

На правах рукописи

Замолодчиков Глеб Игоревич

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОСЕВЫХ  
ВЕНТИЛЯТОРОВ С РАСШИРЕННОЙ ОБЛАСТЬЮ  
ЭКОНОМИЧНОЙ РАБОТЫ

Специальность: 05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Москва 2019

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» на кафедре газотурбинных и нетрадиционных энергоустановок

Научный руководитель: Тумашев Рамиль Зарифович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент кафедры газотурбинных и нетрадиционных энергоустановок МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: Мишенков Евгений Витальевич – доктор физико-математических наук, доцент, начальник сектора «Аэродинамика выходных устройств ВРД» Федерального государственного унитарного предприятия «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова» (ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»)

Федечкин Константин Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, главный специалист опытно-конструкторского бюро имени А. Люльки (ОКБ им. А. Люльки)

Ведущая организация: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Российский университет дружбы народов» (РУДН)

Захита диссертации состоится «15» октября 2019 г. в 14:00 ч. на заседании диссертационного совета Д212.141.09 при ФГБУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

Ознакомиться с диссертацией можно в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г.Москва, 2-я Бауманская ул., МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан « » 2019 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
кандидат технических наук, доцент

Тумашев Р.З.

## **ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ**

### **Актуальность темы.**

Осевые вентиляторы нашли широкое применение в различных областях промышленности, на транспорте, в вентиляторных системах различного назначения, в авиационных и космических объектах. Вентиляторные системы потребляют значительное количество вырабатываемой электрической энергии. Поэтому при проектировании осевых вентиляторов уделяется большое внимание повышению их эффективности, что особенно важно для уменьшения потребляемой мощности в случае привода от автономного источника энергии. Особенностью эксплуатации вентиляторов является широкий диапазон изменения режимов работы из-за изменения параметров присоединенной сети, поэтому повышение КПД является актуальным не только на расчетном, но и на нерасчетных режимах работы. Для достижения экономичной работы осевых вентиляторов на нерасчетных режимах применяют различные способы, такие как поворот лопаток, изменение частоты вращения, изменение формы лопаток.

На практике наибольшее распространение получили одноступенчатые осевые вентиляторы, состоящие в различном сочетании из одного рабочего колеса (РК), входного направляющего (ВНА) и выходного спрямляющего (СА) аппаратов. В работе исследуется расширение возможностей регулирования вентиляторов наиболее эффективным способом – поворотом лопаток РК. Опубликованных в литературе данных недостаточно для определения наиболее рациональных параметров осевых одноступенчатых вентиляторов, обеспечивающих высокий КПД в широком диапазоне изменения расхода.

Поэтому для дальнейшего повышения эффективности на расчетных и нерасчетных режимах работы актуальным является проведение комплекса расчетно-экспериментальных исследований, касающихся выбора расчетных параметров и формы оси лопаток вентилятора, регулируемого поворотом лопаток РК.

**Цель работы:** Разработка рекомендаций и метода проектирования одноступенчатых осевых вентиляторов с расширенной областью высокоэкономичной работы

### **Задачи работы:**

1. Аналитическое исследование влияния расчетных параметров осевого вентилятора на величину зоны экономичной работы.

2. Проведение экспериментального исследования вентиляторов (РК+СА) с различной аэродинамической нагруженностью и осевым выходом потока, регулируемых поворотом рабочих лопаток в широком диапазоне изменения углов установки.

3. Верификация расчетного метода определения параметров осевых вентиляторов на основе проведенных экспериментальных исследований в широком диапазоне изменения расхода и угла установки рабочих лопаток.

4. Комплексное исследование возможности расширения диапазона экономичного регулирования вентиляторов изменением формы оси направляющих и рабочих лопаток в концевых сечениях.

5. Разработка метода определения оптимальных параметров вентилятора, обеспечивающих максимальную эффективность работы на нескольких заданных режимах.

**Научная новизна** работы состоит в следующем:

1. Получены аналитические зависимости влияния коэффициента предварительной закрутки потока на эффективность регулирования вентилятора поворотом рабочих лопаток.

2. Даны рекомендации по выбору расчетных параметров вентилятора, работающего в широком диапазоне расхода с высоким КПД.

3. Разработан метод определения оптимальных параметров вентилятора с целью получения максимального КПД на заданных рабочих режимах, основанный на генетическом алгоритме.

**Методы исследований.** Выполнение поставленных целей достигается сочетанием аналитических исследований потока в проточной части вентилятора на средней поверхности тока, двумерного численного расчета решеток профилей методом дискретных вихрей, трехмерного численного моделирования течения в проточной части вентилятора; экспериментального исследования интегральных характеристик вентилятора и потока в межвенцовом зазоре.

Численное моделирование было выполнено в программном комплексе ANSYS CFX. Экспериментальное исследование проводилось на сертифицированных стендах НИМК ЦАГИ.

**Практическая ценность** состоит в том, что:

1. Получены аналитические зависимости влияния коэффициента предварительной закрутки на эффективность регулирования осевого вентилятора поворотом рабочих лопаток.

2. Даны рекомендации по выбору расчетных параметров осевого вентилятора с расширенной областью экономичной работы.

3. Даны рекомендации по оптимизации формы оси лопаток вентилятора в концевых сечениях для расширения области экономичной работы.

4. Разработана методика определения оптимальных параметров вентилятора, работающего на нескольких рабочих режимах.

5. Получены экспериментальные характеристики осевых вентиляторов с характерными расчетными параметрами и осевым выходом потока в широком диапазоне изменения расхода рабочего тела.

**Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Аналитические зависимости влияния коэффициента предварительной закрутки потока на эффективность регулирования вентилятора поворотом рабочих лопаток.

2. Результаты экспериментального исследования вентилятора (РК+СА), регулируемого поворотом рабочих лопаток в широком диапазоне углов установки с заданной и увеличенной аэродинамической нагруженностью.

3. Результаты численного моделирования вентиляторов с искривленной осью лопаток РК и СА.

4. Метод определения оптимальных параметров осевого вентилятора, работающего на нескольких режимах, с максимальной эффективностью.

#### **Степень достоверности:**

1. Обоснованность численного метода дискретных вихрей для определения характеристик решеток профилей подтверждена методическими и теоретическими фундаментальными исследованиями, проведенными представителями научной школы С.М. Белоцерковского.

2. Достоверность представленных экспериментальных данных вытекает из апробированных методик испытаний согласно соответствующему ГОСТу, а также сертифицированным стендам, на которых эти испытания проводились.

3. Достоверность численного моделирования подтверждается совпадением расчетных напорных характеристик и полей скоростей в межвенцовом зазоре с экспериментальными данными.

**Апробация результатов исследования.** Представленные в диссертации результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований докладывались на конференции «Студенческая научная весна» (Москва, 2014); «XXVI научно-технической конференции по аэrodинамике», (М.О., поселок Володарского, 2015), «XII Научно-технической конференции Гидроавиасалон», (Геленжик, 2018), «XXIX Научно-технической конференции по аэродинамике», (М.О., поселок Володарского, 2018), заседаниях кафедры газотурбинных и нетрадиционных энергоустановок МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2018-2019 гг.

