных в ЦАГИ исследований [6, 7, 8], вопросы, связанные с детальным определением поля скорости и завихренности, турбулентных пульсаций за перечисленными вентиляторами не достаточно отражены в современной литературе в т.ч. и в связи с отсутствием в то время развитых CFD пакетов и методов экспериментальных исследований подобных PIV - методу [9]. Эта работа направлена на частичное устранение описанных пробелов.

### **Постановка задачи**

В работе выполнено моделирование течений несжимаемой вязкой среды на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса около нескольких характерных компоновок осевых вентиляторов. В качестве исходных компоновок рассмотрены вентилятор ОВ-23 ЦАГИ [6] и перспективный вентилятор из US патента [10]. Исследовались вопросы влияния числа лопастей рабочего колеса вентилятора при их равной площади, формы кока и применения второго рабочего колеса на расходно-напорные характеристики и КПД вентиляторов.

Было рассмотрено несколько задач:

– Первая задача: моделирование течения в проточной части вентилятора ЦАГИ ОВ-23. Вентилятор имел диаметр  $D = 0.7$  м, относительный диаметр втулки  $\bar{d} = 0.35$  и 4 лопасти, см. рис. 1. Вращение рабочего колеса осуществлялось с угловой скоростью 1200 об/мин.

– Вторая задача: моделирование течения в проточной части модифицированного вентилятора, полученного на основе геометрии ОВ-23, с увеличенным в два раза числом лопастей

при уменьшении длины хорды лопасти в 2 раза. Угловая скорость оставалась без изменения и составляла также 1200 об/мин. При моделировании течения в проточной части вентиляторов ЦАГИ с высокой достоверностью воспроизводилась геометрия камеры с наддувом, используемой в ЦАГИ для исследований основных характеристик осевых вентиляторов и геометрия входного коллектора вместе с основными физическими параметрами в камере из работы [7].

– Третья задача: моделирование течения в проточной части перспективного вентилятора из патента [10]. Вентилятор с диаметром рабочего колеса также  $D = 0.7$  м и относительным диаметром втулки  $\bar{d} = 0.5$  имел 4 лопасти, вращающиеся с угловой скоростью 1200 об/мин. В этой задаче были рассмотрены случаи вентилятора одноступенчатого (одно колесо) и двухступенчатого (два рабочих колеса) вентилятора, колеса которого вращались в одну сторону.

В рассмотренных задачах помимо анализа расходно-напорных характеристик были изучены вопросы достоверности результатов численного моделирования на основе сравнения полученных данных с имеющимся экспериментом, а также вопросы равномерности полей скорости и параметров турбулентности потока в проточной части канала вентиляторов.

Воздух полагался несжимаемой сплошной средой с постоянной вязкостью  $\mu = 1.789 \cdot 10^{-5}$  кг/(м·с), поскольку максимальная окружная скорость не превышала значения 44 м/с. При решении задач использовалась сложная вращающаяся система координат,

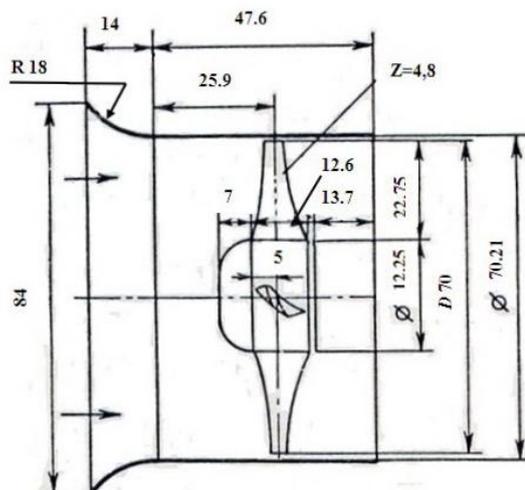


Рис.1. Аэродинамическая схема осевого вентилятора ОВ-23.

изображенная на рис. 2. В качестве моделей турбулентности использовались SST  $k - \omega$  и Realizable  $k - \varepsilon$  модели.

### Основные уравнения

При моделировании течения в окрестности вентилятора использовалась подвижная вращающаяся система координат, приведенная на рис. 2. В общем случае такая система может перемещаться в пространстве с линейной скоростью  $\vec{v}_t$  и вращаться относительно неподвижной системы с угловой скоростью  $\vec{\omega}$ . Начало подвижной системы находится на радиус-векторе  $\vec{r}_0$ . Ось вращения определяется единичным вектором направления  $\vec{a}$  так, что вектор угловой скорости вращения равен

$$\vec{\omega} = \omega \cdot \vec{a}.$$

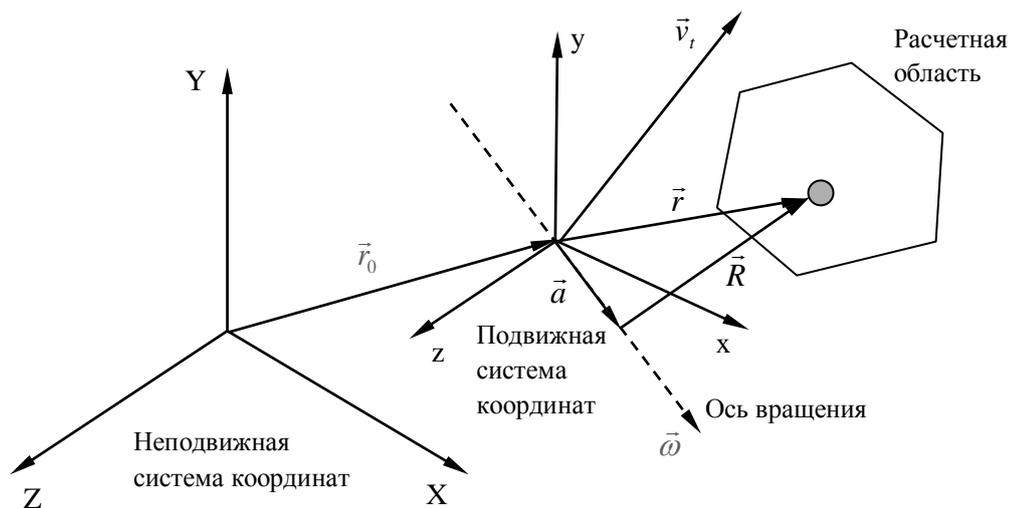


Рис.2. Используемые системы координат.

Расчетная область определяется по отношению к подвижной системе координат и точки этой области задаются радиус-вектором  $\vec{r}$ . При этом скорость движения жидких частиц по отношению к подвижной системе координат определяется как

$$\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{u}_r,$$

где  $\vec{u}_r = \vec{v}_t + \vec{\omega} \times \vec{r}$  - скорость движущейся системы относительно неподвижной инерциальной системы отсчета,  $\vec{v}$  - абсолютная скорость жидкой частицы. В общем случае вектора  $\vec{\omega}$  и  $\vec{v}_t$  могут быть функциями времени.

В рассматриваемых задачах подвижная система координат и расчетная область вводятся только в непосредственной близости от вращающегося рабочего колеса. Неподвижная часть расчетной области приходится на камеру, входной коллектор и спрямляющий аппарат, если он есть. При этом размеры рабочей камеры намного превосходят габариты подвижной части расчетной области. В этом случае для моделирования движения жидкости могут быть использованы уравнения Рейнольдса записанные как в относительной, так и в абсолютной системе координат. Во втором случае эти уравнения выглядят следующим образом:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \text{ - уравнение неразрывности;}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho [\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \bar{\tau} + \vec{F} \text{ - уравнение переноса количества}$$

движения;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}_r H + p \vec{u}_r) = \vec{\nabla} \cdot (\lambda \vec{\nabla} T + \bar{\tau} \cdot \vec{v}) \text{ - уравнение переноса энергии,}$$

где  $\bar{\tau} = \mu \left[ \left( \vec{\nabla} \otimes \vec{v} + \vec{\nabla} \otimes \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \vec{\nabla} \cdot \vec{v} I \right]$  - тензор напряжений,  $\lambda$  - коэффициент

теплопроводности;  $E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}$ ,  $H = E + \frac{p}{\rho}$  - полные энергия и энтальпия единицы массы

жидкости. В этой формулировке сила Кориолиса и центробежное ускорение могут быть представлены одним слагаемым  $\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)$ .

### Используемые модели турбулентности

В расчетах были использованы две модели турбулентности: SST  $k - \omega$  [11], Realizable  $k - \varepsilon$  модель [12]. Уравнения переноса кинетической энергии  $k$  турбулентности и диссипации для Realizable  $k - \varepsilon$  модели в неподвижной системе координат выглядят следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \vec{\nabla} \cdot (\rho k \vec{v}) = \vec{\nabla} \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \vec{\nabla} \cdot k \right] + G_k - \rho \varepsilon,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \varepsilon \vec{v}) = \vec{\nabla} \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \vec{\nabla} \cdot \varepsilon \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}},$$

где

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}.$$

В этих уравнениях слагаемое  $G_k = \mu_t S^2$  отвечает за генерацию турбулентной кинетической энергии за счет градиента осредненной скорости потока,  $C_1$  и  $C_2$  - постоянные модели,  $\sigma_k$  и  $\sigma_\varepsilon$  - турбулентные числа Прандтля для  $k$  и  $\varepsilon$ , соответственно.

