

**МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ  
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)**

---

На правах рукописи

ВУ МАНЬ ХИЕУ

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВЯЗКОГО  
ГАЗА В ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ С ЛОПАТКАМИ  
ОБРАТНОЙ СТРЕЛОВИДНОСТИ: МЕТОДИКА,  
РЕЗУЛЬТАТЫ И ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ**

Специальность: 05.07.01-“Аэродинамика и процессы теплообмена  
летательных аппаратов”

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва-2013

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

**Научный руководитель:** кандидат физико-математических наук,  
доцент МАИ Попов Сергей Александрович

**Официальные оппоненты:** доктор технических наук, профессор, декан  
факультета “двигатели ЛА” МАИ (НИУ)  
Агульник Алексей Борисович

кандидат технических наук,  
советник по научным разработкам  
ЗВО “ИННОВЕНТ”  
Московко Юрий Георгиевич

**Ведущая организация:** Институт теоретической и прикладной  
механики им. С.А. Христиановича СО РАН.

Защита диссертации состоится « 26 » июня 2013 года в 12 часов на заседании Диссертационного совета ДС 212.005.02 в Московском авиационном институте по адресу: 125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское ш., д. 4, МАИ, в аудитории 302ГАК.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского авиационного института.

Автореферат разослан « 24 » мая 2013 г.

Ваш отзыв в 2-х экземплярах, заверенный гербовой печатью, просим направлять по адресу: 125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское ш., д. 4, МАИ, учёному секретарю Диссертационного совета ДС 212.005.02.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
кандидат технических наук, доцент

Семенчиков Н.В.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

*Актуальность проблемы.* Осевой вентилятор - аэродинамическая лопаточная машина, которая является неотъемлемой частью многих стационарных и транспортных машин, технологических установок и устройств, применяемых в различных областях техники. Требования к вентиляторам непрерывно изменяются с появлением новых объектов и технологических процессов. При этом не всегда представляется возможным использовать выпускаемые вентиляторы или даже положить в основу разрабатываемых вентиляторов известные аэродинамические схемы. Возникает необходимость создания вентилятора новой аэродинамической схемы, обеспечивающей получение заданных аэродинамических, акустических, весовых и габаритных параметров при высоком КПД. Максимальное удовлетворение таких взаимоисключающих требований возможно на основе достоверной качественной и количественной информации о физических процессах, имеющих место в конкретном устройстве.

До сих пор в дозвуковых аэродинамических трубах такой поток создается при помощи осевых вентиляторов, расположенных за диффузором трубы. Силовая установка таких труб, как правило, состоит из вентилятора и электродвигателя постоянного тока. Несмотря на большое значение пускового момента у таких электродвигателей вентиляторы вращаются на сравнительно высоких оборотах рабочего колеса (~1000 об/мин). Такие вентиляторы имеют относительно высокий уровень шума и максимальный КПД, учитывая типовое расположение вентилятора, не более 0.75. Шумы при этом негативно влияют на параметры турбулентности в рабочей части трубы, провоцируя явление ламинарно-турбулентного перехода на обтекаемых поверхностях. Широко известными примерами таких вентиляторов являются вентиляторы ЦАГИ ОВ-23, 109, 121.

Для того, чтобы повысить максимальный КПД и снизить уровень шума осевого вентилятора аэродинамической трубы мы можем изменить форму лопатки и снизить частоту вращения вентилятора. Использование лопаток нетрадиционных форм требует знаний структуры течения в межлопаточном канале, интегральных и локальных характеристик. В данный момент сведений о таких характеристиках недостаточно. Традиционные способы проектирования, использующие теорию подобия и эмпирические поправочные коэффициенты, не способны в полной мере учесть детали течения в проточной части вентилятора на разных режимах его работы. Это приводит к необходимости проведения дополнительного многопараметрического физического эксперимента с последующей доработкой вентиляторов при их изготовлении, то есть неизбежны большие материальные и временные затраты. В настоящее время для моделирования течения в технических устройствах сложной формы применяется более дешевый вычислительный эксперимент с применением целого ряда пакетов прикладных программ: STAR-CD, STAR-CCM+, ANSYS Fluent, NUMECA Fine/Turbo и др.. Численное моделирование позволяет оценить рабочие параметры и характеристики разрабатываемого вентилятора еще до его изготовления и внести необходимые изменения, а значит, сократить издержки производства. Однако при реализации данного метода встречаются дополнительные трудности, связанные с адекватностью используемых математических моделей, с корректным выбором вида аппроксимации членов уравнений, с построением расчетной сетки требуемого качества и со степенью детализации различных свойств течения. Исходя из этих соображений, определена основная цель работы: на основе методов математического моделирования и применения современных программных средств по вычислительной гидродинамике (CFD - Computational Fluid Dynamics) исследовать физические особенности течения и определить возможности использования вентиляторов с криволинейными лопатками обратной стреловидности по передней кромке в перспективных

аэродинамических трубах (АДТ). Отработать элементы методики проектирования и использования CFD пакетов, выработать практические рекомендации по применению вентиляторов.

**Объектом исследования** в настоящей работе являются вентиляторы с наклонными лопатками обратной стреловидности при разных частотах вращения и способах их расположения в проточном канале.

**Цель и задачи диссертационной работы.** На основании данных вычислительного эксперимента показать преимущества осевых вентиляторов с лопатками обратной стреловидности по передней кромке и оценить возможности и перспективы их применения в дозвуковых аэродинамических трубах.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

1. Разработка схемы формирования геометрических параметров лопатки вентилятора с обратной стреловидностью по передней кромке;
2. Построение моделей осевых вентиляторов и расчетной сетки, исследование сеточной сходимости;
3. Моделирование работы осевых вентиляторов с криволинейными лопатками обратной стреловидности по передней кромке без диффузора и в диффузоре аэродинамической трубы;
4. Выбор модели турбулентности для моделирования турбулентных течений вокруг лопаток вентилятора;
5. Определение влияния конструктивных элементов проточного канала на аэродинамические характеристики вентилятора;
6. Выбор силовой установки и определение допустимых режимов работы вентилятора;
7. Анализ, обобщение результатов моделирования и их сопоставление с экспериментальными данными.

**Научная новизна** работы состоит в следующем:

1. Предложены вентиляторы новых геометрических форм, определены их аэродинамические характеристики при работе в диффузоре и без него;
2. Выявлены физические закономерности повышенной устойчивости вентиляторов с лопатками обратной стреловидности по передней кромке к срыву потока;
3. Проанализированы широко используемые на сегодняшний день модели турбулентности на предмет адекватности моделирования турбулентных течений в вентиляторе;
4. Исследовано влияние конструктивных элементов на аэродинамические характеристики вентилятора;
5. Разработаны практические рекомендации по применению вентиляторов с лопатками обратной стреловидности в дозвуковых аэродинамических трубах.

**Методы исследований.** Результаты работы получены с использованием пакета прикладных программ ANSYS Fluent 14.5 (номер лицензии 670351), в котором реализована математическая модель, включающая полную систему осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса и уравнения для турбулентных характеристик.

**Достоверность научных положений** подтверждается использованием законов сохранения массы, количества движения и энергии, теории численных методов; всесторонним тестированием применяемых численных методов и алгоритмов, сравнением результатов расчетов с экспериментальными данными, использованием экспериментальных данных как базиса для методики моделирования турбулентных течений.

**Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Результаты численного расчета вентиляторов с лопатками обратной стреловидности с разным числом лопаток при разных частотах вращения как в случае без диффузора, так и с диффузором.

