

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ВЕНТИЛЯТОРА С МЕРИДИОНАЛЬНЫМ УСКОРЕНИЕМ

А.С. Фурашов<sup>1</sup>

a.furashov@yandex.ru

А.Н. Арбеков<sup>2</sup>

arbekov@bmstu.ru

П.М. Васенина<sup>1</sup>

yauzza1@yandex.ru

В.В. Митрофович<sup>1</sup>

vvmitrof@yandex.ru

Н.А. Семилет<sup>1</sup>

nikita-semilet@rambler.ru

<sup>1</sup> Центральный аэрогидродинамический институт  
имени профессора Н.Е. Жуковского,  
г. Жуковский, Московская обл., Российская Федерация

<sup>2</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

Рассмотрены методы моделирования течения в рабочем колесе вентилятора с меридиональным ускорением потока. Выполнено сравнение результатов моделирования течения, полученных при расчете течения по осесимметричным поверхностям тока с переменной толщиной в относительном движении и CFD-расчетом. Расхождение результатов определения напора для тестовой задачи (течение в элементарной решетке) не превышало 2 % при безотрывном течении. Полученное распределение скорости по контуру лопатки позволяет в дальнейшем перейти к расчету пограничного слоя на ее поверхности и учесть профильные потери в рабочем колесе, а также уточнить расположение точек схода на профиле. Показана возможность использования метода расчета течения по осесимметричным поверхностям тока с переменной толщиной для профилирования осевых вентиляторов с меридиональным ускорением потока. Рабочее колесо спроектировано с использованием приведенного метода. Выполнен CFD-расчет рабочего колеса, подтвердивший заложенный при профилировании коэффициент теоретического напора  $\bar{H}_T = 0,68$  при заданном коэффициенте расхода  $\bar{c}_{a1} = 0,5$ , полный КПД  $\eta_{p,k}^* = 0,93$

### Ключевые слова

Осевые турбомашинны,  
вентилятор, меридиональное  
ускорение, метод дискретных  
вихрей, конформное отобра-  
жение

Поступила 30.06.2021

Принята 14.06.2022

© Автор(ы), 2022

**Введение.** Осевые вентиляторы в качестве источника воздуха применяют во многих технических объектах таких, как транспортные машины, авиатехника, оборудование шахт и др. Зачастую от них требуется высокая энергетическая эффективность при жестких ограничениях по массогабаритным характеристикам. Так, для охлаждения турбодизельной установки большой мощности оказалось невозможным применение центробежного вентилятора из-за проблем с его размещением в подкапотном пространстве, а осевой вентилятор не имеет достаточного напора. Для решения этой проблемы в [1] спроектирован диагональный вентилятор. Увеличение глубины шахты и интенсификация горнопроходческих работ ведет к возрастающим требованиям к системам вентиляции, в первую очередь к повышению напора вентиляторов. На практике для достижения необходимого напора приходится последовательно соединять до десяти осевых вентиляторов местного проветривания, а применение центробежных вентиляторов ограничено из-за значительных поперечных габаритных размеров. Эти противоречивые требования можно удовлетворить, применяя вентиляторы с меридиональным ускорением [2].

Вентилятор с меридиональным ускорением представляет собой осевой вентилятор с увеличенной меридиональной (расходной) компонентой скорости потока, что достигается сужением проточной части по ходу движения газа, как правило, за счет увеличения относительного диаметра втулки по потоку. Для диффузорного течения в лопаточных венцах вентилятора это ведет к снижению градиента статического давления и затягиванию отрыва, что позволяет получить высокий напор, сохраняя КПД на уровне осевой ступени [3].

Методики профилирования лопаточных венцов хорошо развиты и успешно применяются для осевых турбомашин с цилиндрической проточной частью, а также для ступеней с небольшим (не более  $15^\circ$ ) отклонением поверхностей тока от цилиндричности. Реальное течение в вентиляторе с меридиональным ускорением потока имеет трехмерный характер, определяемый большим значением радиальной составляющей скорости, что делает неприемлемым допущение о цилиндрических поверхностях тока. Теория течения в меридиональном сечении развита в [4], где предложено в качестве условных поверхностей тока принять поверхности  $S_1$  и  $S_2$  (рис. 1). В качестве поверхности  $S_1$  принята традиционная поверхность от лопатки к лопатке. Поверхности тока  $S_2$  имеют радиальную форму перед лопатками, а в межлопаточном канале они изгибаются и скручиваются. Учет кривизны поверхности тока чаще всего основан на решении дифференциальных уравнений численными методами.