Как и в других моделях, коэффициент турбулентной вязкости вычисляется из

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Различие между Realizable  $k - \varepsilon$  моделью и стандартной моделью, а также моделью RNG заключается в том, что коэффициент  $C_\mu$  более не является постоянным, а вычисляется с помощью следующих соотношений:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{kU^*}{\varepsilon}}, \quad \text{где } U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \text{ и}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k;$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k,$$

где  $\bar{\Omega}_{ij}$  - тензор осредненной скорости вращения в движущейся системе отсчета с угловой скоростью  $\omega_k$ . Недостающие константы модели  $A_0$ ,  $A_S$  и др. см. [12].

Видно, что коэффициент  $C_\mu$  является функцией компонент тензора напряжений и осредненной скорости вращения, угловой скорости вращения системы координат, а также параметров турбулентности потока  $k$  и  $\varepsilon$ .

### Метод решения

Для случая установившегося течения жидкости уравнение неразрывности и уравнение переноса количества движения имеют вид:

$$\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v}_r = 0,$$

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho [\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \bar{\tau} + \vec{F}.$$

Проинтегрировав эти уравнения по контрольному объему  $V$ ,

$$\int_V \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{v}_r dV = 0,$$

$$\int_V \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) dV + \int_V \rho [\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] dV = - \int_V \vec{\nabla} p dV + \int_V \vec{\nabla} \bar{\tau} dV + \int_V \vec{F} dV$$

и воспользовавшись формулой Остроградского-Гаусса, получим:

$$\oint \rho \vec{v}_r \cdot \vec{n} dA = 0, \quad (1)$$

$$\oint \rho \vec{v}_r \cdot \vec{v} \vec{n} dA + \int_V \rho [\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] dV = - \oint p I \vec{n} dA + \oint \vec{\tau} \vec{n} dA + \int_V \vec{F} dV. \quad (2)$$

Здесь  $A$  - поверхность, ограничивающая данный объем  $V$ ,  $\vec{n}$  - вектор внешних нормалей к поверхности,  $I$  - единичная матрица. Аналогичные соотношения могут быть получены и для уравнений переноса параметров турбулентности  $k$  и  $\varepsilon$ .

Чтобы получить дискретный аналог уравнения (1) оно может быть приближенно проинтегрировано по контрольному объему, см. рис. 3,

$$\sum_f^{N_{faces}} J_f A_f = 0, \quad (3)$$

где  $J_f = \rho v_{rn_f}$  - массовый расход через грань  $f$ ,  $v_{rn_f}$  - проекция вектора скорости  $\vec{v}_r$  на направление нормали  $\vec{n}$  к грани  $f$ ,  $N_{faces}$  - число поверхностей, охватывающих контрольный объем  $V$ .

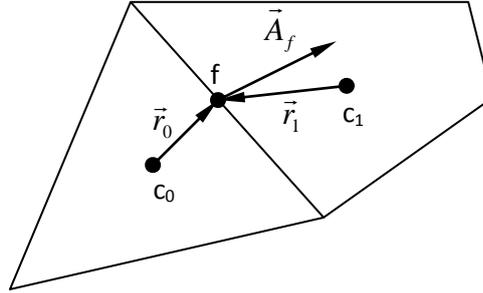


Рис.3. Контрольный объем.

Так же как и для уравнения (1), используя теорему о среднем, может быть получен дискретный аналог уравнения переноса импульса (2). Например, если  $\vec{v} = \vec{i}u + \vec{j}v + \vec{k}w$  и  $\vec{n} = \vec{i}n_x + \vec{j}n_y + \vec{k}n_z$ , то для проекции этого уравнения на ось  $x$  будем иметь:

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f v_{rn_f} u_f A_f = - \sum_f^{N_{faces}} p_f n_x A_f + \sum_f^{N_{faces}} (\bar{\tau}_{xx} n_x + \bar{\tau}_{xy} n_y + \bar{\tau}_{xz} n_z)_f A_f - \rho [\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)]_x V + F_x V. \quad (4)$$

Аналогичным образом могут быть преобразованы уравнения для параметров турбулентности потока  $k$  и  $\varepsilon$ .

Дискретный аналог уравнения переноса импульса (2) содержит неизвестные компоненты проекций скорости в центрах ячеек, а также неизвестные значения этих величин в соседних ячейках  $u_k$ . Это уравнение, вообще говоря, нелинейно относительно этих переменных. В линеаризованной форме проекция этого уравнения на ось  $x$  (4) может быть записано в общем виде

$$a_{c_0} u = \sum_k a_{c_k} u_{c_k} + \sum_f p_f n_x A_f + S, \quad (5)$$

Индекс “ $k$ ” относится к соседним ячейкам,  $a_{c_0}$  и  $a_{c_k}$  - линеаризованные коэффициенты для  $u$  и  $u_{c_k}$ ,  $p_f$  - давление на поверхности контрольной ячейки,  $S$  - некоторая константа. Число соседей для каждой ячейки зависит от топологии сетки, но, как правило, оно равно числу граней прилегающих ячеек (кроме граничных ячеек). Аналогичные уравнения можно записать для каждой ячейки в сетке. Это приводит к системе алгебраических уравнений с разреженной матрицей коэффициентов. Полученная система уравнений решается с помощью итерационного метода Гаусса-Зейделя в сочетании с алгебраическим многосеточным (AMG) методом [13].

Если известны поле давления и потоки массы через грани ячеек, уравнение (5) может быть решено относительно неизвестных компонент вектора скорости. Однако, поле давления и потоки массы не известны априори и должны быть получены в процессе решения задачи. В используемом расчетном методе давление и скорость хранятся в центрах каждой ячейки. При этом необходимы значение давления на гранях ячеек, как показано на рис. 3. Эти неизвестные величины определяются посредством интерполяции по параметрам в центрах ячейках расчетной сетки. В первом приближении значение давления на гранях ячеек расчетной сетки может быть получено с использованием весовых коэффициентов из уравнения переноса импульса, например как

$$p_f = \frac{p_{c_0}/a_{c_0} + p_{c_1}/a_{c_1}}{1/a_{c_0} + 1/a_{c_1}}. \quad (6)$$

Такой способ работает до тех пор, пока давление между центрами соседних ячеек изменяется достаточно гладко. Для определения массового расхода через грани ячеек сетки используется процедура, аналогичная предложенной в работе Рхи и Чоу [14]. В результате ее применения значения скорости в центрах смежных ячеек берутся с некоторыми весовыми коэффициентами, также входящими в уравнение переноса импульса.

$$J_f = \rho_f \frac{a_{c_0} v_{n,c_0} + a_{c_1} v_{n,c_1}}{a_{c_0} + a_{c_1}} + d_f \left[ (p_{c_0} + \bar{\nabla} p_{c_0} \bar{r}_0) - (p_{c_1} + \bar{\nabla} p_{c_1} \bar{r}_1) \right] = \hat{J}_f + d_f (p_{c_0} - p_{c_1}) \quad (7)$$

При использовании простой линейной интерполяции значения массовых расходов будут нефизичными из-за несогласованности этих значений с полем давления. Здесь  $p_{c_0}$ ,  $p_{c_1}$  и  $v_{n,c_0}$ ,  $v_{n,c_1}$  - давление и нормальные составляющие скорости с обеих сторон от поверхности  $f$  и  $\widehat{J}_f$  содержит влияние скорости в этих ячейках (рис. 3). Множитель  $d_f$  является функцией осредненных коэффициентов  $a_{c_k}$  по прилегающим к поверхности  $f$  ячейкам.

Согласование массовых расходов с полем давления осуществляется с привлечением уравнения переноса массы. В работе использовался так называемый полу-неявный метод для связанных через давление уравнений SIMPLE [15]. Если уравнение переноса импульса (5) решено на основе приближенного поля давления  $p^*$ , результирующий массовый расход  $J_f^*$ , вычисляемый по формуле (7)

$$J_f^* = \widehat{J}_f^* + d_f (p_{c_0}^* - p_{c_1}^*),$$

не удовлетворяет уравнению непрерывности. Добавим к расходу  $J_f^*$  некоторую поправку  $J'_f$ , чтобы результирующий расход

$$J_f = J_f^* + J'_f \quad (8)$$

удовлетворял уравнению неразрывности. SIMPLE алгоритм постулирует, что корректирующий расход  $J'_f$  записывается в виде:

$$J'_f = d_f (p'_{c_0} - p'_{c_1}), \quad (9)$$

где  $p'$  - коррекция давления  $p = p^* + p'$ . После подстановки уравнений (8) и (9) в дискретный аналог уравнения неразрывности (3) получается дискретное уравнение для коррекции давления

$$a_{c_0} p' = \sum_k a_{c_k} p'_{c_k} + b, \quad (10)$$

где источниковый член уравнения  $b = \sum_f^{N_{faces}} J_f^* A_f$ . Как только решение уравнения (10)

получено, давление в ячейках корректируется

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (11)$$

$\alpha_p$  - коэффициент нижней релаксации и

$$J_f = J_f^* + d_f (p'_{c_0} - p'_{c_1}). \quad (12)$$

В используемом в настоящей работе методе SIMPLEC [16] множитель  $d_f$  является функцией от  $(\overline{a_{c_0} - \sum_k a_{c_k}})$ .