2. Результаты анализа причин расширения диапазона рабочих режимов в области низких значений коэффициента производительности предложенных в работе вентиляторов.
3. Результаты численного исследования влияния конструктивных элементов на аэродинамические характеристики вентилятора.
4. Результаты тестирования моделей турбулентности на предмет адекватности расчета турбулентных течений в вентиляторе.

**Практическая значимость и ценность проведенных исследований.**

Получен большой объем новой научной информации о геометрических и аэродинамических характеристиках осевых вентиляторов с лопатками обратной стреловидности. Результаты исследований, вошедшие в диссертацию, используются в учебном процессе МАИ при подготовке инженеров по специальности "Гидроаэродинамика" и могут быть рекомендованы для применения в аэродинамическом проектировании осевых вентиляторов перспективных форм.

**Публикации.** Основные результаты диссертации опубликованы в 7 печатных работах, в том числе в 3 статьях в журналах из списка ВАК.

**Апробация и внедрение результатов.** Основные результаты работы докладывались и обсуждались на:

- московской молодежной научно-практической конференции «Инновации в авиации и космонавтике» (Москва, МАИ, 17 – 20 апреля 2012 г.);
- семинаре кафедры 105 «Аэродинамики летательных аппаратов» (Москва, МАИ, в июле 2012 г.);
- конференции «VII Международный Аэрокосмический Конгресс IAC 2012» (Москва, МГУ, в августе 2012 г.);
- конференции «XLVII научных чтений памяти К. Э. Циолковского» (Калуга, в сентябре 2012 г.);

- 11-ой Международной конференции «Авиация и космонавтика-2012» (Москва, МАИ, в ноябре 2012 г.).

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, 7 глав и заключения. Она содержит 156 страниц машинописного текста, включающего 126 рисунков и список литературы из 114 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обосновывается актуальность темы диссертационной работы, её научная новизна и практическая значимость. Сформулированы цель и задачи исследований. Представлены основные научные положения, выносимые на защиту. Даются структура и содержание диссертации. Дана общая характеристика диссертационной работы.

**В первой главе** диссертации выполнен обзор теоретических и экспериментальных работ, посвященных исследованию влияния формы лопатки на аэродинамические и аэроакустические характеристики осевых вентиляторов, а также работ, посвященных историческому развитию методов расчета проточной части турбомашин.

**Во второй главе** излагается используемая в работе математическая модель турбулентного течения вязкого газа, включающая в себя осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса, записанные в абсолютной системе координат:

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho [\vec{\omega} \times (\vec{v} - \vec{v}_t)] = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \bar{\tau} + \vec{F} \text{ - уравнение переноса количества}$$
  
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  $\bar{\tau} = \mu \left[ (\bar{\nabla} \otimes \bar{v} + \bar{\nabla} \otimes \bar{v}^T) - \frac{2}{3} \bar{\nabla} \cdot \bar{v} I \right]$  - 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  $\bar{\omega} \times (\bar{v} - \bar{v}_t)$ .

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

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

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

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

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

В рассматриваемых задачах подвижная система координат и расчетная область вводились только в непосредственной близости от вращающегося рабочего колеса. Неподвижная часть расчетной области приходилась на камеру, входной коллектор и спрямляющий аппарат, если он был. При этом размеры рабочей камеры намного превосходили габариты подвижной части расчетной области.

Приведенная система уравнений замыкалась моделью турбулентности. В диссертационной работе после тестирования нескольких моделей турбулентности была выбрана модель  $k - \varepsilon$  Realizable. 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

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

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:

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

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

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

где  $\bar{\Omega}_{ij}$  - тензор осредненной скорости вращения в движущейся системе отсчета с угловой скоростью  $\omega_k$ .

Для решения системы дифференциальных уравнений движения вязкого несжимаемого газа в работе из CFD пакета ANSYS Fluent использовался так называемый полу-явный метод для связанных через давление уравнений SIMPLE в одном из его вариантов (SIMPLEC). Полученная в результате система алгебраических уравнений решалась с помощью итерационного метода Гаусса-Зейделя в сочетании с алгебраическим многосеточным (AMG) методом.

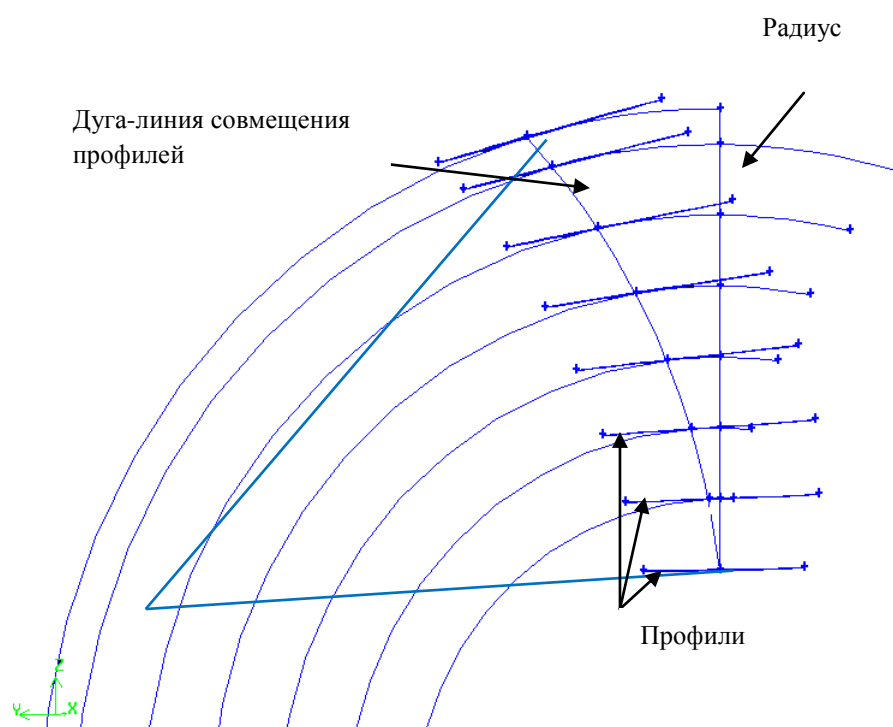
*В третьей главе* приведены результаты исследований по выбору наиболее подходящей модели турбулентности, сеточной сходимости при моделировании турбулентных течений в вентиляторе, а также серийные расчеты течения в окрестности вентилятора ЦАГИ ОВ-23 с разным числом лопаток и их сопоставление с экспериментальными данными (проверка достоверности используемого метода). Форма и габаритные размеры расчетной области задавались в соответствии с размерами и формой экспериментального стенда ЦАГИ, на котором проводились испытания вентиляторов.

Приведенные в главе результаты серии численных методических экспериментов позволяют сделать следующие заключения:

- Установлена возможность и определен диапазон применимости газодинамического пакета ANSYS Fluent для решения задач по моделированию течений в осевых вентиляторах. Отработаны методические вопросы по применимости моделей турбулентности и сеточной сходимости.
- Самая подходящая из исследованных модель турбулентности для моделирования течения в окрестности лопаточных машин – это модель  $k - \epsilon$  Realizable при дроблении области вокруг вентилятора по нормали профиля на 40 частей, по обходу профиля – 200 частей. При увеличении числа узлов разностной сетки имеет место сеточная сходимость решения.

- Результаты расчетов вентилятора ЦАГИ ОВ-23 в целом хорошо согласуются с экспериментом при малых углах установки лопаток вентилятора ( $\varphi_{уст} = 15 - 20$  градусов), а при больших углах установки хорошее согласие с экспериментом имеет место только в области устойчивой работы вентилятора – области безотрывного обтекания лопаток.