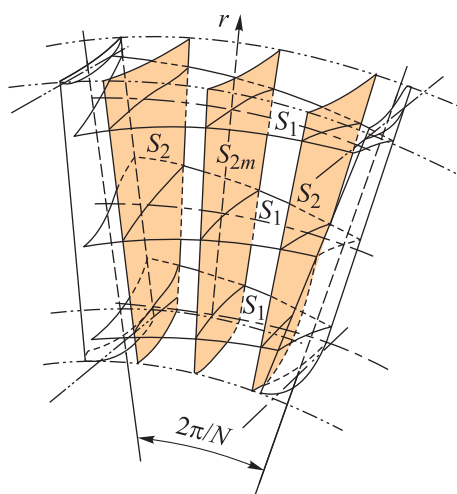
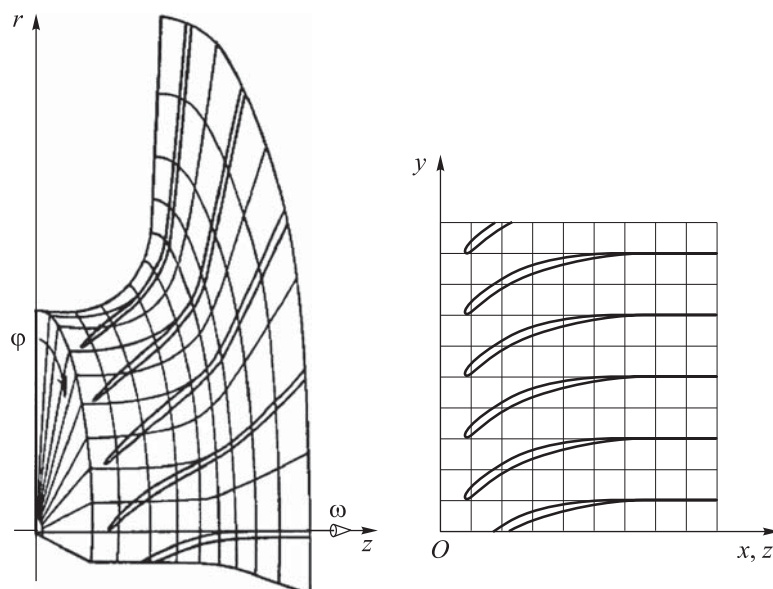


Рис. 1. Поверхности тока  $S_1$  и  $S_2$

Современные методы математического моделирования позволяют получить численное решение вязкого трехмерного течения в проточной части рабочего колеса. Основной подход к созданию высокоэффективной компрессорной техники в настоящее время — это численное трехмерное моделирование течения в проточной части, базирующееся на уравнениях Навье — Стокса, осредненных по Рейнольдсу (CFD 3D RANS). Бурное развитие вычислительной техники в последние десятилетия, универсальных программных комплексов, реализующих CFD 3D RANS, определило доминирующее положение этих методов в инженерных расчетах. С помощью серии прямых задач проектируют турбомашину с меридиональным ускорением, обучая для этого нейронную сеть [5] или варьируя отдельные параметры для проектирования на конкретное задание [6, 7]. Полученные методами CFD 3D RANS данные необходимо подтверждать экспериментально [8, 9]. Такие методы хорошо подходят для анализа течений с заранее известной геометрией проточной части. На этапе предварительного проектирования часто возникает необходимость быстрого принятия решения о приемлемой геометрии, позволяющей в дальнейшем сократить число вариантов, требующих трехмерного моделирования с использованием высокопроизводительной вычислительной техники. Для таких задач предпочтительней использование упрощенных и специализированных методов моделирования течения, имеющих высокую скорость и менее требовательных к вычислительной технике.

**Конформное отображение.** Использование классического метода конформных отображений для упрощения решаемой газодинамической задачи восходит к работам Н.Е. Жуковского, С.А. Чаплыгина и развито В.В. Уваровым, Н.Е. Кочиным, Г.Ю. Степановым, Я.А. Сироткиным и многими другими. Наиболее эффективным является конформное отображение осесимметричной поверхности тока на плоскость [10], как это приведено на рис. 2.

Рассмотрим элементарную струйку тока, заключенную между двумя бесконечно близкими поверхностями тока, следуя допущению, что поверхности тока осесимметричны, за толщину струи  $h$  примем рас-



**Рис. 2.** Конформное отображение осесимметричной поверхности тока на плоскость

стояние между ограничивающими поверхностями. Осесимметричная поверхность описывается некоторой зависимостью радиуса от осевой координаты  $r = r(z)$  и образуется поворотом линии вокруг продольной оси  $z$ .

Преобразование проводится натягиванием исходной поверхности на заданный цилиндр радиусом  $r_0$  с соответствующей корректировкой толщины поверхности тока. В новой системе координат  $XOY$  ось  $OX$  направлена по поверхности вдоль оси вращения и является длиной пути от плоскости  $z_0 = 0$  до рассматриваемой точки. Ось  $OY$  представляет собой угол в цилиндрических координатах, а по смыслу — длину дуги, перенесенной на цилиндр, которая соединяет точку с плоскостью  $AOZ$  декартовых координат.