### Полученные результаты и их анализ

При решении первой задачи исследовались вопросы сеточной сходимости, на основе чего было принято решение ограничиться общим числом расчетных ячеек от 2 до 4 млн. При этом сетка сгущалась в непосредственной близости от граничных поверхностей проточного канала и около лопастей рабочего колеса. Твердотельная модель рабочего колеса вентилятора ЦАГИ ОВ-23 и фрагмент расчетной сетки приведены на рис. 4 и 5.

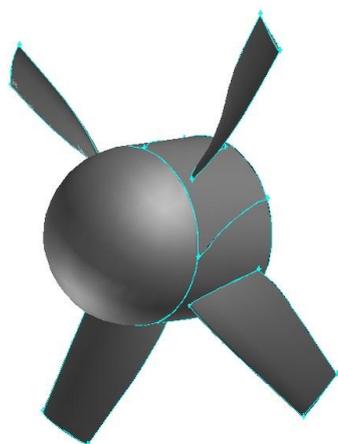


Рис.4. Твердотельная модель вентилятора ОВ-23.

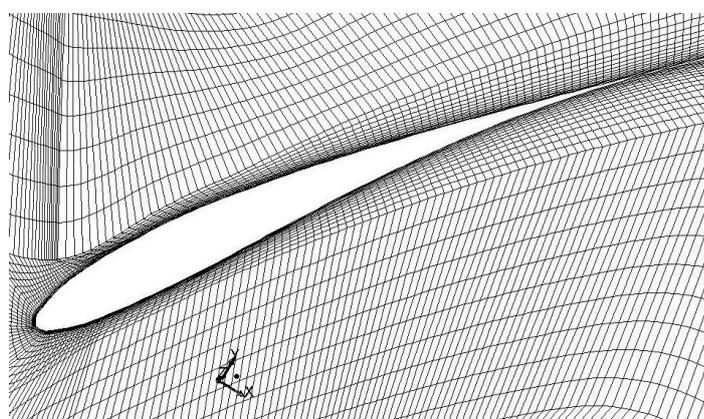


Рис.5 Фрагмент расчетной сетки в окрестности лопасти вентилятора ОВ-23.

Характерная величина безразмерного параметра  $y^+$ , характеризующего размер пристеночных ячеек, располагалась в диапазоне  $10 < y^+ < 200$ , что является допустимым и соответствует области логарифмического закона стенки. Картина распределения линий тока в окрестности рабочего колеса вентилятора представлена на рис. 6. Эта картина дана в области, непосредственно прилегающей к вентилятору, без него (вентилятор есть, но невидим) и в его присутствии.

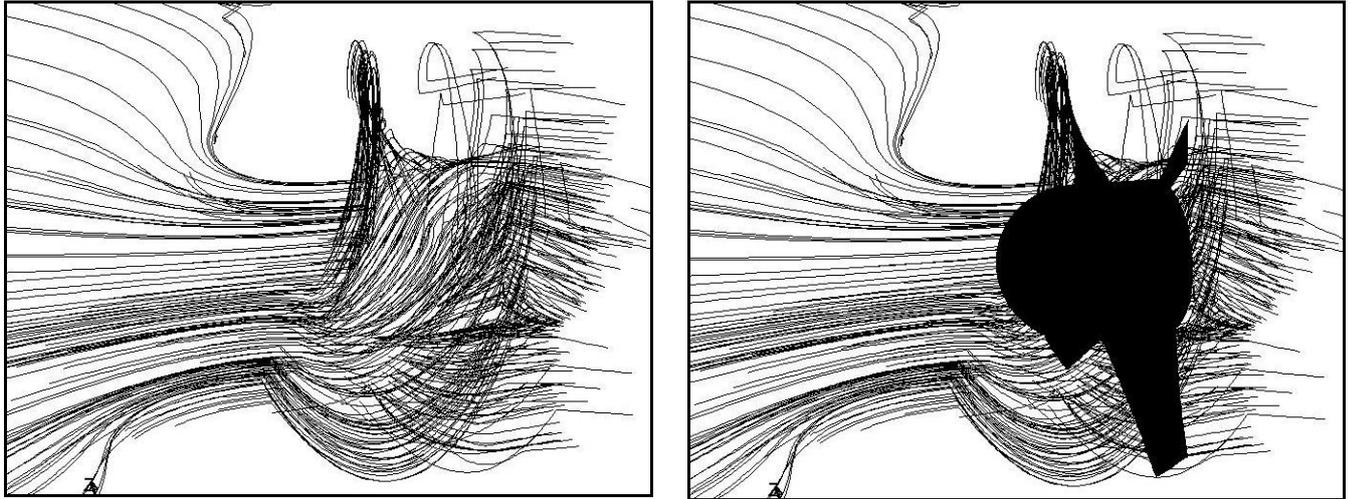


Рис.6. Картина линий тока в окрестности рабочего колеса ОВ-23.

Из приведенного распределения заметно, что возмущения от рабочего колеса вентилятора распространяются как вниз по потоку, так и в обратную сторону, что является характерным моментом для всех дозвуковых течений среды.

Распределение осевой и тангенциальной компонент скорости вдоль радиуса, перпендикулярного оси симметрии вентилятора в двух сечениях, расположенных за рабочим колесом на расстояниях  $x=0.1$  м и  $x=0.15$  м представлены на рис. 7 и 8. На рис. 7 заметно значительное нарушение равномерности осевой компоненты скорости вблизи втулки рабочего колеса вентилятора.

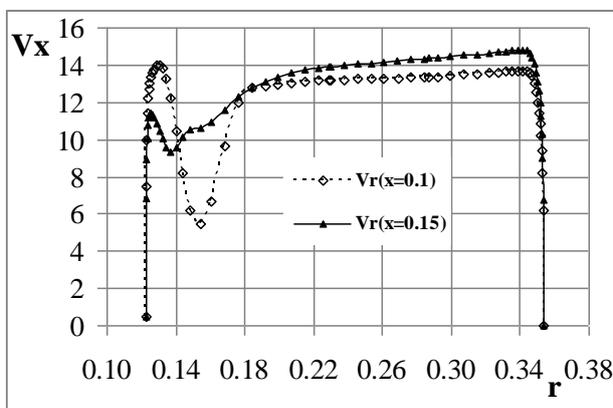


Рис.7. Распределение осевой компоненты скорости  $V_x$ .

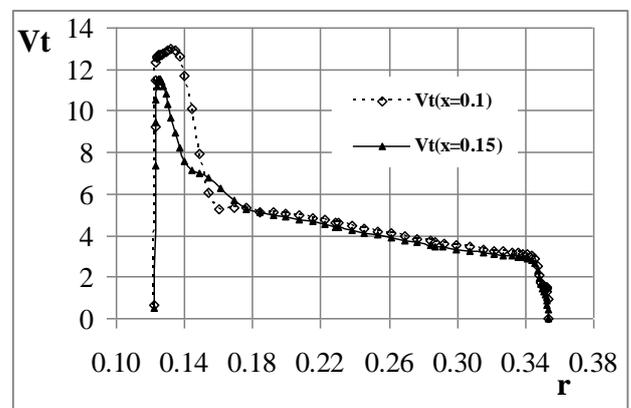


Рис.8. Распределение тангенциальной компоненты скорости  $V_t$ .

Распределение радиальной компоненты скорости и кинетической энергии турбулентности в тех же двух сечениях, расположенных за рабочим колесом вентилятора, представлены на рис. 9 и 10. При этом значительный прирост кинетической энергии турбулентности наблюдается в тех же местах, где в большей степени возмущена осевая компонента скорости

в проточной части канала вентилятора. Тангенциальная компонента скорости изменяется согласованно между двумя сечениями, а вот радиальная компонента меняет знак.

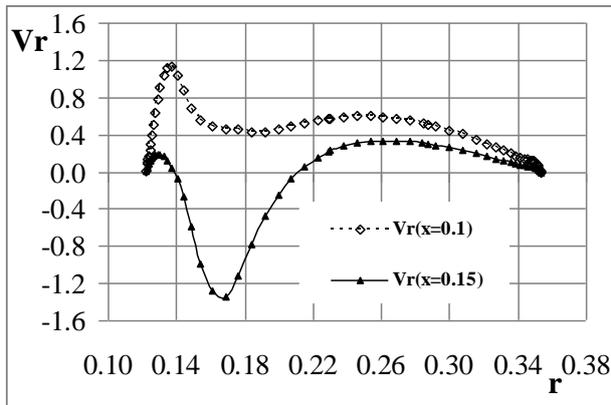


Рис.9. Распределение радиальной компоненты скорости  $V_r$ .