**Публикации.** Основные научные результаты диссертации отражены в четырех работах, из них три опубликованы в журналах, входящих в перечень ВАК.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных выводов, заключения и списка использованной литературы. Она содержит 134 страницы машинописного текста, 50 рисунков и 7 таблиц. Список литературы включает 81 источник, из них 27 на иностранных языках.

#### **СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении изложены:** цели диссертационной работы, актуальность, практическая ценность полученных результатов, научная новизна, обоснованность и достоверность представленных результатов, приводится список опубликованных работ автора и формулируются положения, выносимые на защиту.

**В первой главе** представлено сравнение методов экономичного регулирования вентиляторов, таких как изменение частоты вращения, изменение углов установки неподвижных и врачающихся лопаток. Рассмотрены

особенности эксплуатации систем, включающих в себя вентилятор и сеть, требующих глубокого регулирования работы вентиляторов. Рассмотрены существующие методы расширения зоны экономичной работы вентилятора, предложенные А.Р. Бушелем, К.А. Ушаковым, И.В. Брусиловским, В.С. Бекневым. Показана необходимость дальнейшего исследования вентиляторов, регулируемых поворотом рабочих лопаток и работающих в широком диапазоне изменения расхода, с целью разработки рекомендаций по их проектированию.

Во второй главе приводится аналитическое исследование влияния расчетных параметров вентилятора, выполненного по схеме ВНА+РК+СА с осевым выходом потока на эффективность его регулирования. Рассмотрено влияние коэффициента предварительной закрутки потока  $n_1$  на характеристику вентилятора.

$$n_1 = \frac{\bar{C}_{1u}}{\bar{C}_{2u} - \bar{C}_{1u}} \quad (1)$$

где  $\bar{C}_u = \frac{C_u}{U}$  безразмерные значения окружных составляющих скоростей потока в абсолютном движении,  $U$  – окружная скорость концов лопаток рабочего колеса.

Закрутка потока перед рабочим колесом может быть направлена по вращению ( $n_1 > 0$ ) или против вращения ( $n_1 < 0$ ). В случае осевого входа потока в РК  $n_1 = 0$ .

При выполнении аналитических исследований сделаны допущения:

- рассматривается средняя поверхность тока
- осевая составляющая скорости неизменна по длине проточной части
- углы отставания потока в решетках всех лопаточных венцов на переменных режимах работы вентилятора остаются неизменными

Последнее допущение может использоваться только при расчете густых решеток ( $\tau > 1$ ).

Напорная ветвь теоретической характеристики вентиляторов  $\bar{H}_T = f(\bar{C}_a)$  при безотрывном обтекании лопаток имеет форму близкую к прямой. Коэффициент наклона этой прямой можно вычислить по формуле

$$k_T = \frac{2 \bar{H}_{Tp}}{(1+\nu^2)(1-A)k_r} \quad (2)$$

где  $k_r = \frac{\Gamma_{id}}{\Gamma}$  – коэффициент учета вязкости газа,  $\Gamma_{id}$  – циркуляция скорости в решетке при потенциальному течении,  $\Gamma$  – циркуляция скорости в решетке при течении вязкой жидкости,  $A$  – коэффициент решетки профилей (при потенциальному обтекании  $ctg\beta_2 = A ctg\beta_1 + B$ ),  $\beta_1, \beta_2$  - углы потока при входе и выходе из решетки.

Для решеток с густотой  $\tau > 1$  коэффициент  $A \approx 0$ . Изменением величины  $k_r$  в рассматриваемом диапазоне  $-1 \leq n_1 \leq 1$  можно пренебречь. Поэтому напорные характеристики исходных вентиляторов с различными значениями  $n_1$  при расчетном угле установки рабочих лопаток будут отличаться незначительно. После поворота рабочих лопаток характеристики также будут близки между

собой, но для этого требуется повернуть лопатки РК на разные углы, в зависимости от предварительной закрутки потока.

Определим угол поворота рабочих лопаток  $\Delta\psi_k$  вентиляторов с различной предварительной закруткой потока, необходимый для изменения теоретического напора на произвольную величину  $\Delta\bar{H}_t$ , при одном и том же коэффициенте расхода. Так как напорные характеристики вентиляторов с различными  $n_1$  имеют одинаковый наклон, выбор режима (коэффициента расхода  $\bar{C}_a$ ) для анализа не имеет значения. Угол поворота лопаток  $\Delta\psi_k$  будем считать положительным, если он приводит к увеличению угла установки профиля в решетке  $\psi_k$ . Величина изменения коэффициента теоретического напора может быть вычислена по формуле:

$$\Delta\bar{H}_t = \bar{r}(\bar{C}_{2u}' - \bar{C}_{1u}') - \bar{r}(\bar{C}_{2u} - \bar{C}_{1u}) = \bar{r}(\bar{C}_{2u}' - \bar{C}_{2u}) \quad (3)$$

где штрихом обозначены величины после поворота лопаток РК на угол  $\Delta\psi_k$ .

Учитывая, что  $\bar{W}_{2u} = \bar{r} - \bar{C}_{2u}$ , можно записать:

$$\Delta\bar{H}_t = \bar{r}(\bar{W}_{2u} - \bar{W}_{2u}') \quad (4)$$

Если пренебречь изменением осевой составляющей скорости в межвенцовых зазорах при повороте лопаток РК, получим выражение

$$\Delta\bar{H}_t = \bar{r}\bar{C}_a (\operatorname{ctg}\beta_2 - \operatorname{ctg}\beta_2') = \bar{r}\bar{C}_a (\operatorname{ctg}\beta_2 - \operatorname{ctg}(\beta_2 + \Delta\beta)) \quad (5)$$

$$\text{где } \operatorname{ctg}\beta_2 = \frac{\bar{W}_{2u}}{\bar{C}_a} = \frac{\bar{r}^2 - \bar{H}_{Tp}(1+n_1)}{\bar{r}\bar{C}_{ap}} \quad (6)$$

После преобразований выражение (5) примет вид:

$$\Delta\bar{H}_t = \bar{r}\bar{C}_a \left( \frac{\operatorname{ctg}^2\beta_2 + 1}{\operatorname{ctg}\beta_2 + \operatorname{ctg}\Delta\beta} \right) \quad (7)$$

$$\text{или: } \Delta\psi_k = \Delta\beta = \arctg \left( \frac{\bar{r}\bar{C}_a (\operatorname{ctg}^2\beta_2 + 1)}{\Delta\bar{H}_t} - \operatorname{ctg}\beta_2 \right) \quad (8)$$

Из полученных формул (7) и (8) видно, что с увеличением параметра закрутки перед рабочим колесом  $n_1$ , уменьшается  $\operatorname{ctg}\beta_2$ , а следовательно угол поворота лопаток  $\Delta\psi_k$  увеличивается. Определим угол поворота рабочих лопаток  $\Delta\psi_k$  по изменению коэффициента теоретического напора на одну и ту же величину  $\Delta\bar{H}_t = 0.1$  вентиляторов с расчетными значениями  $\bar{H}_{Tp} = 0.3$ ,  $\bar{C}_{ap} = 0.4$  на радиусе  $\bar{r} = 0.825$  (средний радиус для вентилятора с втулкой  $v = 0.6$ ), с параметрами закрутки  $-1 \leq n_1 \leq 1$ . Результаты расчетных исследований приведены на Рисунке 1.