**В четвертой главе** предложен следующий оригинальный вариант построения лопатки вентилятора с переменной обратной стреловидностью по передней кромке.



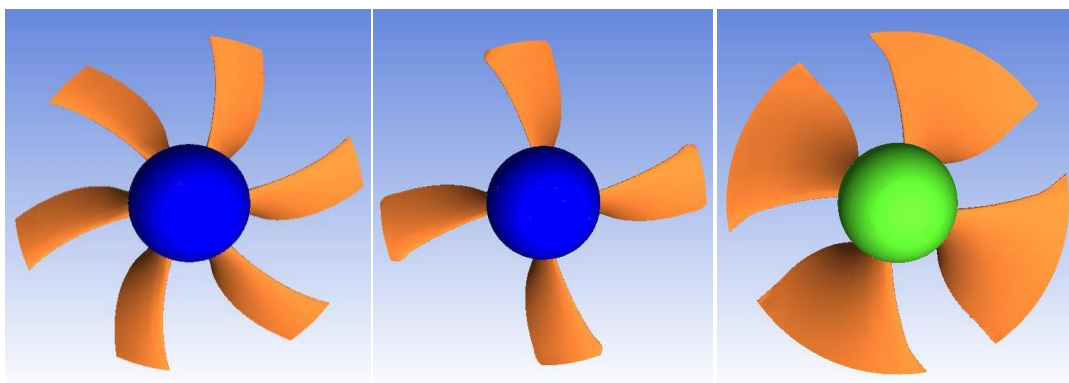
*Рис. 1. Схема построения лопатки обратной стреловидности.*

Схема построения лопатки обратной стреловидности во многих деталях может быть такой же, что и схема построения прямой лопатки. Разница заключается в том, что ось совмещения прямой лопатки – прямая, а ось совмещения лопатки обратной стреловидности может быть дугой окружности. Лопатка обратной стреловидности вычерчивается следующим образом: для каждого расчетного сечения на хорде  $b$ , наклоненной под углом  $\theta_r$  к плоскости вращения, строится средняя линия - дуга окружности

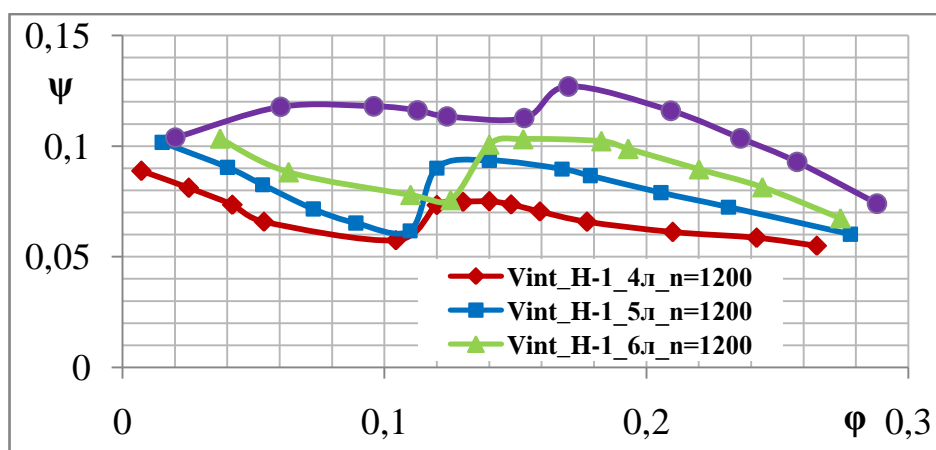
радиусом  $\rho$ . На среднюю линию “надевается” аэродинамический профиль, координаты которого задаются аналитически или из таблиц. Координата  $x$  отсчитывается по дуге средней линии путем деления ее на несколько характерных частей. Величина координат  $y$  профиля откладывается вверх и вниз от средней линии по радиусу кривизны  $\rho$ . Полученные таким образом точки верхнего и нижнего контуров профиля соединяются плавной локальной кривой. Величины радиусов носика  $r_{\text{нос}}$  и хвостика  $r_{\text{хв}}$  выбираются при вычерчивании контуров профиля исходя из условия получения плавного сопряжения. При вычерчивании лопатки обратной стреловидности профили отдельных сечений располагаются так, чтобы точки совмещения профилей находились на дуге окружности, радиус которой примерно равен радиусу вентилятора. Эта дуга располагается таким образом, чтобы точка совмещения концевого профиля отклонялась от такой же точки прямой лопатки на 20 - 25 градусов. Точка совмещения профилей имеет координату  $\bar{x} = 0.4$  и располагается на средней линии. Эта точка близка к центру тяжести профиля. Таким образом вычерчение лопатки обратной стреловидности отличается от вычерчения прямой лопатки только линией совмещения.

В этой же главе проведено численное исследование вентиляторов с криволинейными лопатками обратной стреловидности *H-1*, *H-2*, *H-3* с использованием  $k - \varepsilon$  Realizable модели турбулентности. Эти вентиляторы построены на основе вышеизложенной концепции вентиляторов семейства “*H*”, общий вид которых представлен на *рис. 2*. Некоторые наиболее характерные результаты расчета расходно-напорных характеристик вентиляторов выборочно представлены на *рис. 3 - 11*. На *рис. 3 - 5* показана зависимость коэффициентов полного давления, мощности и КПД от числа лопаток на примере вентилятора *H-1*. На *рис. 6 - 8* эти же коэффициенты представлены в сравнении с вентилятором ЦАГИ ОВ-23 для случая рабочих колес вентиляторов с пятью лопатками. На *рис. 9* приведены результаты расчетов по коэффициенту полного давления для пятилопастного

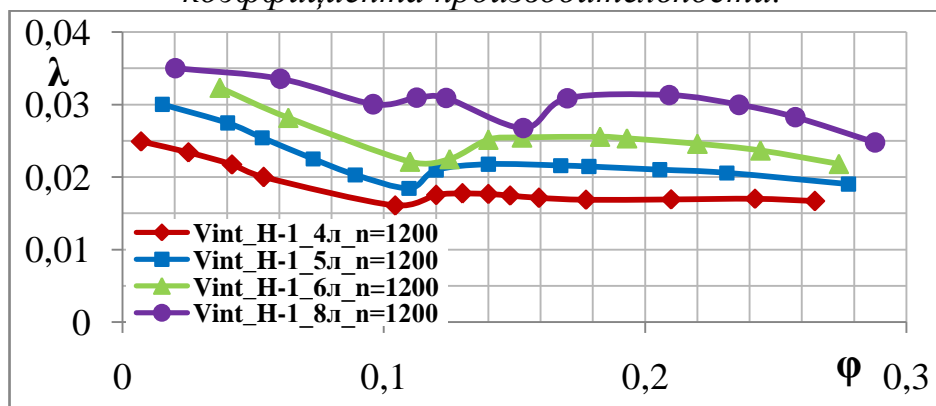
вентилятора  $H-2$  в сравнении с вентилятором ОВ-23 (эксперимент ЦАГИ и расчет). Аналогичные результаты, но для пятилопастного вентилятора  $H-3$  представлены на *рис. 11*. На *рис. 10* приведен общий характер зависимости коэффициента полного давления для вентиляторов  $H-3$  от количества лопаток. В диссертации также выполнено сравнение некоторых характеристик вентиляторов “ $H$ ” с характеристиками вентилятора ОВ-121.