Приведем новые координаты в виде

$$x = \int_{z_0}^z (dz/r) \sqrt{1 + (dr/dz)^2}; \quad y = -\varphi.$$

При преобразовании сохраняется форма бесконечно малых фигур, но изменяется их линейный размер  $dl$  с масштабом, зависящим от радиуса  $dx/dl = r_0/r$  (рис. 3). С тем же масштабом изменяется толщина струйки тока  $h'$ :

$$h' = h r_0 / r. \tag{1}$$

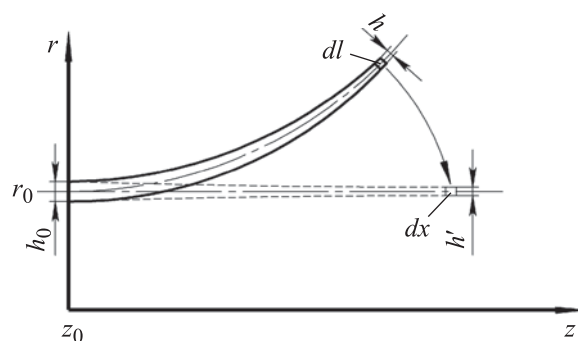


Рис. 3. Изменение толщины струйки тока

**Метод дискретных вихрей для двумерного течения с переменной толщиной.** Расчет течения в отображенной системе на плоскости в слое переменной толщины можно проводить различными методами, одним из которых является двумерный метод дискретных вихрей (МДВ) [11], традиционно используемый в отделе внутренней дозвуковой аэродинамики Центрального аэрогидродинамического института имени профессора Н.Е. Жуковского. О применении такого метода к решению задачи о течении в радиально-осевой турбомашине упомянуто еще в 1958 г. [12]. Решение задачи о потенциальном обтекании решеток профилей с помощью метода дискретных вихрей заключается в размещении на контуре обтекаемого профиля элементарных вихрей и определении необходимой циркуляции каждого вихря из условий касания вектора скорости в контрольных точках контура и равенства нулю циркуляции в критической точке схода. Положение критической точки во многом определяет результат расчета, поэтому ее положение необходимо уточнять в процессе расчета, например, по равенству максимумов значений скоростей у выходной кромки со стороны спинки и корытца профиля лопатки [13] или вводя эмпирический коэффициент  $k_k$  потери циркуляции вокруг профиля [14], через который устанавливается связь между углом  $\beta_{2ид}$  выхода потока при теоретическом обтекании профиля с точкой схода, размещенной на середине задней кромки, и реальным углом  $\beta_2$ :

$$k_k = \frac{\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_{2ид}}{\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2}, \quad (2)$$

где  $\beta_1$  — угол входа потока в решетку профилей.

Рассмотрим потенциальное течение на комплексной плоскости [13]. Координата по  $y$  будет мнимой составляющей, а по  $x$  — действитель-

ной. Изменение толщины слоя  $h'$  вдоль оси  $x$  учтем, изменяя меридиональную составляющую скорости  $v_x$  невозмущенного потока относительно начального значения скорости  $v_{\infty x}$  при некоторой начальной толщине  $h_0$ :

$$v_x = v_{\infty x} \frac{h_0}{h'}.$$

Тогда комплексная скорость  $v$  невозмущенного потока в поле переменной толщины с учетом изменения толщины равна

$$v = i v_y + v_{\infty x} \frac{h_0}{h'}$$

или, учитывая (1), запишем

$$v = i v_y + v_{\infty x} \frac{r}{r_0} \frac{h_0}{h}.$$

**Вычисление скорости жидкости в точке на исходной поверхности по результатам решения на отображенной поверхности.** Отображение конформно, и, соответственно, направление вектора скорости сохраняется при отображении, однако абсолютное значение скорости должно быть скорректировано, что проще всего сделать, вычислив масштаб приведения скорости по направлению оси  $OX$ . По оси  $OY$  масштаб будет такой же в силу конформности отображения.

Пусть в сечении далеко перед решеткой начальная скорость имеет значение  $V_0$ , площадь поперечного сечения струи тока  $S_0$  определяется радиусом  $r_0$  и начальной толщиной  $h_0$ , тогда приведенную скорость  $\bar{V}$  в исходных координатах найдем так:

$$\bar{V} = \frac{V}{V_0} = \frac{S_0}{S} = \frac{r_0 h_0}{r h}.$$

Отношение скорости  $v$  в отображенных координатах  $XOY$  к начальной скорости  $v_0$  с учетом (1) запишем в виде

$$\bar{v} = \frac{v}{v_0} = \frac{h_0}{h'} = \frac{r h_0}{r_0 h}.$$

Соответственно связь между приведенными скоростями  $\bar{V}$  на осесимметричной поверхности и  $\bar{v}$  в отображенных координатах выражается как

$$\bar{V} = \bar{v} \left( \frac{r_0}{r} \right)^2. \quad (3)$$

**Вычисление поля скоростей при относительном движении.**

При относительном движении газа в межлопаточном канале рабочего колеса на поток действует сила Кориолиса, для учета которой при ведении расчета в абсолютном движении необходимо в контрольных точках профиля ввести компоненту  $u$  окружной скорости  $U$ , обусловленную вращением колеса.