Для изменения напорной характеристики на  $\Delta\bar{H}_t = 0.1$ , что составляет  $\frac{\Delta\bar{H}_t}{\bar{H}_{Tp}} = 0.33$  от

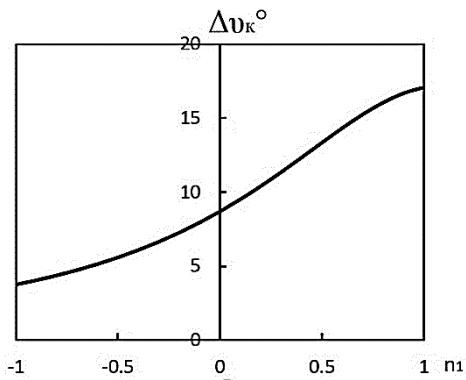


Рисунок 1.

Угол поворота рабочих лопаток вентиляторов с различной предварительной закруткой потока, обеспечивающий изменение коэффициента теоретического напора на  $\Delta\bar{H}_t = 0.1$

расчетного значения, угол поворота рабочих лопаток вентилятора с  $n_1 = -1$  примерно в четыре раза меньше, чем у вентилятора с  $n_1 = 1$ . Большой угол поворота рабочих лопаток вентилятора с предварительной закруткой потока по вращению при регулировании означает большее изменение радиального зазора рабочего колеса и более высокие потери давления по сравнению с вентилятором с предварительной закруткой потока против вращения. Кроме того, при регулировании вентилятора рассогласование режимов в решетках РК и СА растет при увеличении значения  $n_1$ .

В третьей главе описана методика проведения экспериментальных исследований вентиляторов. Задачей которых было изучение эффективности регулирования осевого вентилятора поворотом лопаток рабочего колеса, и аналогичного вентилятора с увеличенной по сравнению с исходным вариантом аэродинамической нагруженностью. Базовый вентилятор схемы РК+СА (Рисунок 2.) был разработан ранее для струйной системы вертолета и имел расчетные параметры: относительный диаметр втулки  $v = 0.6$ , коэффициент теоретического напора  $\bar{H}_{T_p} = 0.3$  и коэффициент расхода  $\bar{C}_{a_p} = 0.4$ . Увеличение аэродинамической нагруженности решеток рабочих колес достигалось уменьшением числа лопаток рабочего колеса  $z_k$  с 16 до 12. Расчетный угол установки лопаток РК  $\nu_k = 37.8^\circ$ .

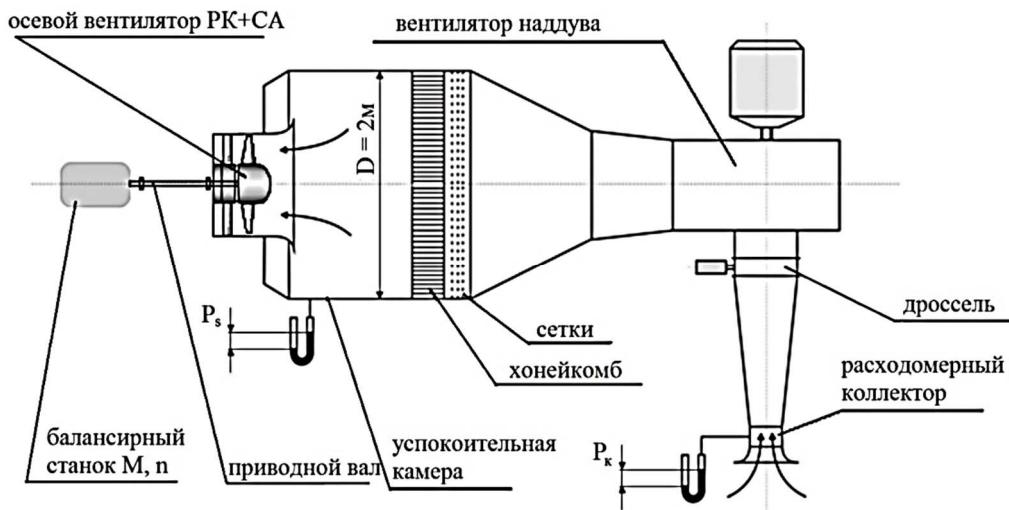
Испытания проводились на стенде типа «камера всасывания» (Рисунок 3). С помощью дросселя и вентилятора наддува устанавливается необходимый режим, вплоть до режимов с отрицательным статическим давлением исследуемого вентилятора. Средние квадратичные относительные погрешности определения основных параметров при доверительной вероятности 0.95 составляли:  $\sigma_N = 0.54\%$ ,  $\sigma_Q = 0.99\%$ ,  $\sigma_P = 0.86\%$ ,  $\sigma_\eta = 1.5\%$ .



Рисунок 2.

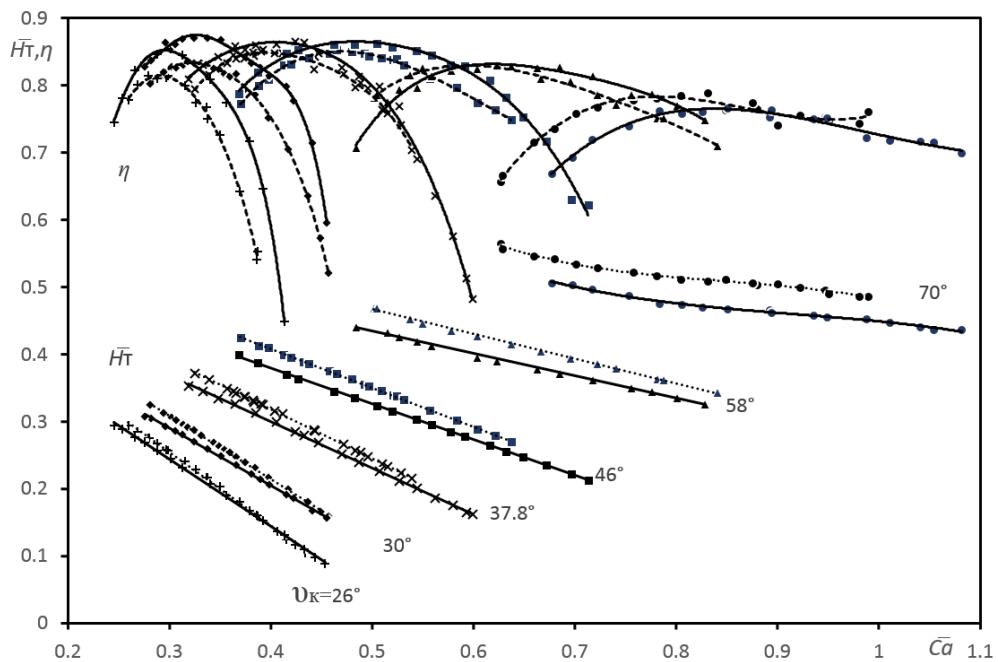
Модель вентилятора. Рабочее колесо – слева, спрямляющий аппарат – справа

Число Рейнольдса, определенное по хорде профиля и скорости на среднем радиусе в абсолютном (для СА) и относительном (для РК) движении составило, соответственно,  $2.1 \cdot 10^5$  и  $3.2 \cdot 10^5$  на расчетном режиме работы. Число Маха потока в относительном движении достигало  $M_w = 0.15$ , окружная скорость концов лопаток  $U = 37$  м/с.