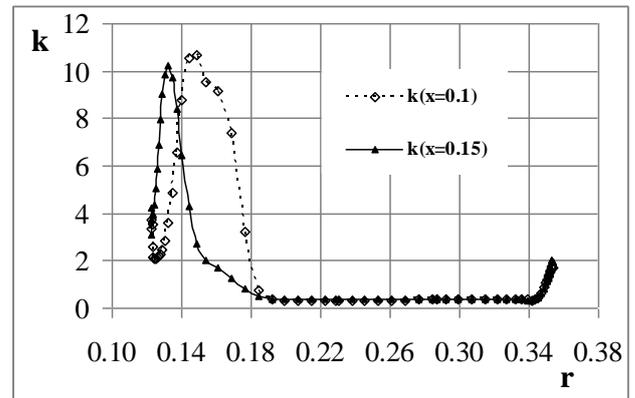


Рис.10. Распределение кинетической энергии турбулентности  $k$ .

Аналогичные характеристики для модифицированного под условия второй задачи вентилятора представлены на рис. 11 – 17. Расчетная сетка также имеет достаточное разрешение (рис. 12) вблизи лопаток измененного вентилятора.

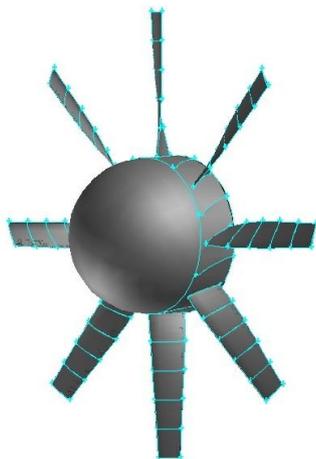


Рис.11. Твёрдотельная модель модифицированного вентилятора.

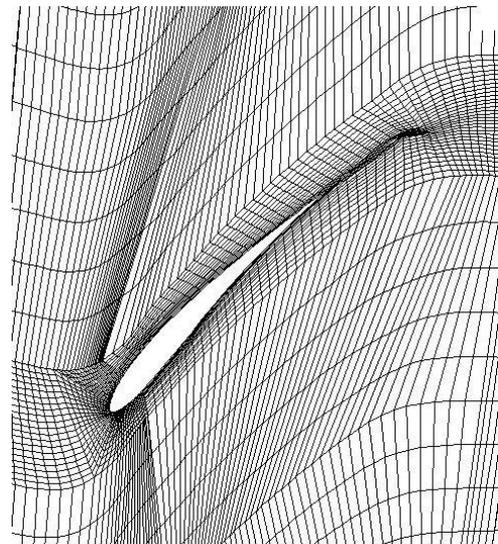


Рис.12. Фрагмент расчетной сетки в окрестности лопасти модифицированного вентилятора.

Из рис. 13, на котором представлена картина линий тока, заметно значительно меньшее воздействие вентилятора на входящий поток в области входного коллектора, а также в спутном следе за колесом вентилятора.

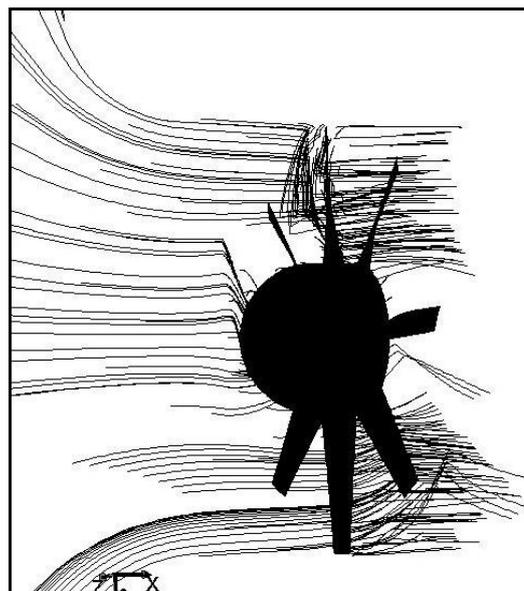
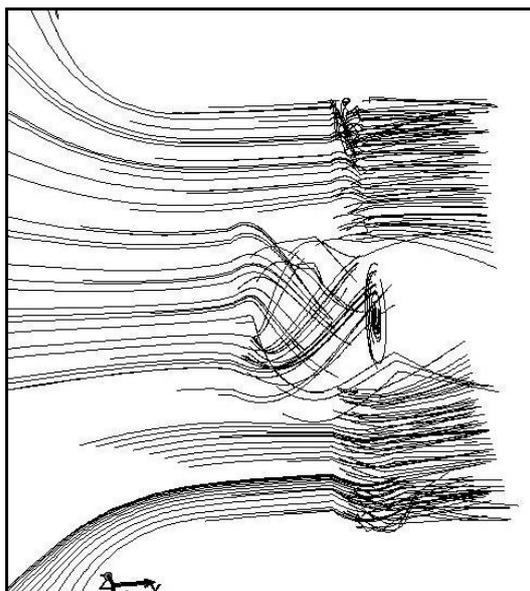


Рис.13. Картина линий тока в окрестности рабочего колеса модифицированного вентилятора.

Распределение осевой, тангенциальной и радиальной компонент скорости вдоль радиуса  $r$ , а также кинетической энергии турбулентности потока в двух сечениях, расположенных за рабочим колесом вентилятора на расстояниях  $x=0.1$  м и  $x=0.15$  м представлены на рис. 14 - 17. Из рис. 14 и 15 заметно более равномерное распределение осевой компоненты вектора скорости и существенно, почти в два раза меньшие, максимальные значения тангенциальной компоненты скорости.

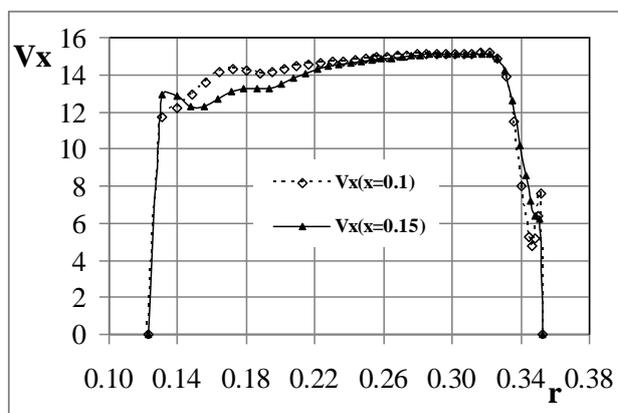


Рис.14. Распределение осевой компоненты скорости  $V_x$ .

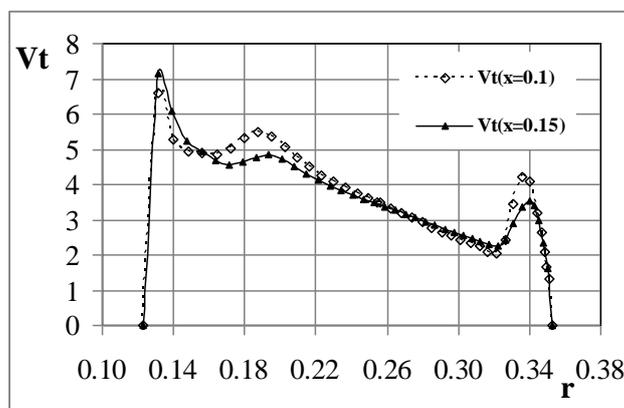


Рис.15. Распределение тангенциальной компоненты скорости  $V_t$ .

В то же самое время профиль радиальной составляющей вектора скорости изменяется более согласованно между двумя рассматриваемыми сечениями, а кинетическая энергия турбулентности имеет два выраженных максимума, один - в окрестности втулки вентилятора, а второй на внешних стенках проточного канала, в котором располагался вентилятор.

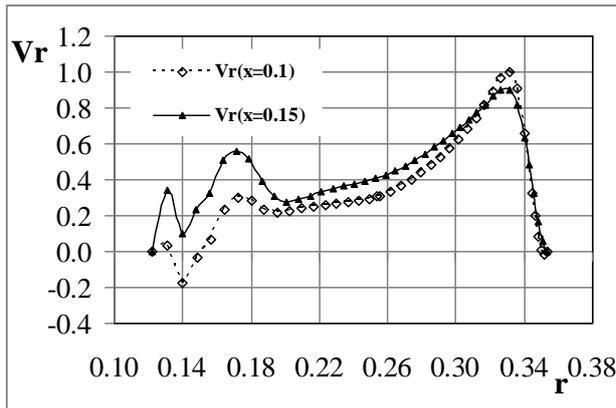


Рис.16. Распределение радиальной компоненты скорости  $V_r$ .