Приведем окружную скорость  $U$  к расходной меридиональной скорости  $V_{m0}$  далеко перед решеткой:

$$\bar{U} = \frac{U}{V_{m0}}.$$

При переходе к новым координатам необходимо, используя зависимость (3), отмасштабировать отношение скоростей:

$$\bar{u} = \bar{U} (r / r_0)^2.$$

Окружная скорость, которую необходимо добавить к компонентам скорости в точках, лежащих на профиле рабочего колеса, для расчета в абсолютном движении равна

$$u = \bar{u} v_{x0}.$$

**Тестовая задача.** В качестве тестовой задачи выполнено сравнение расчетов поля скоростей на элементарной струйке тока лопаточного венца с помощью приведенного метода и CFD-расчета в пакете Ansys. Приведенная в работе модель не учитывает влияние пограничного слоя, и для более корректного сравнения течение при CFD-расчете принято невязким, хотя расчет течения численными методами в невязкой постановке вводит погрешность, обусловленную сеточной вязкостью [15]. Для моделирования взят профиль С-4, угол установки  $\Theta = 54,9^\circ$ ; относительный прогиб  $\bar{f} = 0,084$ ; густота решетки  $\tau = 1,2$ ; число лопаток рабочего колеса  $Z_{p,k} = 6$ . Профиль построен на плоскости в отображенных координатах  $XOY$ , а затем с помощью обратного отображения построена твердотельная модель проточной части для невязкого CFD-расчета (рис. 4). Радиус  $r$  осесимметричной поверхности изменялся от  $r_1 = 60$  мм до  $r_2 = 100$  мм. Толщина  $h$  изменялась от 1 мм на входе до 0,4 мм на выходе; частота вращения менялась от 3180 до 15920 об/мин, расходная скорость на входе оставалась постоянной  $C_{a1} = 50$  м/с, что соответствует расходным режимам  $\bar{c}_{a1}$  от 0,3 до 1,5, где  $\bar{c}_{a1} = C_{a1}/U_k$  ( $U_k$  — окружная скорость лопатки на радиусе  $r_2$ ). Точка  $s_2$  выбиралась по максимуму скоростей у выходной кромки со стороны спинки и корытца профиля лопатки [13].

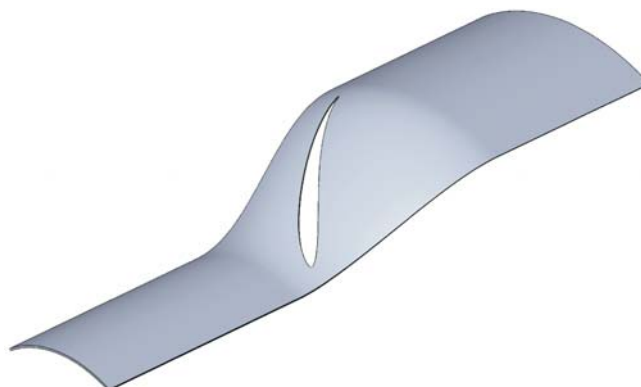


Рис. 4. Внешний вид проточной части

Расчет показал удовлетворительное совпадение теоретического напора  $\bar{H}_T = (r_2 C_{2u} - r_1 C_{1u}) / (r_2 U_k)$  ( $C_{2u}$  — окружная скорость на выходе из решетки) на различных режимах течения по расходу  $\bar{c}_{a1}$  от 0,3 до 0,7, соответствующих безотрывному течению (рис. 5), рассчитанного приведенным методом и невязким CFD-расчетом. Средняя погрешность напора в этом диапазоне составила 2 %.

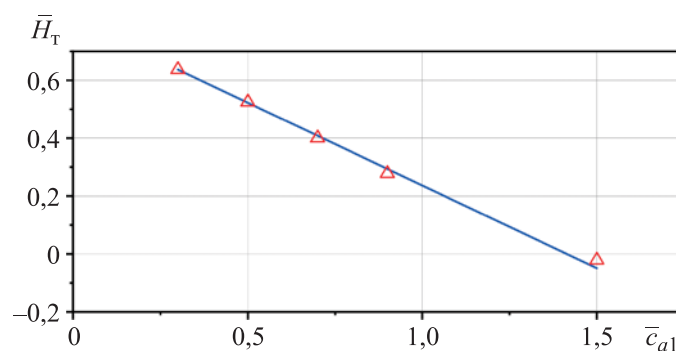
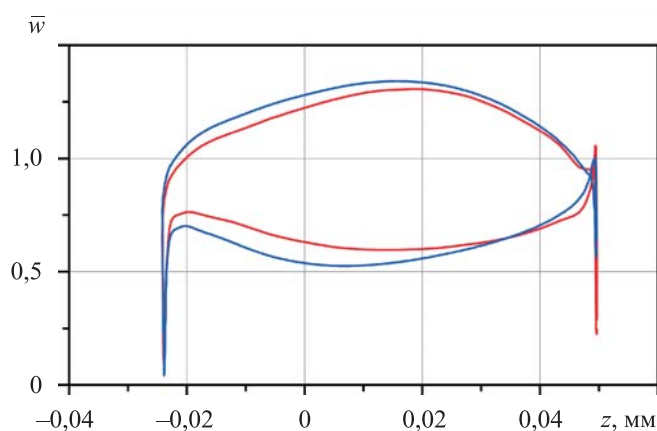