### Рисунок 3.

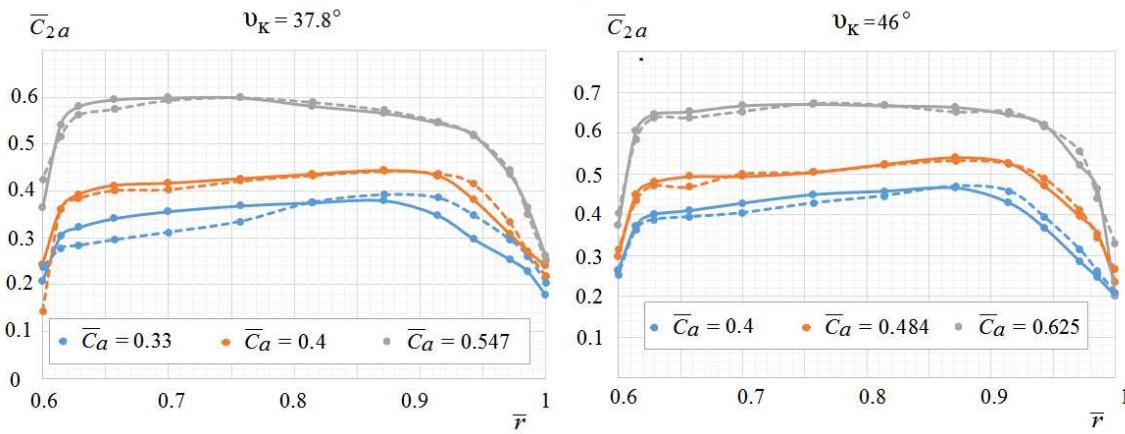
Характеристики вентиляторов с разным числом лопаток при глубоком регулировании отличаются по величине теоретического напора, КПД, и коэффициента расхода при котором достигается максимальная эффективность (Рисунок 4).



## Рисунок 4.

Зависимость коэффициента теоретического напора  $\bar{H}_T$  и коэффициента полезного действия вентиляторов  $\eta$  от коэффициента расхода  $\bar{C}_a$  с различными углами установки  $\nu_k$  и числом лопаток  $z_k$  рабочего колеса: ..... -  $z_k = 16$ ; ——— —  $z_k = 12$

Для каждого угла установки рабочих лопаток с помощью цилиндрического насадка были получены поля скоростей и давлений по радиусу за рабочим колесом. В качестве примера приведено изменение безразмерной осевой составляющей скорости за рабочим колесом (Рисунок 5).

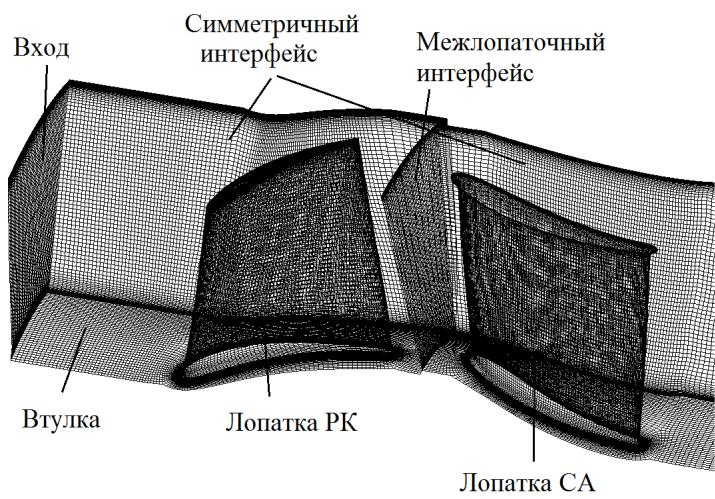


## Рисунок 5.

Из анализа характеристик и полей скоростей потока вытекает, что отрыв потока в периферийных сечениях вентилятора с  $z_k = 12$ , возникает при больших значениях коэффициента расхода, это объясняется более высокой аэродинамической нагруженностью. Вентилятор с уменьшенной густотой решеток РК обладает на 2.5% более высоким максимальным КПД и более низкими коэффициентами теоретического напора.

В четвертой главе приведены результаты численных исследований вентиляторов. Расчетная область состояла из одного межлопаточного канала РК вентилятора и одного канала СА (Рисунок 6).

Рассмотрение течения в такой области оправдано, так как при отсутствии врачающегося срыва в рабочем колесе и неравномерности на входе имеет место осевая симметрия. В областях была построена неструктурированная расчетная сетка с уменьшением высоты ячеек по мере приближения к стенкам. Число ячеек составляло  $3.5 \times 10^6$ . Моделирование было выполнено в программе ANSYS CFX.



## Рисунок 6.

### Расчетная сетка канала двухзвенного вентилятора РК+СА

Проведено сравнение характеристик осевых вентиляторов (РК+СА), с поворотными рабочими лопатками в широком диапазоне углов атаки,

рассчитанных с помощью разных моделей турбулентности и полученных экспериментально (Рисунок 7).

Наилучшее совпадение с экспериментом обеспечивает использование модели  $k-\omega$ , в то время как модели BSL Reynolds Stress и sst показывают завышенные значения КПД при больших расходах, и заниженные при малых.

Максимальная ошибка в определении КПД с использованием

модели  $k-\omega$  возникает при больших углах установки поворотных рабочих лопаток на режимах, далеких от оптимального, и не превышает 4% абсолютных. На расчетном режиме, и в его окрестностях разница между расчетными и экспериментальными значениями КПД и коэффициента теоретического напора не превышает 1%.

Помимо характеристик были проанализированы с помощью модели  $k-\omega$  поля скоростей потока за рабочим колесом. Сравнивались распределения осевой составляющей скорости по радиусу на трех углах установки РК при разных коэффициентах расхода (Рисунок 8). Для расширения диапазона экономичной работы вентилятора,

испытанного в главе 3, исследовалось течение в концевых областях лопаточных венцов. На расчетном угле установки рабочих лопаток  $\nu_k = 37.75^\circ$  методом

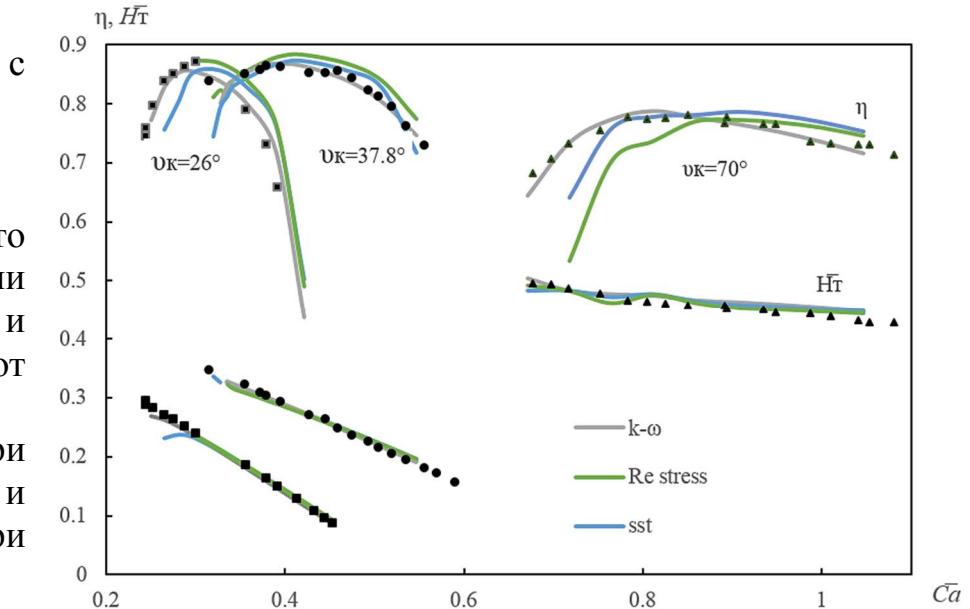


Рисунок 7.