*Рис. 2. Общий вид вентиляторов  $H-1$ ,  $H-2$ ,  $H-3$ , соответственно.*



*Рис. 3. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности.*



*Рис. 4. Зависимости коэффициента мощности от коэффициента производительности.*

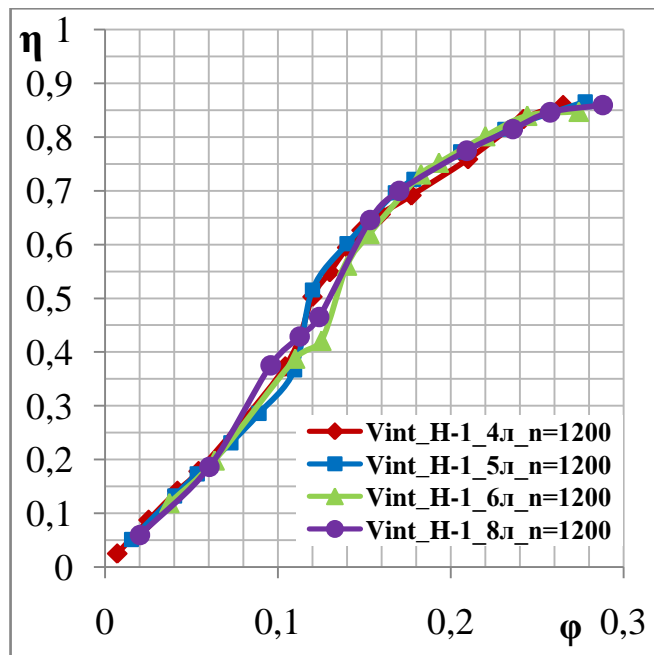


Рис. 5. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности.

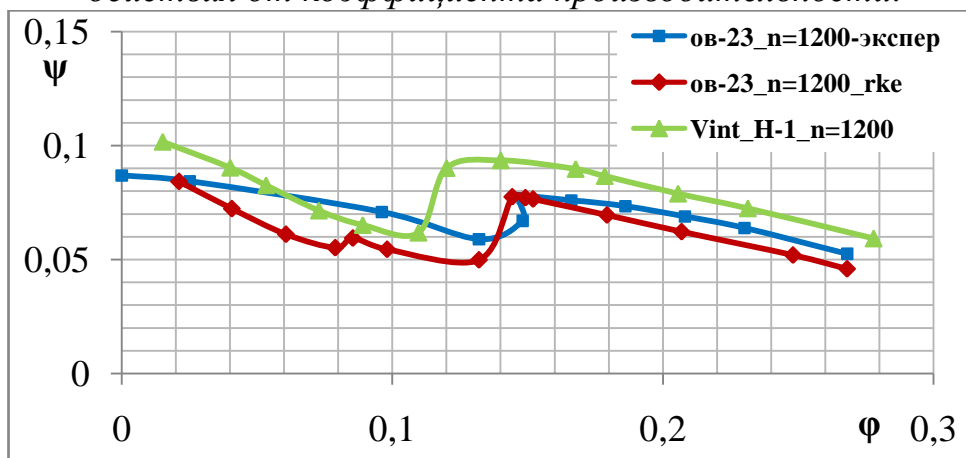


Рис. 6. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности (5-ть лопаток).

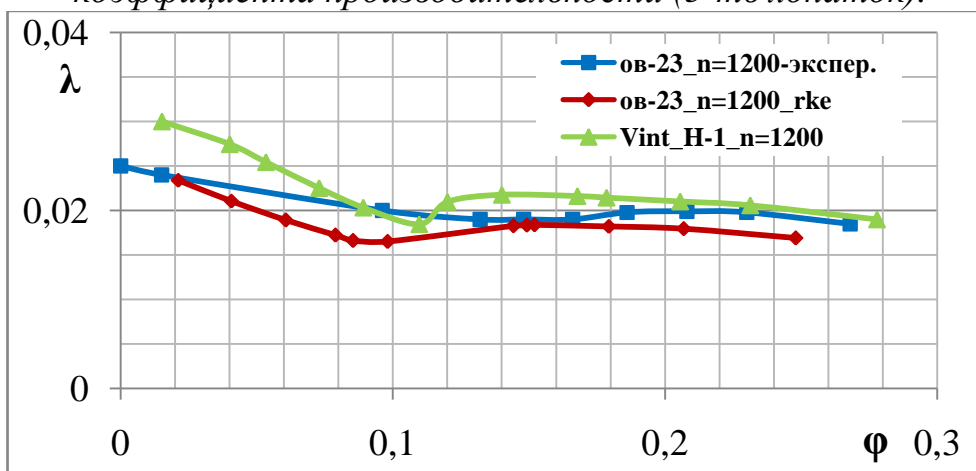


Рис. 7. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности (5-ть лопаток).

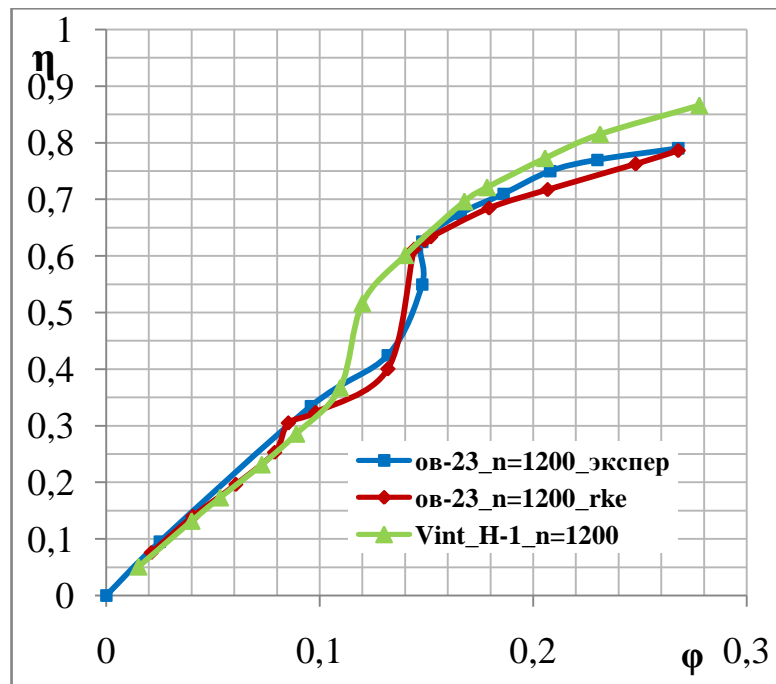


Рис. 8. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности (5-ть лопаток).

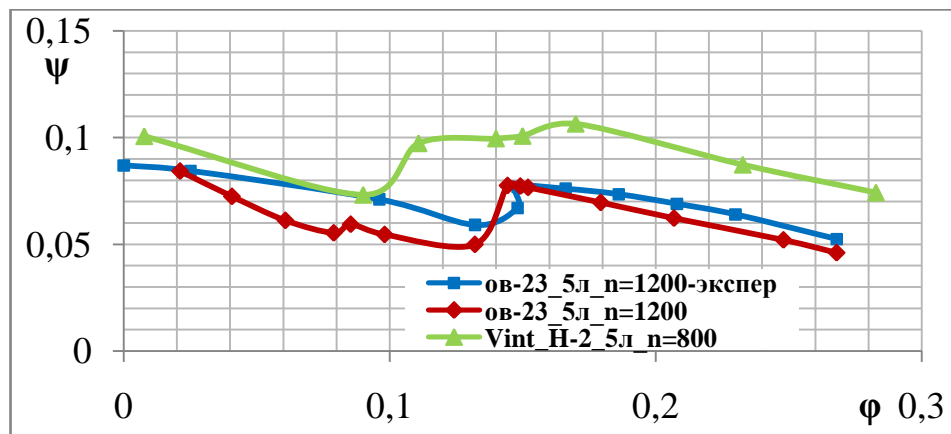


Рис. 9. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности (5-ть лопаток).