Рис. 5. Сравнение результатов CFD-расчета ( $\Delta$ ) и МДВ ( $\text{—}$ ) по теоретическому напору  $\bar{H}_T$  для различных  $\bar{c}_{a1}$

Эпюра приведенной скорости  $\bar{W} = W / U_k$  ( $W$  — скорость относительного движения) на спинке профиля удовлетворительно совпала с эпюрой, полученной CFD-расчетом для невязкого газа (рис. 6). Вдоль оси  $z$  отложена осевая длина проточной части. На поверхности корытца имеется большее расхождение, что не так критично, поскольку отрыв потока от лопатки чаще всего происходит на спинке профиля, и для нахождения его места необходимо знать распределение скорости именно на спинке.



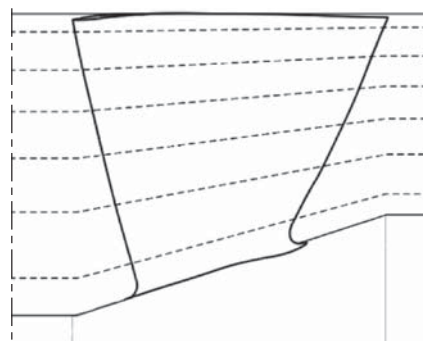


**Рис. 6.** Эпюра приведенных скоростей  $\bar{W}$  на тестовом профиле при  $\bar{c}_{a1} = 0,5$ :  
— CFD-расчет; — МДВ

Время, затраченное на расчет течения в программе MATLAB по описанному методу на персональном компьютере с тактовой частотой процессора 2,8 ГГц составило  $\sim 0,39$  с. Расчет в невязкой постановке в программе Ansys Fluent занял 48 с.

**Профилирование рабочего колеса.** Спрофилировано рабочее колесо вентилятора с меридиональным ускорением и коэффициентом теоретического напора  $\bar{H}_T = 0,68$  при заданном коэффициенте расхода  $\bar{c}_{a1} = 0,5$ , с осевым входом потока в рабочее колесо и закруткой потока на выходе по закону постоянной циркуляции по радиусу. Значения параметра  $\tau$  выбраны по результатам продувок плоских решеток профиля [16] для сечения у периферии  $\tau_{\text{пер}} = 1,1$ , а для сечения у втулки  $\tau_{\text{вт}} = 1,2$ . Число лопаток рабочего колеса  $Z_{\text{р.к}} = 11$ . Параметры относительной втулки ( $\bar{d} = R_{\text{вт}}/R_{\text{р.к}}$ , где  $R_{\text{вт}}$  — радиус втулки;  $R_{\text{р.к}}$  — радиус рабочего колеса)  $\bar{d}_1 = 0,4$  — в сечении перед рабочим колесом,  $\bar{d}_2 = 0,6$  — в сечении за рабочим колесом. Профилирование велось на конических поверхностях, делящих проточную часть на участки с равными кольцевыми площадями (рис. 7). Принято допущение о том, что линии тока не перестраиваются и не теряют свою коническую форму, поверхности  $S_1$  от лопатки к лопатке не изгибаются и не скручиваются. Коэффициент потери циркуляции (2) принят  $k_k = 1,1$  по всей высоте лопатки. Для каждой расчетной поверхности определена геометрия профиля на отображенной плоскости  $XOY$ , обеспечивающая треугольник скоростей, соответствующий заданному  $\bar{H}_T$ , затем с помощью обратного отображения на исходную поверхность получены декартовы координаты профиля рабочего колеса.

**Рис. 7.** Проточная часть вентилятора с меридиональным ускорением



Параметры профилей записаны для плоскости  $XOY$ , в которой ведется расчет, и после обратного отображения несут лишь условный характер. Например, угол атаки имеет понятный физический смысл при рассмотрении плоского течения, как угол между направлением потока перед лопаточным венцом и некоторой характерной линией геометрии профиля, но в случае с осесимметричным течением угол потока перед решеткой сохраняется лишь в координатах отображения на  $XOY$ , а физически при изменении радиуса сохраняется циркуляция, но отношение окружной и расходной скоростей, а значит, и угол потока в общем случае не сохраняются.

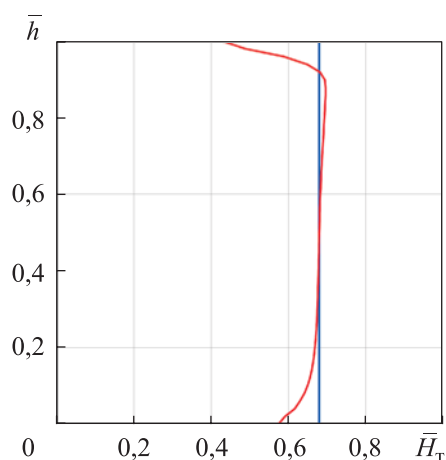
Высота  $h$  лопатки принята как средняя между высотой на выходе и входе в проточную часть (межлопаточный канал). Относительное значение радиального зазора  $\bar{s} = s/h = 1,7\%$ .