Сравнение экспериментальных и расчетных характеристик регулируемого вентилятора РК+СА

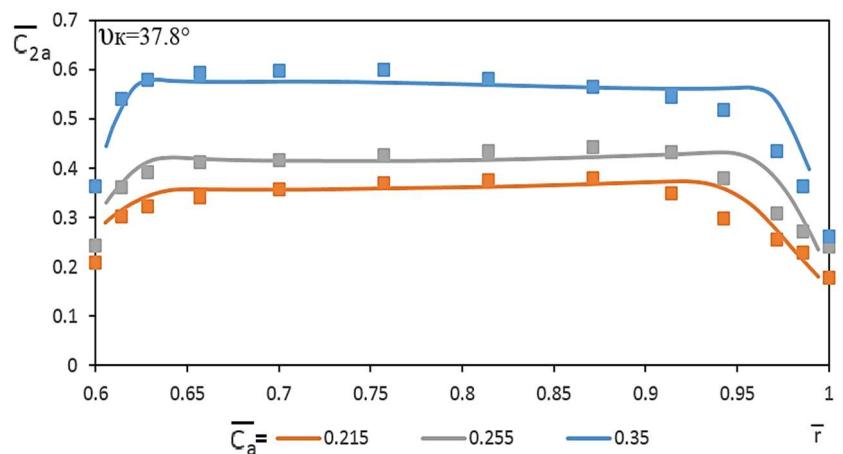


Рисунок 8.

Поля коэффициента осевой составляющей скорости  $C_{2a}$  за РК регулируемого вентилятора, полученные численным моделированием (линии) и экспериментально (точки)

численного моделирования были получены потери полного давления в рабочем колесе (Рисунок 9).

Где  $\Delta P_k$  – разница между местным полным давлением за рабочим колесом и средним полным давлением на входе в вентилятор.

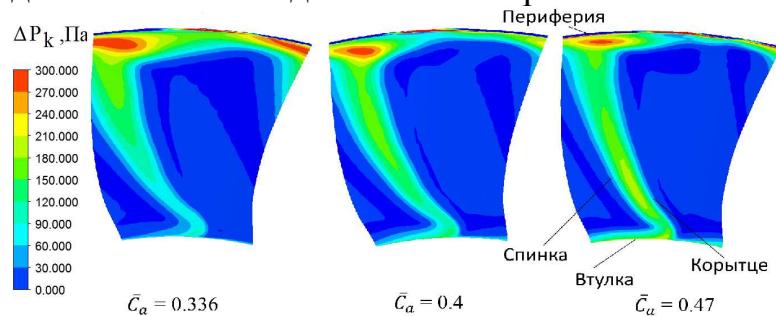


Рисунок 9.

Поля распределения потерь полного давления за рабочим колесом на разных режимах работы вентилятора

Получено, что потери полного давления в периферийной области рабочего колеса намного превышают потери в привтулочной области. По этой причине исследования проводились на четырех моделях вентиляторов, отличающихся формой оси лопаток РК в периферийной области. Базовая лопатка, лопатка со стреловидностью, с тангенциальным наклоном и со стреловидностью и тангенциальным наклоном одновременно (с комбинированным наклоном) изображены на Рисунке 10.

Во всех моделях лопаток изменениям подверглась периферийная часть, длиной  $\frac{1}{4}$  длины лопатки. При этом ось лопатки в измененной части имела форму дуги эллипса, поэтому существенные отклонения от исходной формы происходили примерно на  $\frac{1}{8}$  части длины лопатки. Смещение периферийного профиля лопатки составляло около 7% от величины хорды.

Численным моделированием течения получены напорные характеристики для всех четырех вариантов. Так как изменения в геометрии не существенные, то отличий в напорных характеристиках  $H_T = f(\bar{C}_a)$  в области бессрывной работы вентиляторов практически нет. На Рисунке 11 изображены зависимости КПД четырех вариантов вентиляторов от коэффициента расхода при трех различных углах установки рабочих лопаток. При расчетном угле установки  $\nu_k = 37.8^\circ$  вентилятор со стреловидными лопатками переходит к срыву при меньших значениях коэффициента расхода, чем в остальных случаях: 0.328 против 0.336 у

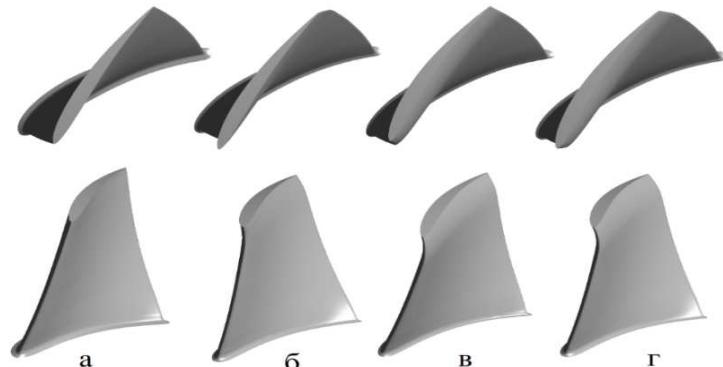


Рисунок 10.

Модели рабочих лопаток. а – базовая, б – со стреловидностью, в – с тангенциальным наклоном, г – с комбинированным наклоном.

базового варианта. Однако в правой ветви характеристики, при больших значениях  $\bar{C}_a$  имеет самый низкий КПД.

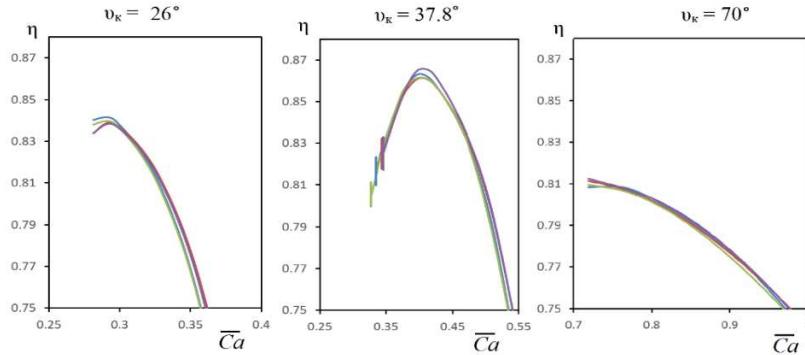


Рисунок 11.