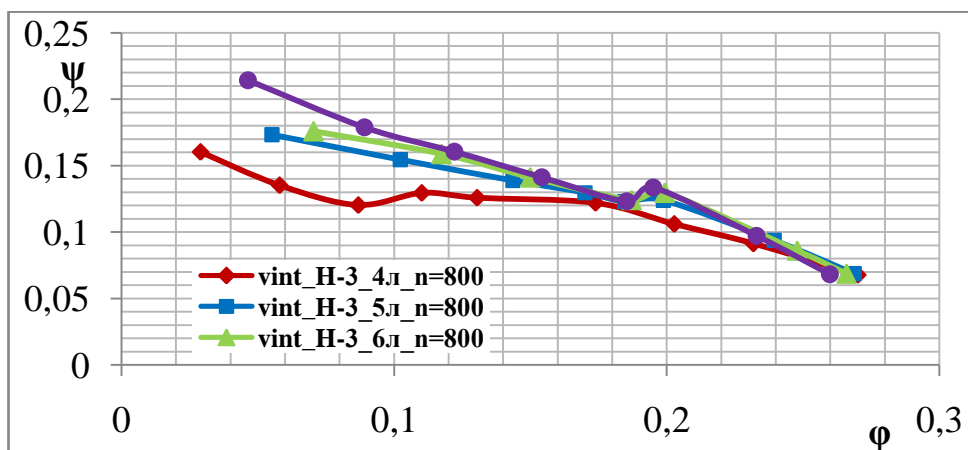


Рис. 10. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности.



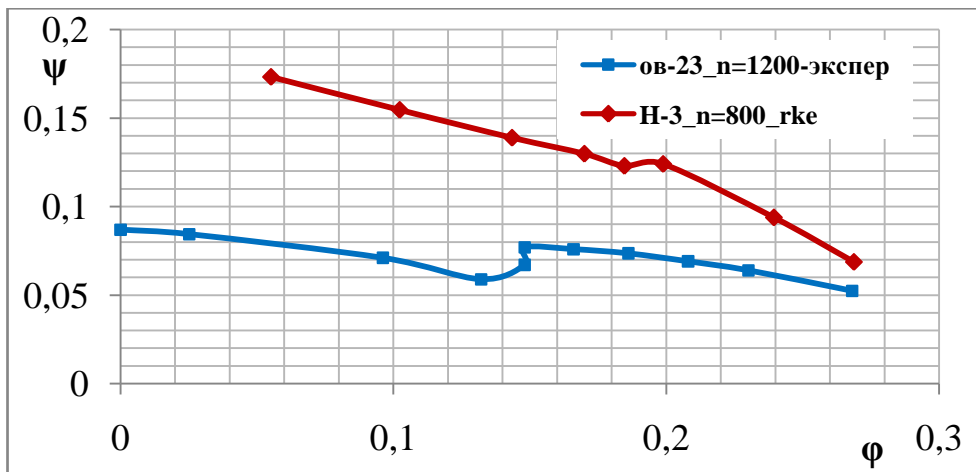


Рис. 11. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности (5-ть лопаток).

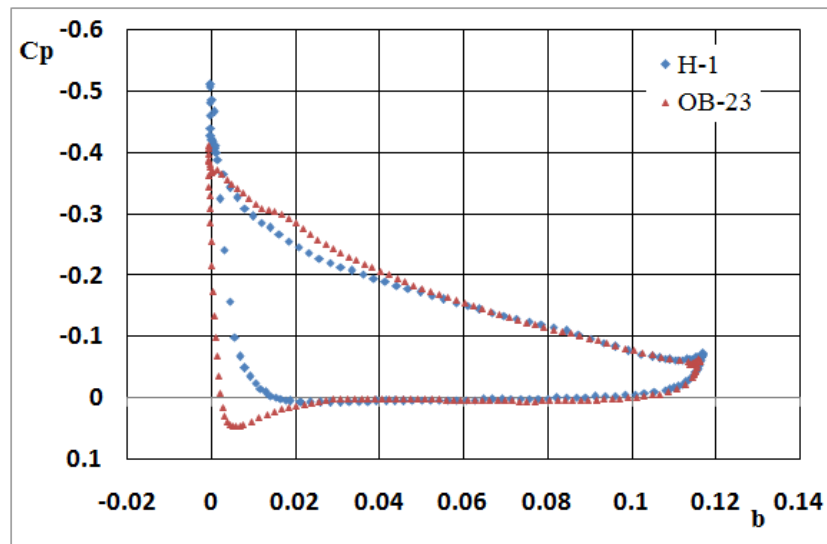


Рис. 12. Распределение коэффициента давления вдоль лопатки в сечении  $r = 0.1225$  м.

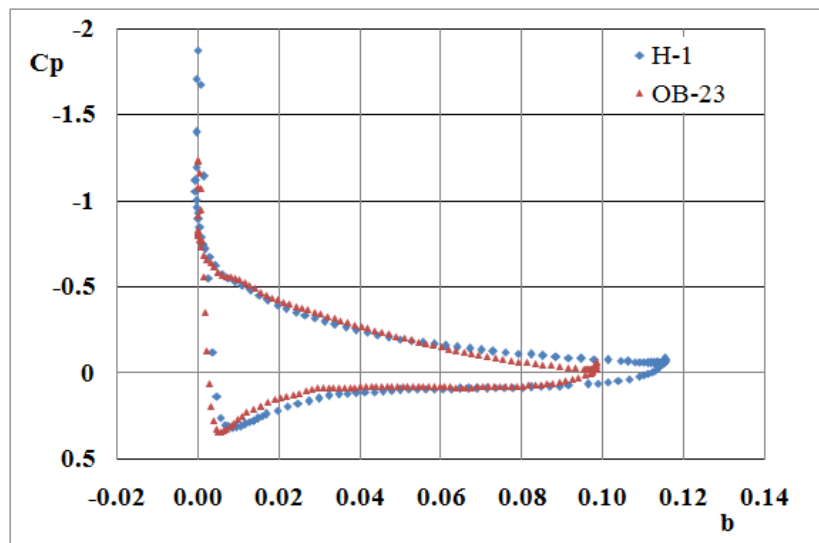


Рис. 13. Распределение коэффициента давления вдоль лопатки в сечении  $r = 0.2275$  м.

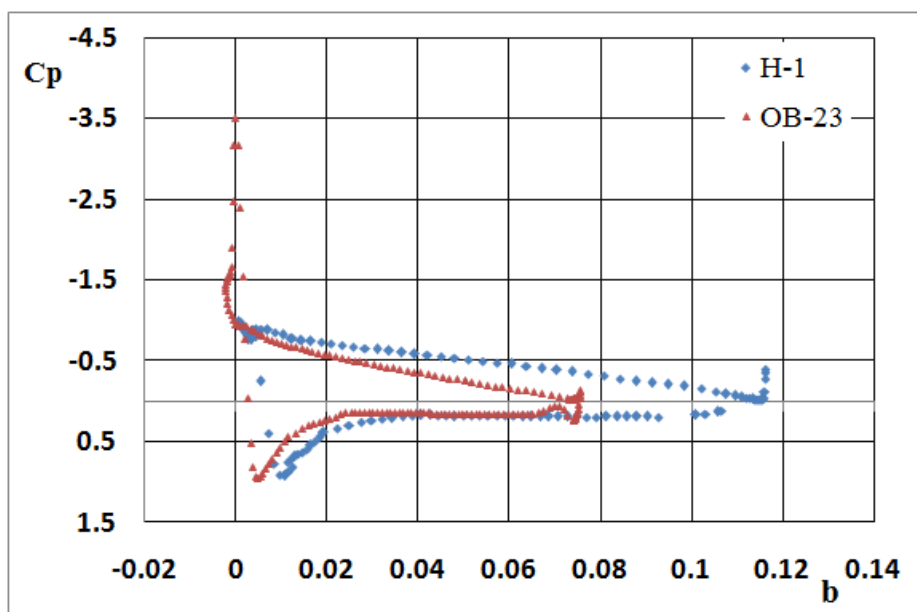


Рис.14. Распределение коэффициента давления вдоль лопатки в сечении  $r = 0.35$  м.