Расчет вязкого несжимаемого течения в рабочем колесе показал достаточно равномерное распределение коэффициента повышения давления по относительной высоте проточной части  $\bar{h} = (R - R_{\text{вТ}})/(R_{\text{р.к}} - R_{\text{вТ}})$  вне концевых участков (рис. 8). В результате CFD-расчета получен среднерасходный коэффициент напора

$$\bar{H}_{\text{ТCFD}} = (P_2^* - P_1^*) / (\rho U_{\text{к}}^2) \approx 0,62,$$

где  $P_2^*$  — осредненное по расходу давление торможения за рабочим колесом;  $P_1^*$  — осредненное по расходу давление торможения перед рабочим колесом;  $\rho$  — плотность рабочего тела. Коэффи-

**Рис. 8.** Эюра коэффициента теоретического напора  $\bar{H}_{\text{ТCDF}}$  (—) по относительной высоте проточной части  $\bar{h}$  в сечении за рабочим колесом и его расчетное значение  $\bar{H}_{\text{Т}} = 0,68$  (—)



коэффициент полезного действия вентилятора, рассчитанный по заторможенным параметрам,  $\eta_{р.к}^* = Q(P_2^* - P_1^*)/N \approx 0,93$ , где  $Q$  — расход рабочего тела;  $N$  — мощность на валу.

**Заключение.** Описан метод математического моделирования течения в осесимметричном слое переменной толщины для относительного движения в рабочем колесе вентилятора с меридиональным ускорением, основанный на конформном отображении осесимметричных поверхностей на плоскость и расчете плоского течения с переменной толщиной методом дискретных вихрей.

Выполнено сравнение решений описанным методом и невязким CFD-расчетом на тестовой проточной части с переменной толщиной и разными радиусами на входе и выходе для различных значений окружных скоростей. Средняя погрешность определения напора по сравнению с CFD-расчетом составила 2 % на режимах  $\bar{c}_{a1}$  от 0,3 до 0,7. Полученное распределение скорости на контуре лопатки позволяет в дальнейшем перейти к расчету пограничного слоя на ее поверхности и учесть потери трения на поверхности лопатки, а также уточнить расположение точек схода на профиле.

Метод применен для профилирования рабочего колеса вентилятора с меридиональным ускорением с отношением скоростей  $C_{a2}/C_{a1} = 1,31$ . Заданная суживающаяся проточная часть разделена осесимметричными поверхностями тока на слои с равным расходом. Сечения рабочей лопатки спрофилированы на плоскости в слое переменной толщины, затем отображены на поверхности тока. Проведено численное трехмерное моделирование течения в проточной части спрофилированного рабочего колеса вентилятора с использованием уравнений Навье — Стокса, осредненных по Рейнольдсу (CFD 3D RANS) на расчетном режиме  $\bar{c}_{a1} = 0,5$ , и получено совпадение коэффициента теоретического напора  $\bar{H}_T = 0,68$  с заложенным при профилировании. Рассчитанный по заторможенным параметрам КПД вентилятора  $\eta_{р.к}^* = 0,93$ .

Верификация приведенного метода моделирования течения в рабочем колесе осевого вентилятора с меридиональным ускорением потока требует получения экспериментальных характеристик вентилятора, которые также необходимы для уточнения распределения потерь в ступени.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Андреенков А.А. Высоконапорный диагональный вентилятор системы охлаждения тракторного дизеля. *Тракторы и сельхозмашины*, 2014, № 6, с. 39–41.
- [2] Шантарин С.С. Основные направления создания высоконапорных осевых вентиляторов местного проветривания. *Известия Уральского государственного горного университета*, 2003, № 17, с. 346–347.
- [3] Брусиловский И.В. Вентиляторы с меридиональным ускорением потока. *Промышленная аэродинамика*, 1962, № 24, с. 74–81.
- [4] Wu C.H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types. *Trans. ASME*, 1952, vol. 74, no. 8, pp. 1363–1380. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4016114>
- [5] Bamberger K., Carolus T. Development, application and validation of a quick optimization method for the class of axial fans. *J. Turbomach.*, 2017, vol. 139, no. 11, art. 111001. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4036764>
- [6] Kim S., Lee K.Y., Kim J.H., et al. Design of mixed-flow pump for Ns475 based on optimum design database. *Int. J. Fluid Mach. Syst.*, 2018, vol. 11, no. 2, pp. 123–128. DOI: <http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2018.11.2.123>
- [7] Qiushi L., Hong W., Sheng Z. Application of tandem cascade to design of fan stator with supersonic inflow. *Chinese J. Aeronaut.*, 2010, vol. 23, no. 1, pp. 9–14. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1000-9361\(09\)60181-3](https://doi.org/10.1016/S1000-9361(09)60181-3)
- [8] Michaud M., Milan P., Vo H.D. Low-cost rotating experimentation in compressor aerodynamics using rapid prototyping. *Int. J. Rotating Mach.*, 2016, vol. 2016, art. 8518904. DOI: <https://doi.org/10.1155/2016/8518904>
- [9] Pandya K., Jayakumar N. Experimental test and validation with simulation results for impeller of centrifugal pump using CFD analysis. *IJMPERD*, 2020, vol. 10, no. 2, pp. 955–964.
- [10] Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., ФИЗМАТГИЗ, 1962.
- [11] Белоцерковский С.М., Ништ М.И. Отрывное и безотрывное обтекание тонких крыльев идеальной жидкостью. М., Наука, 1978.
- [12] Валландер С.В. О применении метода особенностей к расчету течений жидкости в радиально-осевых турбинах. *ДАН СССР*, 1958, т. 123, № 3, с. 413–416.
- [13] Леонтьев А.И., ред. Газовая динамика. Механика жидкости и газа. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.
- [14] Брусиловский И.В. Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. М., Машиностроение, 1986.
- [15] Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Численное моделирование сложных задач аэрогазодинамики методом крупных частиц. I. Метод. Исследование схем. *Ученые записки ЦАГИ*, 1977, т. 8, № 3, с. 1–18.
- [16] Бунимович А.И., Святогоров А.А. Обобщение результатов исследования плоских компрессорных решеток при дозвуковой скорости. *Лопаточные машины и струйные аппараты*, 1967, № 2, с. 36–66.