КПД вентиляторов с разной формой оси рабочих лопаток: — а базовая ; — б со стреловидностью; — в с тангенциальным наклоном; — г с комбинированным наклоном

Вентиляторы с тангенциальным и с комбинированным наклоном, наоборот, имеют более высокий КПД, примерно на 1% больший, чем в правой части характеристики, и более ранний отрыв потока. При этом максимальный КПД вентилятора с комбинированным законом оказался примерно на 0.5% выше, чем у прочих вариантов. При повороте рабочих лопаток ( $v_k = 26^\circ$  и  $v_k = 70^\circ$ ) КПД вентиляторов отличаются незначительно. Структура потерь полного давления в РК также не сильно отличается у вентиляторов с лопатками разной формы, особенно у базовой и стреловидной лопаток (Рисунок 12). Потери полного давления в спрямляющем аппарате  $\Delta P_{CA}$  исследуемого вентилятора на расчетном режиме в основном сосредоточены в привтулочной области (Рисунок 13).

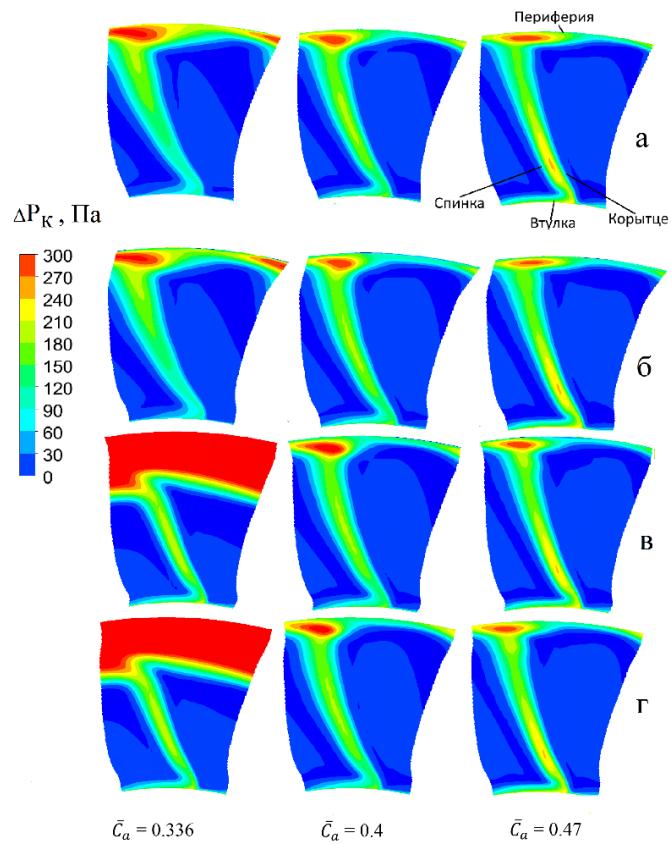


Рисунок 12.

Потери полного давления за РК на разных режимах работы вентиляторов при расчетном угле установки рабочих лопаток  $v_k = 37.8^\circ$ . Форма рабочих лопаток: а – базовая, б – со стреловидностью, в – с тангенциальным наклоном, г – с комбинированным наклоном в периферийной области.

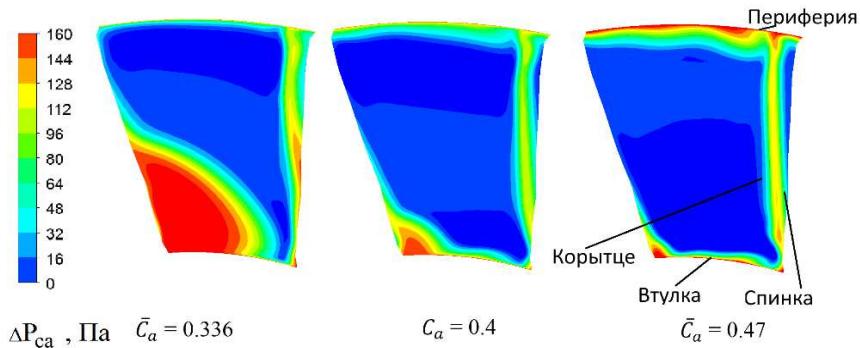


Рисунок 13.

Поля потерь полного давления за спрямляющим аппаратом на разных режимах работы базового вентилятора при расчетном угле установки рабочих лопаток  $\nu_k = 37.8^\circ$

У втулки на спинке лопатки, на расчетном режиме начинает развиваться отрыв потока, который, при уменьшении расхода, увеличивается. Этот отрыв несет в себе большую долю потерь полного давления всего вентилятора.

С учетом проведенных исследований были спроектированы три спрямляющих аппарата с измененной формой лопаток. Изменения выполнялись аналогично, как и для лопаток РК, только во втулочной области: на четверти длины лопатки, стреловидность и тангенциальный наклон составляли 7% от величины хорды (Рисунок 14). Третий вариант СА (г) включал стреловидность, тангенциальный наклон и увеличение хорды лопатки.

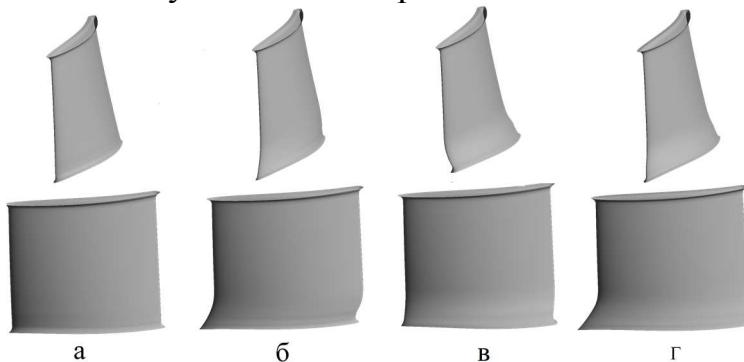


Рисунок 14.

Модели лопаток СА вентиляторов: а – базовая, б – со стреловидностью, в – с тангенциальным наклоном во втулочной области, г – комбинированная

Полученные численным моделированием характеристики вентиляторов (КПД) и поля потерь полного давления изображены на Рисунках 15 и 16. На характеристиках с углами установки лопаток РК  $\nu_k = 26^\circ$  и  $\nu_k = 70^\circ$  изменения геометрии спрямляющих лопаток практически не сказались. При расчетном угле установки лопаток РК  $\nu_k = 37.8^\circ$  на режимах с расходом меньше расчетного  $\bar{C}_a = 0.336$ , на которых развивался привтулочный отрыв в СА, существенно вырос КПД вентилятора со стреловидными лопатками СА (до 1.5%) и с лопатками с тангенциальным наклоном (до 4%).

Из Рисунка 16 видно, что изменения геометрии привели к уменьшению отрывной зоны у втулки СА примерно на 20% - 40% на режимах  $\bar{C}_a = 0.336$  и

$\bar{C}_a = 0.4$ , в случае стреловидных лопаток, и полному ее исчезновению в случае лопаток с тангенциальным наклоном. При этом в месте сопряжения прямой и отогнутой частей лопатки с тангенциальным наклоном появилась зона увеличенных потерь давления.