Особенно важным моментом является повышенная устойчивость вентилятора обратной стреловидности к отрыву потока. Разберем это явление на примере 5-ти лопастного вентилятора *H-1*. На *рис. 12 – 14* представлено распределение давления вдоль хорды лопатки вентиляторов при  $\varphi = 0.18$  и для различных значений радиуса. Сечения взяты около втулки, в центре лопатки и на самом ее конце. Скоростной напор посчитан по окружной скорости  $u$  вентилятора. Видно общее отличие в распределении давления на лопатке вентилятора от обычных крыльев. Так, например, у вентиляторов пики максимального и минимального давлений расположены практически вдоль передней кромки профиля. У вентилятора *OB-23* лопатки практически не имеют стреловидности и тем не менее разрежение вдоль верхней поверхности лопатки непрерывно растет от корневого сечения к концевому, что прямо противоположно поведению давления на нестреловидных крыльях, но схоже с распределением давления на крыльях прямой стреловидности. Помимо этого у вентилятора *OB-23* к концевому сечению  $r = 0.35$  м растет обратный градиент давления, как и на крыле прямой стреловидности, что особенно заметно на *рис. 14*. Этот возрастающий градиент давления и вызывает преждевременный срыв потока

в отличие от вентилятора *H-1*, у которого и максимум разрежения в концевом сечении намного меньше. Имеющие место различия в поведении распределения давления у вентиляторов и крыльев может быть вызвано в первую очередь вращением лопаток вентилятора и наличием кориолисовой силы, изменяющей картину линий тока у его поверхности.

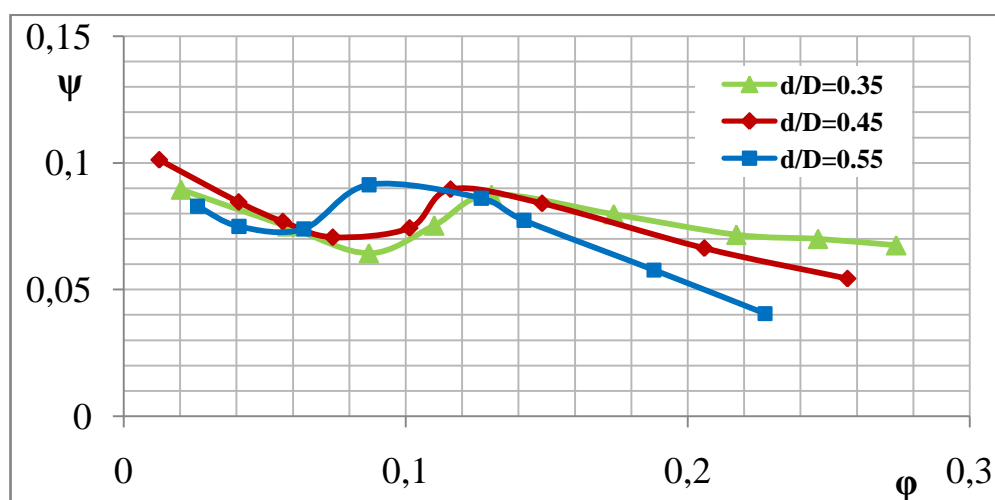
Выполненные исследования в целом показали, что вентиляторы разработанного семейства "*H*" с криволинейными лопатками обратной стреловидности по передней кромке по некоторым показателям несколько лучше вентиляторов ЦАГИ ОВ-23 и ОВ-121. При этом:

- Вентилятор с вогнутыми лопатками *H-1* обеспечивает повышение коэффициента полезного действия на 7-10%, *H-2* - до 8% и расширение зоны устойчивой работы по сравнению с вентилятором ЦАГИ ОВ-23 при равных габаритных размерах и углах установки лопатки. Вентилятор *H-3* с большими лопатками имеет существенно большие значения коэффициента полного давления, но при этом сужается размер зоны его устойчивой работы по сравнению с ОВ-23. Пятилопастной вентилятор с вогнутыми лопатками обеспечивает повышение коэффициента полезного действия на 2,5%, коэффициенты полезного действия у четырех- и шестилопастного соизмеримы с вентилятором ОВ-23, а КПД у восьмилопастного вентилятора с вогнутыми лопатками уменьшается на 18% по сравнению с вентилятором ОВ-23 при равных габаритных размерах и углах установки лопатки.
- Вентиляторы *H-1*, *H-2*, *H-3* с большим числом лопаток дают значительный прирост коэффициентов давления и мощности, но зона их устойчивой работы уже, чем у вентилятора с меньшим числом лопаток. Однако при двукратном увеличении количества лопаток возможно значительное снижение угловой скорости вращения вентиляторов, обеспечивающих заданный расход при фиксированном сопротивлении канала.

- Пяти- и шестилопастной вентиляторы  $H-1$  дают более равномерное поле осевой скорости за ними и большие значения для коэффициента полезного действия, чем у четырех- и восьмиллопастных вентиляторов.
- Частота вращения вентилятора  $H-1$ , как и должно соответствовать теории, практически не влияет на безразмерные параметры: коэффициент давления, КПД, коэффициент мощности.

**В пятой главе** исследовано влияние формы кока и относительного размера втулки на характеристики вентилятора. Проведено моделирование вентилятора с коком разных форм: полуэллипсоида, полусферы и укороченной полусферы. Полуэллипсоид имел большую ось равную  $1.4r_{вТ}$  и меньшую ось  $r_{вТ}$ . Полусфера имела диаметр равный диаметру втулки. Укороченная полусфера имела длину  $l = 0.3r_{вТ}$ . Результаты исследования показали, что применение кока различных исследованных хорошо обтекаемых форм: полуэллипсоида, полусферы и укороченной полусферы не приводит к значительному изменению характеристик вентилятора.