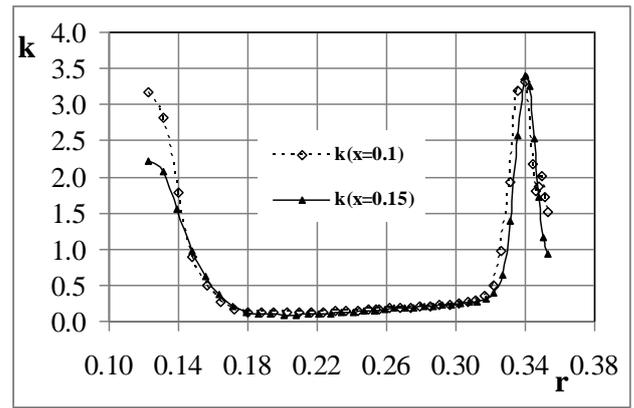


Рис.17. Распределение кинетической энергии турбулентности  $k$ .

По результатам численного моделирования были также построены интегральные характеристики исследуемых вентиляторов, такие как зависимости коэффициента полного давления  $\psi$  вентилятора коэффициента его производительности  $\varphi$ , определяемые по следующим формулам [7]:

$$\varphi = \frac{Q}{uF}; \psi = \frac{p_V}{\rho u^2}. \quad (13)$$

Здесь  $Q$  - расход воздуха через вентилятор  $\left[ \frac{m^3}{сек} \right]$ ,  $u = \frac{\pi D n}{60} \left[ \frac{m}{сек} \right]$  - окружная скорость вентилятора,  $n$  - частота вращения рабочего колеса вентилятора [об/мин],  $D$  - диаметр вентилятора [м],  $F$  - площадь поперечного сечения канала, где вентилятор располагается  $[m^2]$ ,  $p_V$  - разность полных давлений непосредственно за и перед вентилятором [Па].

Также были определены  $\eta$  - коэффициент полезного действия (КПД) вентилятора и коэффициент мощности  $\lambda$ , рассчитываемые по следующим соотношениям [7]:

$$\eta = \frac{p_V Q}{N}; \lambda = \frac{N}{\rho F u^3}, \quad (14)$$

где  $N$  - затрачиваемая мощность  $\left[ \frac{H \cdot m}{сек} \right]$ .

Из полученных и приведенных ниже на рис.18 - 20 графиков видно, что Realizable  $k-\varepsilon$  модель турбулентности (на рис. обозначена как "rke") для коэффициента полного давления дает более точные результаты по сравнению с моделью SST  $k-\omega$  (обозначена как "SSTkw"), а потому она предполагается для решения последующих задач. Разрыв на экспериментальной кривой вентилятора ОВ-23 (4 лопасти) в окрестности точки  $\varphi = 0.15$  связан с явлением срыва потока с лопастей вентилятора. При этом левая ветвь

экспериментальной кривой соответствует области орывного обтекания. При уменьшении хорды лопастей вентилятора в 2 раза и увеличении числа лопастей в 2 раза значительно уменьшается и коэффициент полного давления вентилятора. Это уменьшение происходит практически при равном динамическом напоре, что видно из сопоставления профилей осевой скорости обоих вентиляторов (рис. 7 и 14). Отсюда можно сделать вывод, что увеличение числа лопастей вентилятора при равной их суммарной площади выравнивает поле скорости и приводит к значительному, в данном случае примерно в 1.3 раза, снижению статического напора вентилятора. Коэффициент полезного действия вентилятора при этом падает, см. рис. 19. На рис. 19 обозначение “\_4” соответствует вентилятору с четырьмя лопастями, а обозначение “\_8” – модифицированному вентилятору с восьмью лопастями. На рис. 20 представлены результаты только для исходного вентилятора ОВ-23 с четырьмя лопастями.

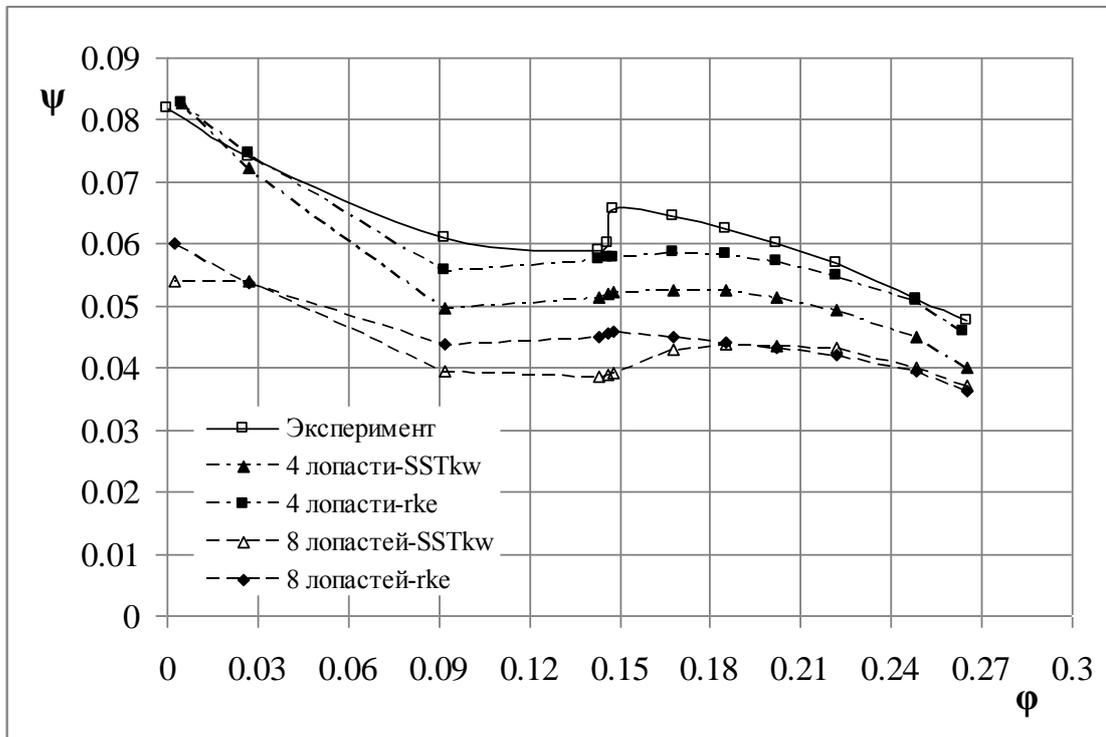


Рис.18. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности вентилятора.

КПД вентилятора и коэффициент мощности, полученные с использованием модели SST  $k-\omega$ , лучше согласуются с данными эксперимента [6], в том числе и в области отрывных течений  $\varphi < 0.15$ . Но общее расхождение между расчетными данными по исследуемым моделям турбулентности невелико, особенно в рабочей области течений.

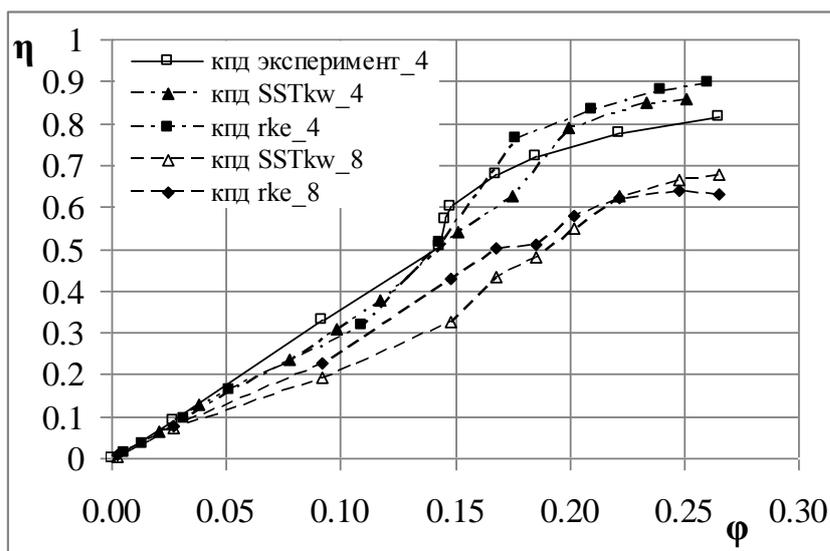


Рис.19. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности вентилятора.