**Фурашов Александр Станиславович** — инженер отдела внутренней дозвуковой аэродинамики Центрального аэрогидродинамического института имени профессора Н.Е. Жуковского (Российская Федерация, 140180, Московская обл., г. Жуковский, ул. Жуковского, д. 1).

**Арбеков Александр Николаевич** — д-р техн. наук, доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Васенина Полина Михайловна** — инженер отдела внутренней дозвуковой аэродинамики Центрального аэрогидродинамического института имени профессора Н.Е. Жуковского (Российская Федерация, 140180, Московская обл., г. Жуковский, ул. Жуковского, д. 1).

**Митрофович Виктор Владимирович** — главный специалист отдела внутренней дозвуковой аэродинамики Центрального аэрогидродинамического института имени профессора Н.Е. Жуковского (Российская Федерация, 140180, Московская обл., г. Жуковский, ул. Жуковского, д. 1).

**Семилет Никита Андреевич** — научный сотрудник отдела внутренней дозвуковой аэродинамики Центрального аэрогидродинамического института имени профессора Н.Е. Жуковского (Российская Федерация, 140180, Московская обл., г. Жуковский, ул. Жуковского, д. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Фурашов А.С., Арбеков А.Н., Васенина П.М. и др. Математическое моделирование течения в рабочем колесе вентилятора с меридиональным ускорением. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 4 (143), с. 138–153.  
DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-4-138-153>

**MATHEMATICAL SIMULATING OF THE FLOW  
IN THE FAN IMPELLER WITH MERIDIONAL ACCELERATION**

A.S. Furashov <sup>1</sup>	a.furashov@yandex.ru
A.N. Arbekov <sup>2</sup>	arbekov@bmstu.ru
P.M. Vasenina <sup>1</sup>	yauzza1@yandex.ru
V.V. Mitrofovich <sup>1</sup>	vmitrof@yandex.ru
N.A. Semilet <sup>1</sup>	nikita-semilet@rambler.ru

<sup>1</sup> Zhukovsky Central Aerohydrodynamic Institute TsAGI, Zhukovsky,  
Moscow Region, Russian Federation

<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

## Abstract

The article considers a comparison of the methods for simulating the flow in the fan impeller with the meridional acceleration of the flow. The aim of this work is to compare the results of flow simulation obtained using the method of calculating the flow along axisymmetric current surfaces with variable thickness in relative motion with the solution obtained by the CFD method. The discrepancy between the results of determining the pressure for the test problem — the flow in an elementary blade row is not exceeded 2 % with a continuous flow. The resulting distribution of velocity along the contour of the blade makes it possible to proceed to the calculation of the boundary layer on its surface and to take into account the profile losses in the rotor, as well as to clarify the location of the trailing points on the profile. The presented work shows the possibility of using the method of calculating the flow along axisymmetric current surfaces with variable thickness for profiling axial fans with meridional flow acceleration. The rotor was profiled using the method described in the article and a CFD calculation was performed, which confirmed the theoretical head coefficient  $\bar{H}_t = 0.68$  laid down during profiling at a given flow rate  $\bar{c}_{a1} = 0.5$ , the total efficiency in the rotor was  $\eta_{f,i}^* = 0.93$

## Keywords

*Axial turbomachines, fan, meridional acceleration, discrete vortex method, conformal mapping*