В этой же главе проведено моделирование вентилятора с разными относительными размерами втулки:  $\frac{d}{D} = 0.35; 0.45; 0.55$ . Сводные результаты представлены на *рис. 15.- 17.*



*Рис. 15. Зависимость коэффициента полного давления от коэффициента производительности.*

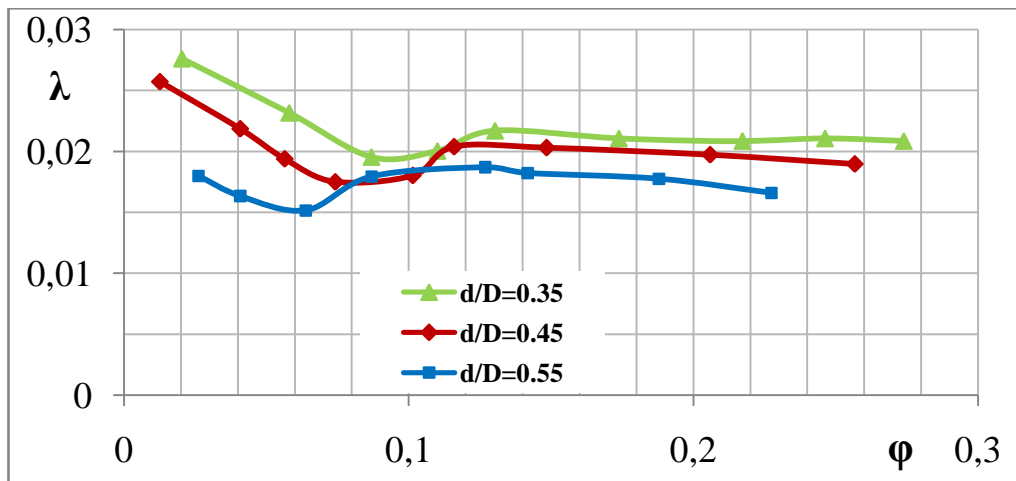


Рис. 16. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности.

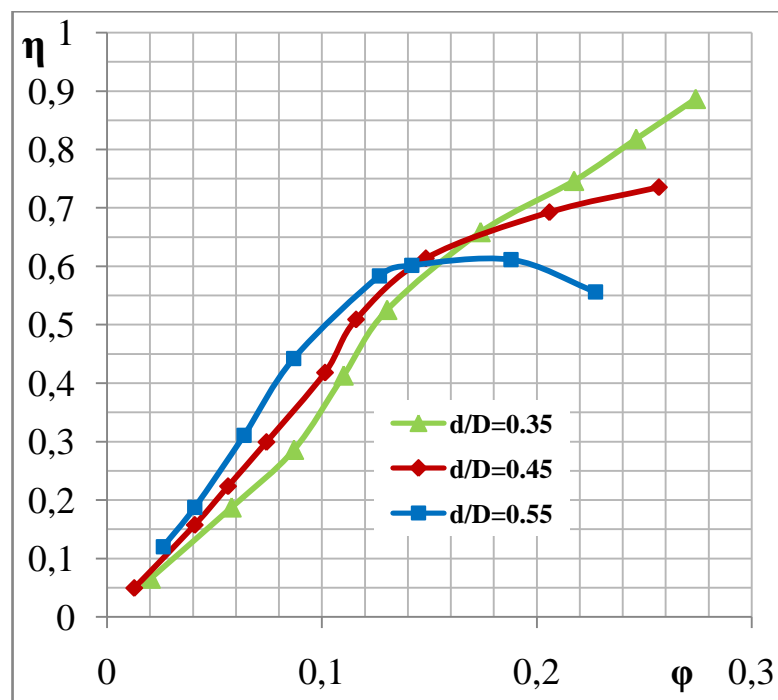
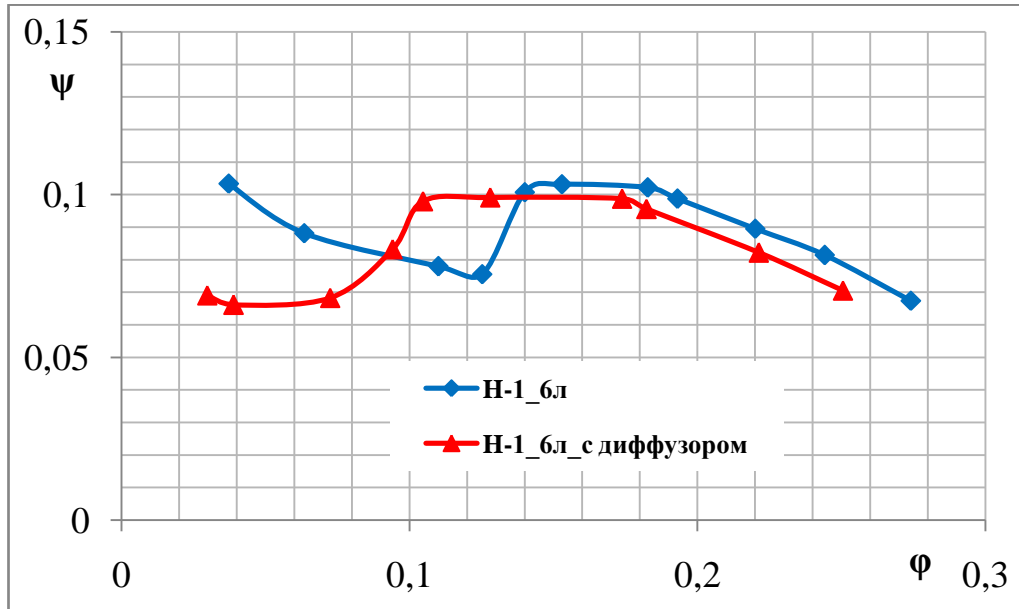


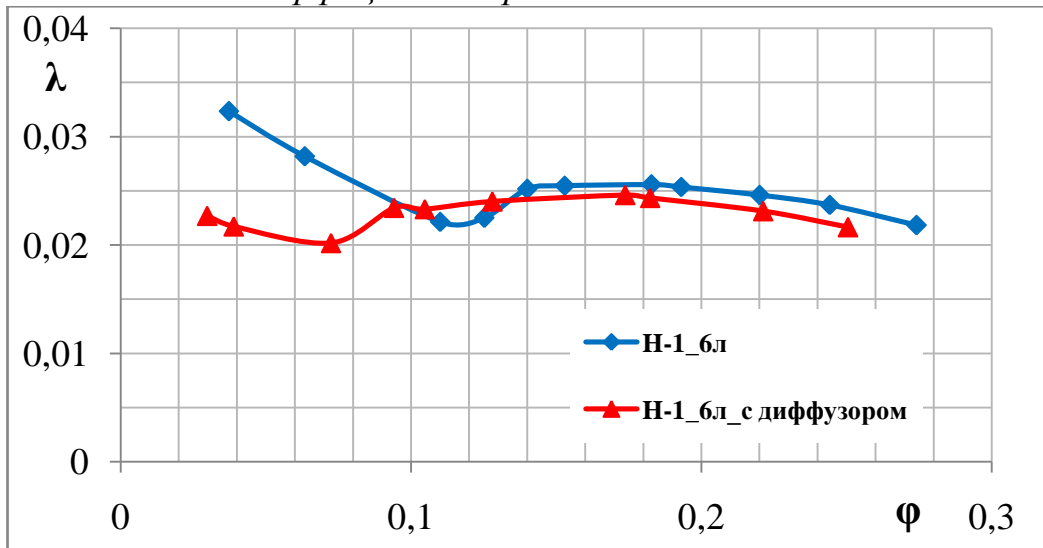
Рис. 17. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности.

Анализируя кривые, приведенные на этих рисунках, можно сделать вывод, что с ростом размера втулки ухудшаются суммарные характеристики вентилятора (уменьшается КПД вентилятора на 17-20%), но в то же время зона его устойчивой работы расширяется в область меньших значений коэффициента производительности.

В шестой главе исследовано влияние диффузора на аэродинамические характеристики вентиляторов. Проведено моделирование вентиляторов с диффузором аэродинамической трубы Т-1 МАИ. Некоторые характерные результаты исследования представлены на *рис.18- 20*.