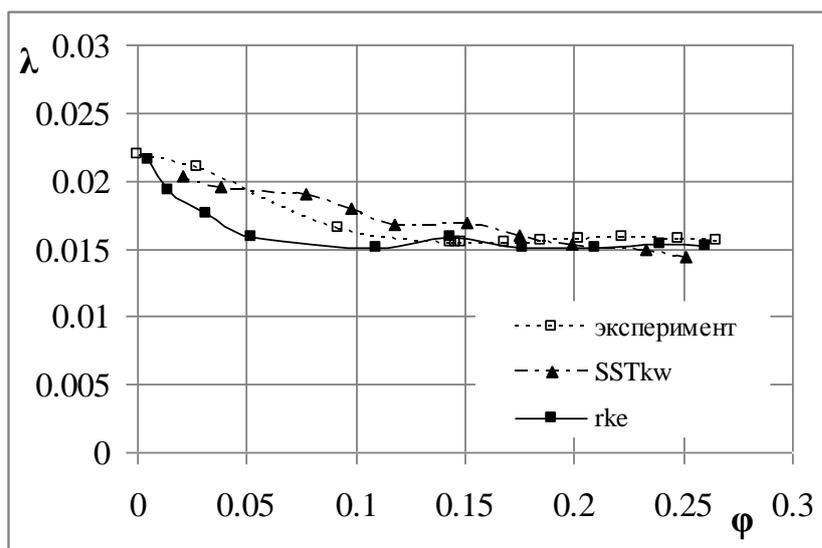


Рис.20. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности вентилятора.

Далее приведены результаты решения третьей задачи по моделированию течения в проточной части перспективного вентилятора из патента [10]. Твёрдотельные модели рабочих колес исследуемых вентиляторов и фрагменты расчетной сетки приведены на рис. 21, 22 и 28, 29. Рассматриваемый вентилятор существенно отличается от ОВ-23 как формой кока, диаметром втулки, профилем, так и формой лопасти. При этом, как видно из рис. 23, 24 и 30, 31, несмотря на более затупленную форму кока, этот вентилятор значительно менее возмущает набегающий поток и дает более равномерный, но наклонный профиль осевой

скорости. Увеличение величины средней осевой скорости вполне предсказуемо в силу большего поджатия проточного сечения вентилятора. В данном случае интересно, что использование более затупленной формы кока не привело к ухудшению картины его обтекания.

Одноступенчатый вентилятор.

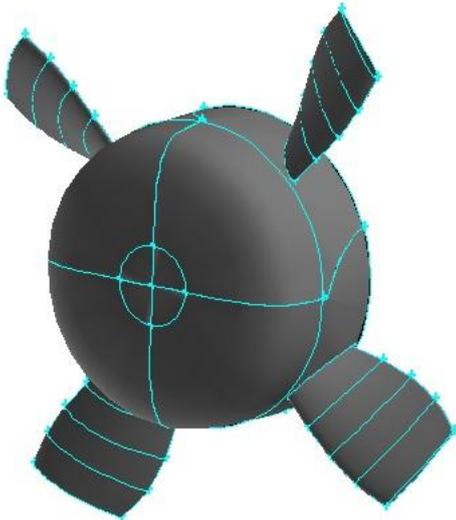


Рис.21. Твёрдотельная модель вентилятора с одним рабочим колесом.

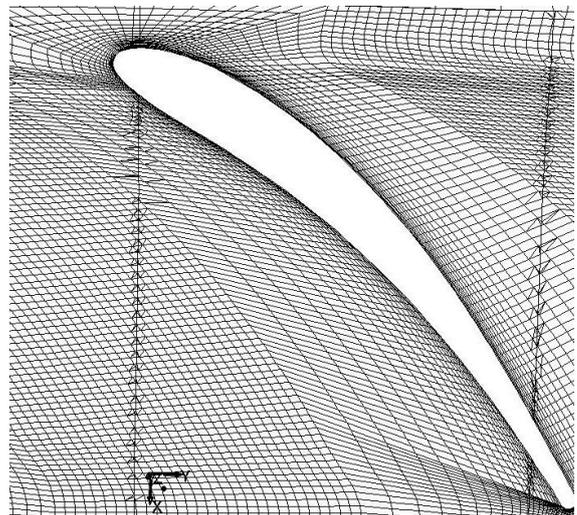


Рис.22. Фрагмент расчетной сетки в окрестности лопасти вентилятора.

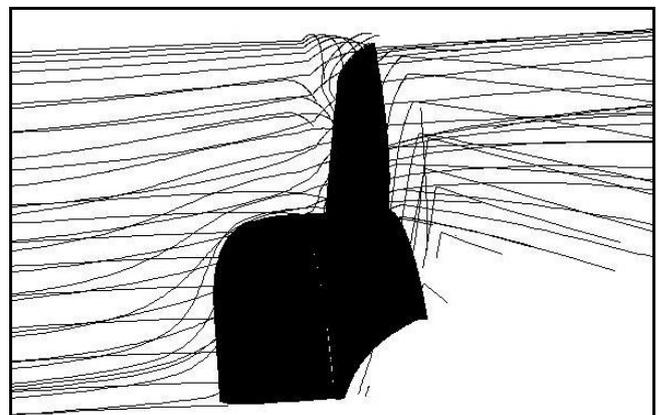
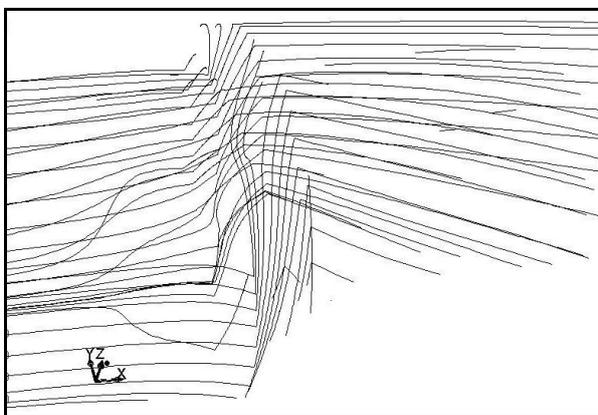


Рис.23. Картина линий тока в окрестности рабочего колеса вентилятора с одним рабочим колесом.

Распределение осевой, тангенциальной и радиальной компонент скорости вдоль радиуса  $r$ , а также кинетической энергии турбулентности потока в двух сечениях, расположенных за рабочим колесом вентилятора на расстояниях  $x=0.1$  м и  $x=0.15$  м представлены на рис. 24 – 27 и 31 - 34.

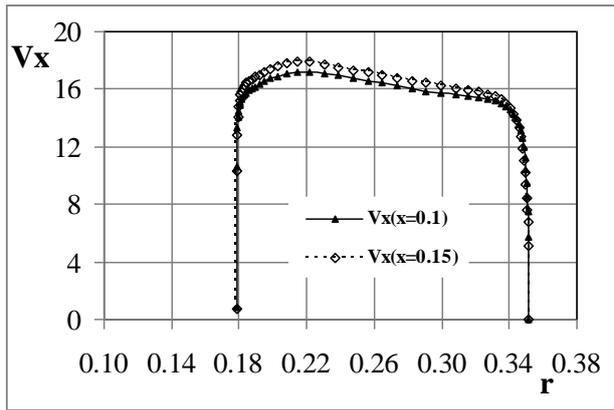


Рис.24. Распределение осевой компоненты скорости  $V_x$ .

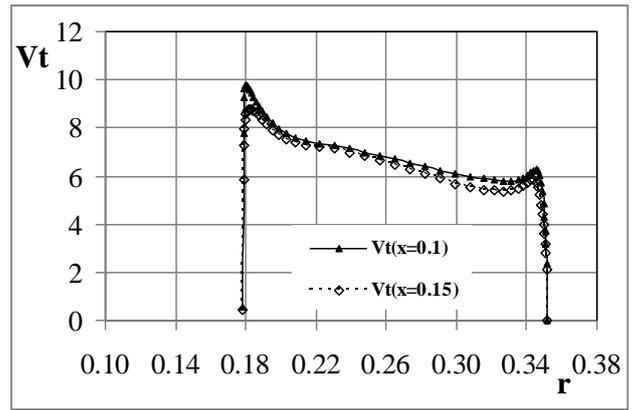


Рис.25. Распределение тангенциальной компоненты скорости  $V_t$ .

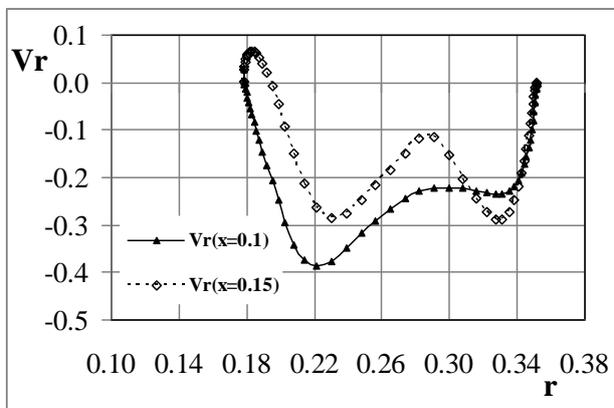


Рис.26. Распределение радиальной компоненты скорости  $V_r$ .