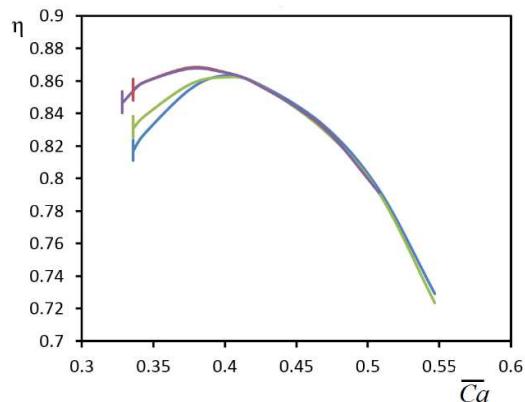


Рисунок 15.  
КПД вентиляторов при расчетном  $v_k = 37.75^\circ$  с разной формой оси лопаток СА: — а базовая; — б со стреловидностью; — в с тангенциальным наклоном; — г комбинированная

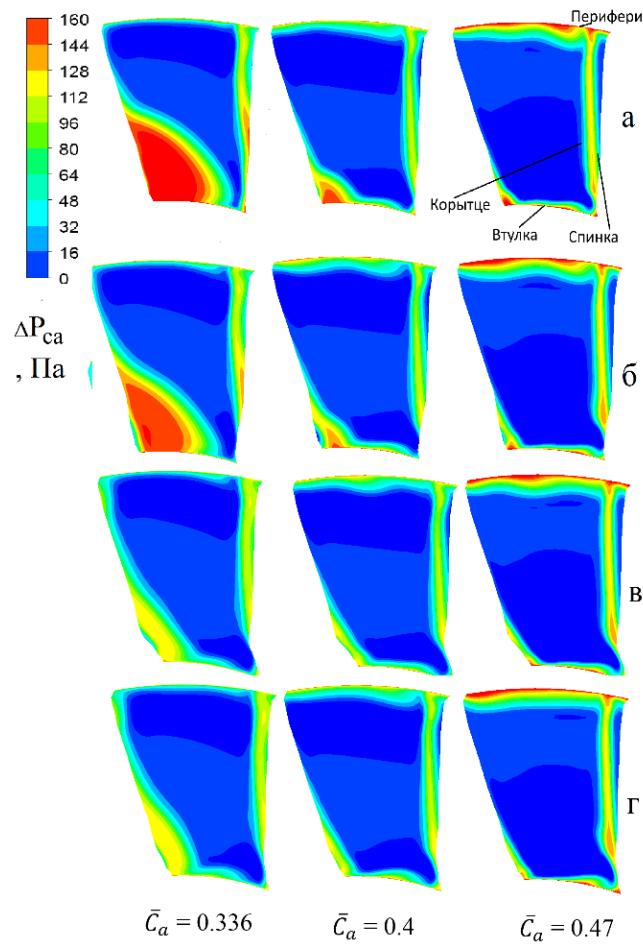
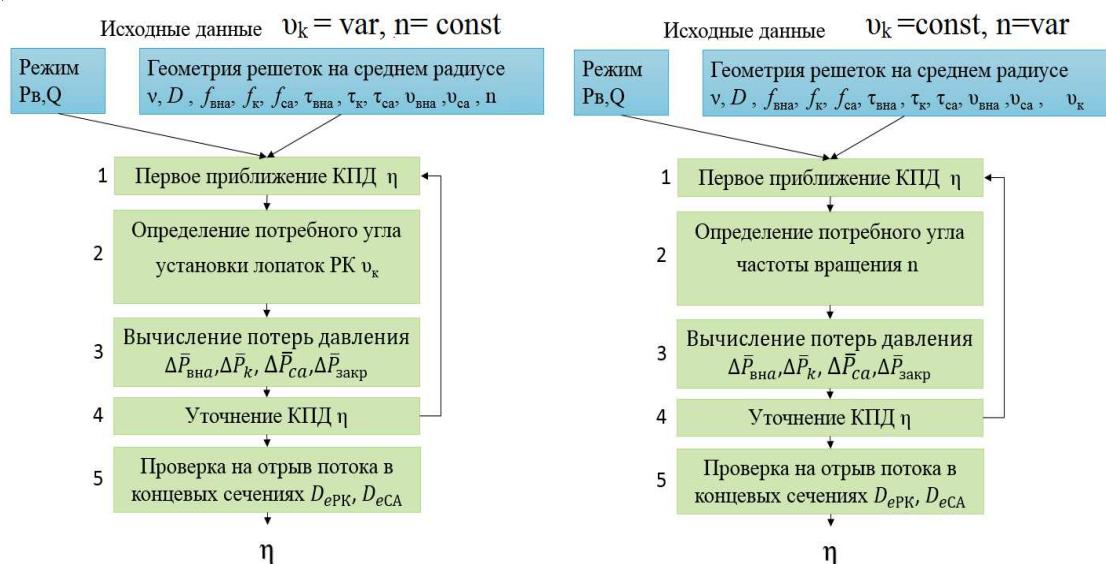


Рисунок 16.

Поля распределения потерь давления за спрямляющим аппаратом на разных режимах работы вентилятора и углом установки рабочих лопаток  $v_k = 37.8^\circ$ . Лопатки СА: а – базовая, б – со стреловидностью, в – с тангенциальным наклоном, г – комбинированная

В пятой главе приводится метод выбора параметров вентилятора, обеспечивающий максимальный средний КПД на нескольких рабочих режимах. Метод включает в себя разработанную математическую модель описывающую осевой одноступенчатый вентилятор и генетический алгоритм оптимизации параметров вентилятора. Исходными данными математической модели являлись геометрические параметры лопаточных венцов вентилятора на среднем радиусе и параметры рабочего режима (Рисунок 17). Результатом расчета являлся КПД вентилятора на заданном режиме. Созданная математическая модель описывает вентилятор (ВНА+РК+СА) с цилиндрической проточной частью, постоянной циркуляцией скорости по радиусу и постоянной осевой составляющей скорости. Было создано два варианта математической модели вентиляторов, регулируемых поворотом рабочих лопаток и изменением частоты вращения. КПД вентилятора определялся по расчету потерь полного давления в элементарной ступени на среднем радиусе с учетом потерь в концевых сечениях. Геометрия вентилятора в математической модели описывалась размерами проточной части: относительным диаметром втулки  $v$ , диаметром вентилятора  $D$ , геометрией решеток РК и СА на среднем радиусе: прогиб средней линии профиля  $f_k$  и  $f_{ca}$ , густота решетки  $\tau_k$  и  $\tau_{ca}$ , угол установки лопаток  $\psi_k$  и  $\psi_{ca}$ . Режим работы задавался полным давлением вентилятора  $P_b$ , объемным расходом воздуха  $Q$  и частотой вращения  $n$ . В математической модели вентилятора, регулируемого поворотом рабочих лопаток, угол  $\psi_k$  определялся в процессе расчета таким образом, чтобы вентилятор обеспечил заданные давление и расход, а в случае вентилятора с переменной частотой вращения определялась частота вращения  $n$ . Безразмерные значения хорды  $\bar{b}$  и толщины  $\bar{c}$  профилей не участвовали в оптимизации, так как их влияние на КПД в математической модели незначительно.