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



*Рис. 19. Зависимость коэффициента мощности от коэффициента производительности.*

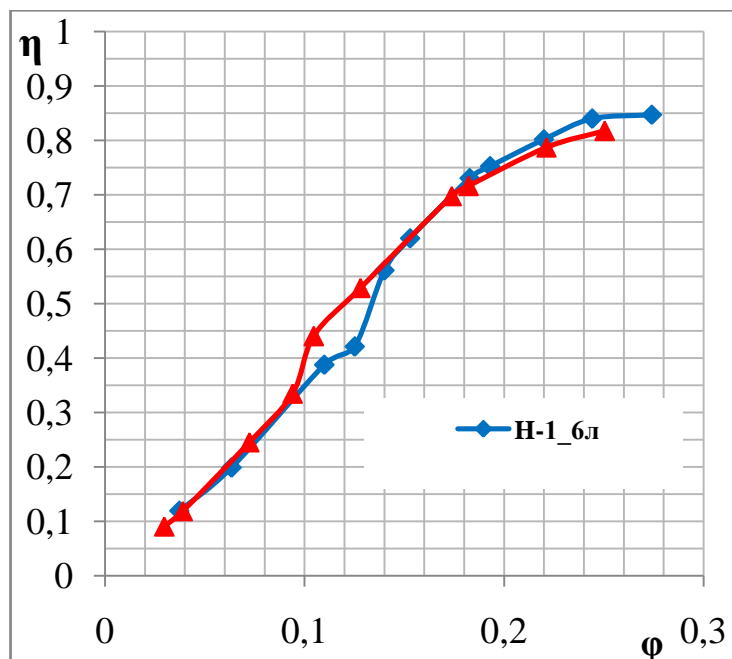


Рис. 20. Зависимость коэффициента полезного действия от коэффициента производительности.

Результаты проведенного вычислительного эксперимента показали, что:

- Коэффициенты полного давления, полезного действия и мощности вентилятора *H-1* с диффузором уменьшаются по сравнению со случаем без него соответственно на 10, 4,7 и 6%. Кроме этого, максимальное полное давление и зона устойчивой работы вентилятора сдвигаются в область меньшего значения коэффициента производительности (растет зона устойчивой работы вентилятора).
- При применении вентиляторов с широкими лопатками *H-2* и *H-3* наличие диффузора практически не влияет на их расходно - напорные характеристики в области рабочих режимов течения. Зона устойчивой работы вентиляторов увеличивается.

В седьмой главе приведен пример практического применения результатов диссертационной работы по выбору вентилятора для аэродинамической трубы Т-1 МАИ. Выбор проведен с учетом располагаемых характеристик электродвигателей переменного тока и основан на анализе потребных и располагаемых мощностей. Приведены практические рекомендации по модернизации винтомоторной группы аэродинамической

трубы Т-1 МАИ. В частности, для трубы Т-1 рекомендовано использование вентиляторов *H-1* с 5-ю или 6-ю лопатками. Их применение обеспечивает требуемые скорости потока в рабочей части установки при самой низкой мощности, при повышенном на 5-7% КПД и увеличенном диапазоне рабочих режимов.

**В заключении** сформулированы основные результаты диссертационной работы. В работе предложено семейство вентиляторов "*H*", для которых определена схема построения лопаток и рабочих колес. На основе вычислительного эксперимента определены их расходно-напорные характеристики, получены поля течений, дано физическое объяснение некоторых существенных процессов и особенностей, присущих использованию лопаток с обратной стреловидностью. Основные научные и практические результаты работы состоят в следующем:

1. Вентилятор с вогнутыми лопатками *H-1* обеспечивает повышение коэффициента полезного действия на 7 - 10%, *H-2* - на 8% и расширение зоны устойчивой работы по сравнению с вентилятором ЦАГИ ОВ-23 при равных габаритных размерах и углах установки лопатки. Вентилятор *H-3* с большими лопатками создает большее полное давление, но КПД при этом уменьшается, сужается и зона устойчивой работы вентилятора по сравнению с ОВ-23.
2. Вентиляторы *H-1*, *H-2*, *H-3* с большим числом лопаток дают значительный прирост коэффициентов давления и мощности, но зона их устойчивой работы уже, чем у вентилятора с меньшим числом лопаток. Однако при двукратном увеличении количества лопаток возможно двукратное снижение угловой скорости вращения вентиляторов, обеспечивающих заданный расход при фиксированном сопротивлении канала.



3. Модель  $k - \varepsilon$  Realizable в данном случае оказалась самой подходящей из трех моделей:  $k - \varepsilon$  Realizable,  $k - w$  SST, Spalart-Allmaras для моделирования течения в окрестности вентилятора.
4. Пяти- и шестилопастной вентиляторы  $H-1$  дают более равномерное поле осевой скорости за ними и большие значения для коэффициента полезного действия, чем у четырех- и восьмиллопастных вентиляторов.
5. Применение кока различных форм: полуэллипсоида, полусферы и укороченной полусферы не приводит к значительному изменению характеристик вентилятора.
6. С ростом размера втулки ухудшаются характеристики вентилятора, но в то же время область его устойчивой работы расширяется в сторону меньших значений коэффициента производительности.
7. Коэффициенты полного давления, полезного действия и мощности вентилятора  $H-1c$  диффузором уменьшаются по сравнению со случаем без него. Кроме этого, максимальное полное давление и зона устойчивой работы вентилятора сдвигаются в область меньших значений коэффициента производительности.
8. При применении вентиляторов с широкими лопатками  $H-2$  и  $H-3$  наличие диффузора практически не влияет на их расходно - напорные характеристики в области рабочих режимов течения. Зона устойчивой работы вентиляторов увеличивается.
9. Четырехлопастной и пятилопастной вентиляторы  $H-1$  обеспечивают требуемые скорости требуя самую низкую мощность, т.е применение их более выгодно по мощности. Восьмиллопастной вентилятор  $H-2$  обеспечивает требуемые скорости требуя более высокую мощность, но при более низких частотах вращения, т.е применение его уменьшает уровень шума.

## ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Ву М. Х., Попов С. А., Рыжов Ю. А. Проблемы моделирования течения в осевых вентиляторах аэродинамических труб, Электронный журнал "Труды МАИ", 2012 г., № 53, 23с.
2. Рыжов Ю. А., Попов С. А., Ву М. Х. Влияние формы кока, относительного размера втулки и диффузора на характеристики осевого вентилятора, Электронный журнал "Труды МАИ", 2013 г., № 64, 9с.
3. Попов С. А., Ву М. Х., Рыжов Ю. А. Физические аспекты применения лопастей обратной стреловидности на осевых вентиляторах, Электронный журнал "Труды МАИ", 2013 г., № 64, 24с.
4. Ву М. Х., Попов С. А. Проблемы моделирования течения в осевых вентиляторах аэродинамических труб//Тезисы докладов московской молодежной научно-практической конференции «Инновация в авиации и космонавтике» (Москва, МАИ, 17 – 20 апреля 2012 г.).
5. Ву Мань Хиеу, Попов С. А, Рыжов Ю. А. Особенности аэродинамического проектирования высоконапорного вентилятора//Материалы и тезисы докладов конференции «VII Международный Аэрокосмический Конгресс IAC 2012» (Москва, МГУ, в августе 2012 г.).
6. Ву Мань Хиеу, Попов С. А, Рыжов Ю. А. Аэродинамическое проектирование высоконапорного осевого вентилятора аэродинамических труб// Материалы и тезисы докладов конференции «XLVII научных чтений памяти К. Э. Циолковского» (Калуга, в сентябре 2012 г.).
7. Ву Мань Хиеу, Попов С. А. Влияние формы кока и втулки на характеристики осевого вентилятора// Тезисы докладов 11-ой Международной конференции «АВИАЦИЯ И КОСМОНАВТИКА-2012» (Москва, МАИ, в ноябре 2012 г.).