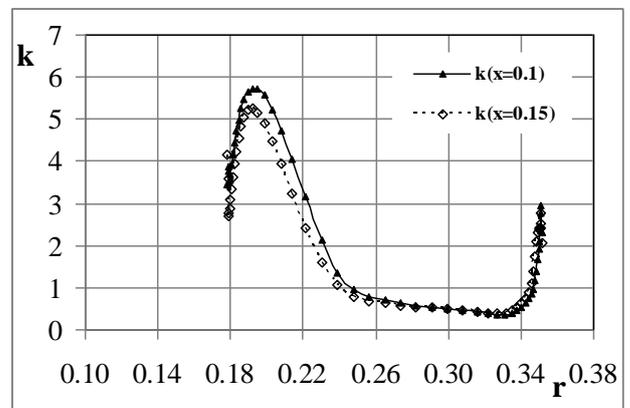


Рис.27. Распределение кинетической энергии турбулентности  $k$ .

Двухступенчатый вентилятор.

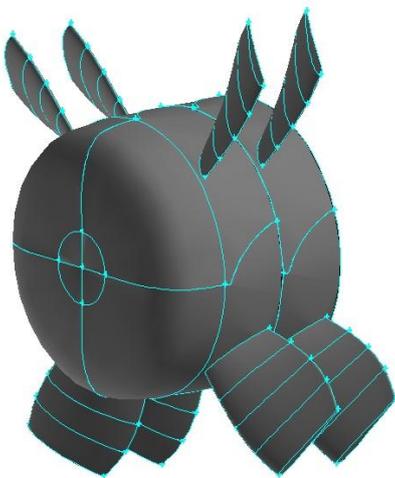


Рис.28. Твёрдотельная модель вентилятора с двумя рабочими колесами.

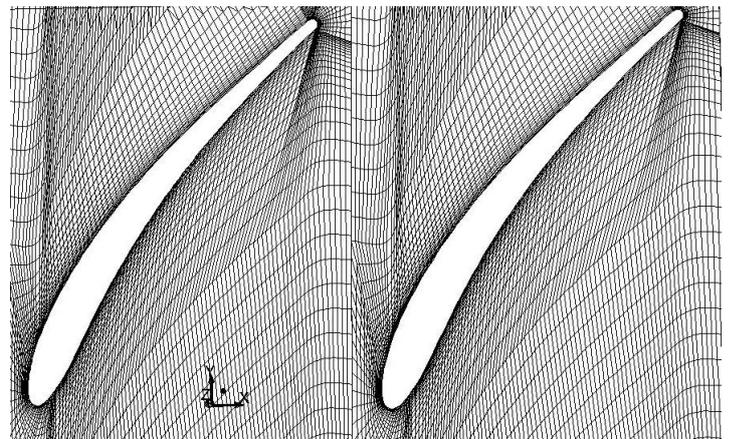


Рис.29. Фрагмент расчетной сетки в окрестности лопастей вентилятора.

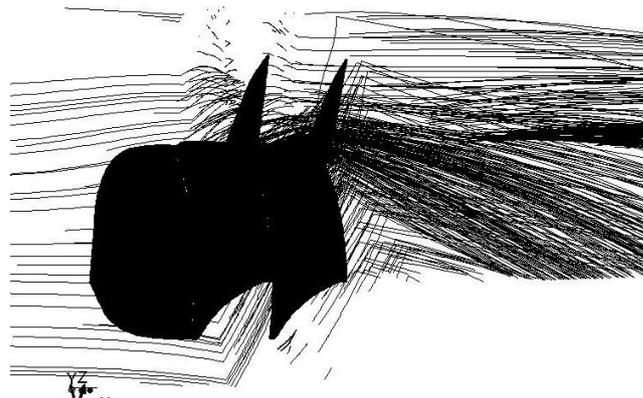
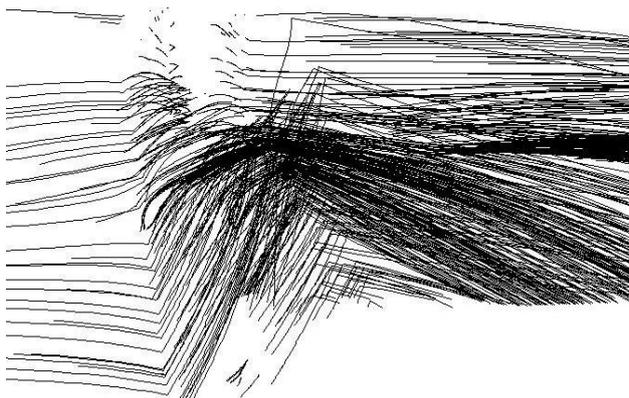


Рис.30. Картина линий тока в окрестности рабочего колеса вентилятора с двумя рабочими колесами

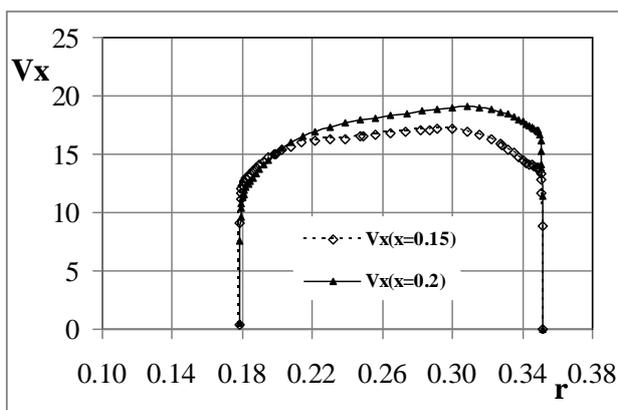


Рис.31. Распределение осевой компоненты скорости  $V_x$ .

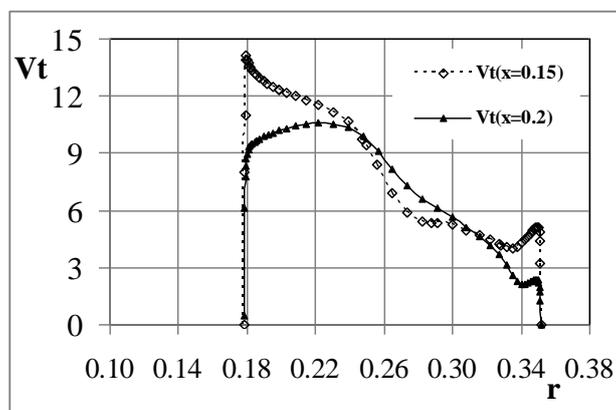


Рис.32. Распределение тангенциальной компоненты скорости  $V_t$ .

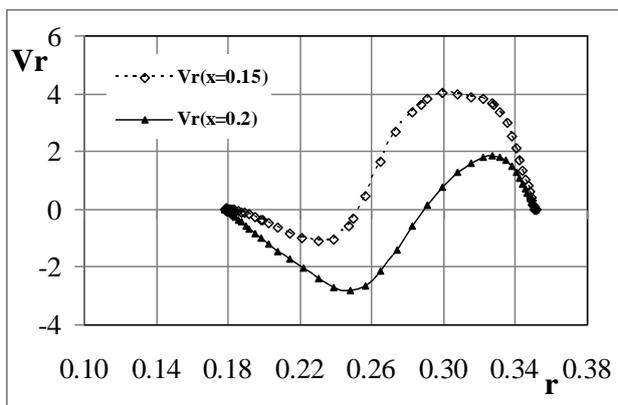


Рис.33. Распределение радиальной компоненты скорости  $V_r$ .

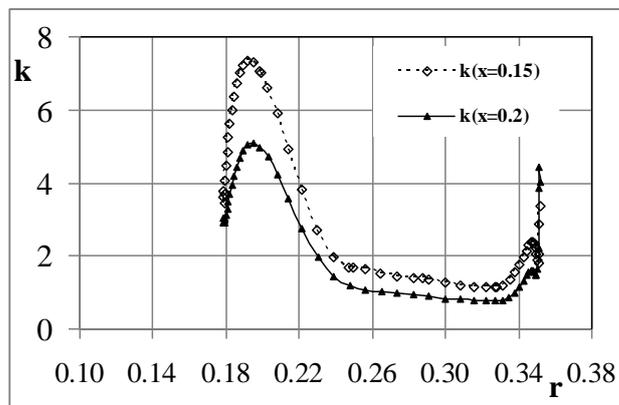


Рис.34. Распределение кинетической энергии турбулентности  $k$ .

Расходно-напорная характеристика исследуемых вентиляторов представлена на рис. 35. Исследуемый вентилятор даже в компоновке с одним рабочим колесом имеет примерно на 40% более высокие значения коэффициента полного давления. Применение второго рабочего колеса дополнительно увеличивает полный напор, создаваемый вентилятором, но при этом значительно увеличиваются и возмущения, вносимые им в поток. Увеличивается примерно на 10% и КПД вентилятора, см. рис. 36.