Received 30.06.2021

Accepted 14.06.2022

© Author(s), 2022

## REFERENCES

- [1] Andreenkov A.A. High-pressure mixed-flow fan of tractor diesel cooling system. *Traktory i selkhoz mashiny* [Tractors and Agricultural Machinery], 2014, no. 6, pp. 39–41 (in Russ.).
- [2] Shantarin S.S. Main directions of developing high-pressure axial fans for local ventilation. *Izvestiya Uralskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta*, 2003, no. 17, pp. 346–347 (in Russ.).
- [3] Brusilovskiy I.V. Fans with meridional flow acceleration. *Promyshlennaya aerodinamika*, 1962, no. 24, pp. 74–81 (in Russ.).
- [4] Wu C.H. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial-, radial-, and mixed-flow types. *Trans. ASME*, 1952, vol. 74, no. 8, pp. 1363–1380. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4016114>
- [5] Bamberger K., Carolus T. Development, application, and validation of a quick optimization method for the class of axial fans. *J. Turbomach.*, 2017, vol. 139, no. 11, art. 111001. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4036764>

- [6] Kim S., Lee K.Y., Kim J.H., et al. Design of mixed-flow pump for Ns475 based on optimum design database. *Int. J. Fluid Mach. Syst.*, 2018, vol. 11, no. 2, pp. 123–128. DOI: <http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2018.11.2.123>
- [7] Qiushi L., Hong W., Sheng Z. Application of tandem cascade to design of fan stator with supersonic inflow. *Chinese J. Aeronaut.*, 2010, vol. 23, no. 1, pp. 9–14. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1000-9361\(09\)60181-3](https://doi.org/10.1016/S1000-9361(09)60181-3)
- [8] Michaud M., Milan P., Vo H.D. Low-cost rotating experimentation in compressor aerodynamics using rapid prototyping. *Int. J. Rotating Mach.*, 2016, vol. 2016, art. 8518904. DOI: <https://doi.org/10.1155/2016/8518904>
- [9] Pandya K., Jayakumar N. Experimental test and validation with simulation results for impeller of centrifugal pump using CFD analysis. *IJMPERD*, 2020, vol. 10, no. 2, pp. 955–964.
- [10] Stepanov G.Yu. *Gidrodinamika reshetok turbomashin* [Hydrodynamics of turbomachinery cascades]. Moscow, FIZMATGIZ Publ., 1962.
- [11] Belotserkovskiy S.M., Nisht M.I. *Otryvnoe i bezotryvnoe obtekanie tonkikh krylyev idealnoy zhidkostyu* [Separation and non-separation flow of thin wings with an ideal liquid]. Moscow, Nauka Publ., 1978.
- [12] Vallander S.V. On the application of the method of singularities to the calculation of fluid flow in radial-axial turbines. *DAN SSSR*, 1958, vol. 123, no. 3, pp. 413–416 (in Russ.).
- [13] Leontyev A.I., ed. *Gazovaya dinamika. Mekhanika zhidkosti i gaza* [Gas dynamics. Fluid Mechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1997.
- [14] Brusilovskiy I.V. *Aerodinamicheskii raschet osevykh ventilyatorov* [Aerodynamic calculation of axial fans]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986.
- [15] Belotserkovskiy O.M., Davydov Yu.M. Numerical modeling of aerogasodynamics complex problems of by large particles method. I. Method. Study of schemes. *Uchenye zapiski TsAGI*, 1977, vol. 8, no. 3, pp. 1–18 (in Russ.).
- [16] Bunimovich A.I., Svyatogorov A.A. Study results generalization of plane compressor grids at subsonic velocity. *Lopatochnye mashiny i struynnye apparaty*, 1967, no. 2, pp. 36–66 (in Russ.).

**Furashov A.S.** — Engineer, Department of Internal Subsonic Aerodynamics, Zhukovsky Central Aerohydrodynamic Institute TsAGI (Zhukovskogo ul. 1, Zhukovsky, Moscow Region, 140180 Russian Federation).

**Arbekov A.N.** — Dr. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Gas Turbine Power Plants and Renewable Energy, Bauman Moscow State Technical University (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Vaseniina P.M.** — Engineer, Department of Internal Subsonic Aerodynamics, Zhukovsky Central Aerohydrodynamic Institute TsAGI (Zhukovskogo ul. 1, Zhukovsky, Moscow Region, 140180 Russian Federation).

**Mitrofovich V.V.** — Head Specialist, Department of Internal Subsonic Aerodynamics, Zhukovsky Central Aerohydrodynamic Institute TsAGI (Zhukovskogo ul. 1, Zhukovsky, Moscow Region, 140180 Russian Federation).

**Semilet N.A.** — Research Fellow, Department of Internal Subsonic Aerodynamics, Zhukovsky Central Aerohydrodynamic Institute TsAGI (Zhukovskogo ul. 1, Zhukovsky, Moscow Region, 140180 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Furashov A.S., Arbekov A.N., Vasenina P.M., et al. Mathematical simulating of the flow in the fan impeller with meridional acceleration. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2022, no. 4 (143), pp. 138–153 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-4-138-153>