### Рисунок 17.

Блок-схемы математической модели вентилятора, регулируемого поворотом лопаток при  $n=const$ , или частотой вращения ( $v_k=const$ )

Так как приведенная выше математическая модель содержит большое число независимых параметров, и возможно существование локальных экстремумов, то оптимизация выполнялась с помощью генетического алгоритма (ГА).

Определим оптимальные параметры вентилятора, работающего, например, на двух режимах:  $P_{v1} = 346$  Па,  $Q_1 = 2.74$  м<sup>3</sup>/с,  $P_{v2} = 467$  Па,  $Q_2 = 5.15$  м<sup>3</sup>/с, и имеющего максимальный средний КПД в этих точках.

Оптимизируемые параметры варьировались в следующих диапазонах:  $0.5 < v < 0.65$ ,  $800 < n < 1200$ ,  $0.02 < f_k, f_{ca} < 0.1$ ,  $0.5 < \tau_k, \tau_{ca} < 2$ ,  $10^\circ < \nu_{ca} < 80^\circ$ . В данном расчете не варьировался диаметр вентилятора  $D = 0.7$ , относительная толщина профилей  $\bar{c}_k = \bar{c}_{ca} = 0.1$  и удлинение лопаток  $\bar{h}_k = \bar{h}_{ca} = 1.5$ . В результате оптимизации были получены следующие параметры вентилятора, регулируемого поворотом рабочих лопаток:  $v = 0.65$ ,  $n = 1200$ ,  $f_k = 0.052$ ,  $f_{ca} = 0.09$ ,  $\tau_k = 0.545$ ,  $\tau_{ca} = 1.02$ ,  $\nu_{ca} = 78^\circ$ . Угол  $\nu_k$  составил  $26.7^\circ$  для первого режима и  $45.7^\circ$  для второго. Аналогичная оптимизация была выполнена для вентилятора, регулируемого изменением частоты вращения. В результате оптимизации были получены следующие параметры:  $v = 0.65$ ,  $f_k = 0.052$ ,  $f_{ca} = 0.0987$ ,  $\tau_k = 0.55$ ,  $\tau_{ca} = 0.923$ ,  $\nu_k = 33.6^\circ$ ,  $\nu_{ca} = 75^\circ$  частота вращения составила 1040 об/мин на первом режиме, и 1464 об/мин на втором.

Спроектированные вентиляторы с оптимальными параметрами были исследованы методом численного моделирования на заданных режимах и в их окрестностях. Вентилятор, регулируемый поворотом рабочих лопаток, имел КПД на заданных режимах 86% и 87%, а регулируемый частотой вращения – 82% и 86%.

## ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЕ

1. Получены аналитические зависимости для осевых вентиляторов, выполненных по схеме ВНА+РК+СА с осевым выходом потока, позволяющие оценить влияние предварительной закрутки потока  $n_1$  на угол поворота лопаток рабочего колеса  $\Delta\nu_k$  для достижения одного и того же изменения коэффициента теоретического напора  $\bar{H}_T$ . С увеличением  $n_1$  угол поворота  $\Delta\nu_k$  возрастает, что приводит к росту потерь из-за увеличения радиального зазора и рассогласования режимов работы в РК и СА.

2. Выполнено экспериментальное исследование вентиляторов (РК+СА) с различной аэродинамической нагруженностью, регулируемых поворотом рабочих лопаток в широком диапазоне изменения углов установки. Показано, что увеличение аэродинамической нагруженности путем уменьшения густоты лопаток РК на 25% относительно расчетного значения приводит к снижению коэффициентов напора, при сохранении диапазона изменения расхода с высоким КПД, большим 0.8, а также увеличению максимального КПД на 2.5%. Уменьшение числа лопаток рабочего колеса упрощает механизм их поворота, снижает вес и стоимость вентилятора.

3. На основе полученных экспериментальных данных была выполнена верификация численного метода в широком диапазоне изменения расхода и углов установки рабочих лопаток. Наилучший результат достигнут при использовании

модели турбулентности  $k-\omega$ , в этом случае ошибка в определении КПД на бессрывных режимах не превышала 1%.

4. Численным методом получены характеристики осевых вентиляторов, с одинаковыми расчетными параметрами  $v = 0.6$ ,  $\bar{H}_{T_p} = 0.3$ ,  $\bar{C}_{a_p} = 0.4$  и с различной предварительной закруткой потока  $n_1 = -0.5, 0, 0.2$ . Показано, что в широком диапазоне изменения коэффициентов расхода от  $\frac{\bar{C}_a}{\bar{C}a_p} = 0.52$  до 2.5 можно обеспечить практически идентичные напорные характеристики вентиляторов поворотом рабочих лопаток. При  $n_1 = -0.5$  угол поворота рабочих лопаток  $\Delta\theta_{pk}$  примерно в 1.6 раза меньше, чем при  $n_1 = 0.2$ , что снижает потери из-за меньшего изменения углов атаки и радиального зазора в рабочем колесе, и расширяет область экономичной работы.

5. Проведено численное исследование вентиляторов с модифицированными лопатками РК и СА, имевшими изогнутую ось в концевых сечениях. Получено незначительное расширение области экономичной работы вентилятора с характерными параметрами  $v = 0.6$ ,  $\bar{H}_{T_p} = 0.3$ ,  $\bar{C}_{a_p} = 0.4$ ,  $n_1 = 0$ . Стреловидность в периферийных сечениях РК позволила сместить срыв потока в область меньших коэффициентов расхода (с 0.34 до 0.33), а тангенциальный наклон в привтульных сечениях СА предотвратил отрыв потока и увеличил КПД вентилятора на 4% в области малых расходов.

6. Разработан метод проектирования одноступенчатых осевых вентиляторов, состоящих в различном сочетании из рабочего колеса, входного и выходного направляющих аппаратов, обеспечивающих высокоэффективную работу на нескольких заданных режимах, в широком диапазоне изменения расхода. В математической модели вентилятора КПД определялся по потерям полного давления как на среднем радиусе, так и в концевых сечениях лопаток. Метод позволяет найти оптимальные геометрические параметры вентиляторов, регулируемых поворотом рабочих лопаток или изменением частоты вращения.

**Основные положения диссертации изложены в следующих работах:**

1. Замолодчиков Г.И., Тумашев Р.З. Повышение эффективности вентилятора на различных рабочих режимах путем изменения формы лопатки направляющего аппарата // Наука и образование электронное научно-техническое издание. 2017. С. 20-36. DOI:10.7463/0117.0000920. ( 0.93 п.л./0.8 п.л.).
2. Замолодчиков Г.И., Тумашев Р.З. Влияние предварительной закрутки потока на эффективность регулирования вентилятора поворотом лопаток рабочего колеса // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 10 (703). С. 72-82. ( 1 п.л./0.9 п.л.).
3. Повышение эффективности промышленных вентиляторов при работе на нерасчетных режимах / Замолодчиков Г.И. [и др.] // Безопасность в техносфере. 2018. №3. С. 43-51. ( 1.25 п.л./1.1 п.л.).