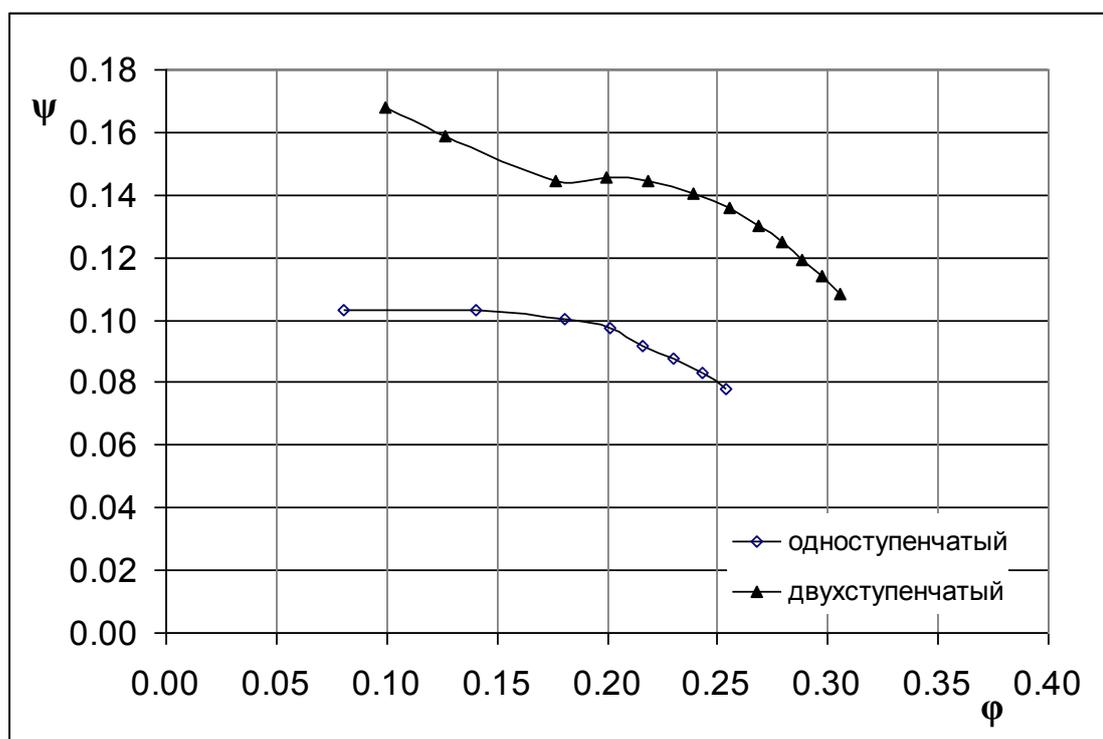


Рис.35. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности.

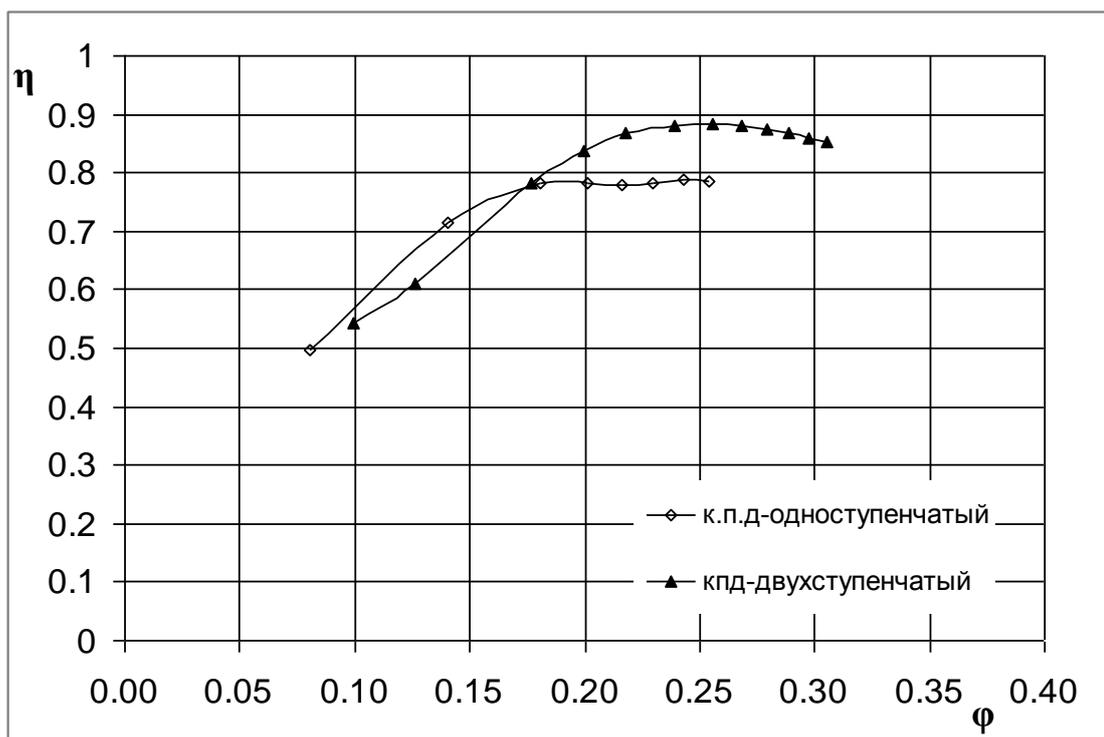


Рис.36. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности вентилятора.

### Заключение

Выполнена серия численных исследований нескольких характерных компоновок вентиляторов. Проведено тестирование используемой методики и программных средств, подтвердившее достоверность полученных результатов. В результате решенных задач установлено:

- Увеличение числа лопастей вентилятора при их постоянной суммарной площади приводит к уменьшению статического напора вентилятора при неизменной величине его динамического напора, что естественным образом приводит к уменьшению коэффициента полезного действия вентилятора.
- Уменьшение площади, формы проточного канала вентилятора (за счет изменения формы кока) и увеличение числа рабочих колес не принесло существенных улучшений в его характеристики.

В дальнейшем целесообразно выполнить серию исследований, направленных на решение задачи о снижении числа оборотов вентилятора при неизменной величине создаваемого им динамического напора и заданного полного давления вентилятора.

## Библиографический список

1. *Struchtrup H., Torrilhon M.* Regularization of Grad's 13-Moment-Equations: Derivation and Linear Analysis, *Phys. Fluids* 15/9, (2003), pp.2668-2680.
2. *Никитченко Ю.А.* Система моментных уравнений для многоатомных газов. – Полет. М.: Изд-во Машиностроение, 2010, N 11, С. 43-51.
3. *Попов С.А.* Моделирование течений сжимаемого газа на основе метода полных дифференциалов. – Математическое моделирование, 2005, том 17, N 3, С.99-119.
4. *Попов С.А., Игнатов Н.Е.* Проект вертикальной аэродинамической трубы ВТ-1 МАИ, Вестник МАИ, Журнал «Вестник Московского авиационного института» № 5, 2009 г., т. 16, с.5-16.
5. *Горев В.Н., Попов С.А., Козлов В.В.* Экспериментальное исследование возможности применения акустики для управления срывом потока на крыле летательного аппарата. ЭЖ Труды МАИ, №46, 2011, [www.mai.ru/science/trudy](http://www.mai.ru/science/trudy).
6. *Брусиловский И.В.* Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов, ЦАГИ. - М.: Недра, 1978, 195с.
7. *Брусиловский И.В.* Аэродинамика осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение, 1984, 240с.
8. *Брусиловский И.В.* Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. - М.: Машиностроение, 1986, 285с.
9. *Харитонов А.М.* Техника и методы аэрофизического эксперимента. - Новосибирск: НГТУ. Ч.2: Методы и средства аэрофизических измерений. – 2007, 455 с.
10. *P.J. Bradbury et al.* Axial Flow Fan Having Counter-Rotating Dual Impeller Blade Arrangement. United State Patent No US 6.565.334 B1, 20.05.2003, 41p.
11. *F.R. Menter.* Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal.* 32(8). 1598–1605. August 1994.
12. *T.-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu.* A New  $k - \varepsilon$  Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. - *Computers Fluids.* 24(3). 227–238. 1995.
13. *B.R. Hutchinson and G.D. Raithby.* A Multigrid Method Based on the Additive Correction Strategy. - *Numerical Heat Transfer.* 9. 511–537. 1986.
14. *C.M. Rhie and W.L. Chow.* Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation. - *AIAA Journal.* 21(11). 1525–1532. November 1983.

15. *S.V. Patankar and D.B. Spalding*. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows. - International Journal of Heat and Mass Transfer, 15, 1787-1806, 1972.
16. *J.P. Vandoormaal and G.D. Raithby*. Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows. - Numer.Heat Transfer, 7, 147–163, 1984.

### **Сведения об авторах**

Ву Мань Хиеу, аспирант Московского авиационного института (национального исследовательского университет), тел.: +7 967-068 20 66, e-mail: [manhhieu1611@mail.ru](mailto:manhhieu1611@mail.ru)  
Попов Сергей Александрович, доцент Московского авиационного института (национального исследовательского университета, к.ф.-м.н., тел.: 499-728 10 23, e-mail: [flowmech@mail.ru](mailto:flowmech@mail.ru)  
Рыжов Юрий Алексеевич, профессор Московского авиационного института (национального исследовательского университета, академик РАН, д.т.н., тел.: +7 495-760 60 27