УДК 621.43

# ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ РАДИАЛЬНОСТИ НА СТРУКТУРУ ПОТОКА В РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-18

### А.В. Пассар

В работе рассмотрены проблемы выбора степени радиальности радиально-осевой турбины комбинированного двигателя. Проведены расчетные исследования по влиянию степени радиальности на характеристики радиально-осевой турбины. По результатам расчета осесимметричного течения в рабочих колесах приведены распределения меридианных скоростей в зависимости от относительной длины нормали и распределение относительной скорости вдоль линий меридианного обвода рабочих колес. На основе этих распределений определена зона обратных токов. Представлены результаты расчета поверхностей тока. Расчет структуры потока по модели Я.А. Сироткина показал, что с уменьшением степени радиальности, несмотря на высокий КПД, определенный по модели расчета турбины по среднему радиусу, возрастает зона обратных токов. Представлено экспериментальное и расчетное распределения абсолютных скоростей и углов выхода потока из рабочего колеса турбины. Сравнение результатов расчета осесимметричного течения по методу Я.А. Сироткина с результатами эксперимента показывает, что имеется незначительное расхождение экспериментальных и расчетных значений абсолютных скоростей и углов выхода потока.

**Ключевые слова:** степень радиальности, радиально-осевая турбина, коэффициент напора, проточная часть, характеристики турбины, степень реактивности, линия тока.

## STUDYING INFLUENCE OF THE RADIALITY DEGREE ON THE FLOW PATTERN IN THE FRANCIS TURBINE OF THE TKP-18 TURBOSHARGER

#### A.V. Passar

In the paper problems at the choice of the radiality degree of the Francis turbine of the compound engine are described. Influence of the radiality degree on the Francis turbine performance has being analyzed. According to analysis of axially symmetric flow in impellers, distributions of meridian velocities dependent on the relative length of the normal are given, as well as the distribution of relative velocity along the lines of impellers' meridian contours. The zone of reverse streams has being determined on the basis of these distributions. Results of the stream surfaces calculation are presented. Flow pattern analysis according to the model of Ja.A. Sirotkin demonstrated that reduction of a radiality degree leads to increase of the reverse stream zone, despite of high efficiency of the turbine analyzed at the average radius. Experimental and settlement distributions of absolute velocities and flow outlet angles from the turbine impeller are presented. Comparison of experimental data and analysis results axially symmetric flow with the method of Ja.A. Sirotkin shows that there is an insignificant divergence of experimental and settlement values of absolute velocities and flow outlet angles.

**Keywords:** radiality degree, Francis turbine, head coefficient, turbine setting, turbine performance, reactance degree, streamline.

#### Введение

Одним из основных геометрических параметров, определяющих эффективность радиально-осевой турбины, является степень радиальности µ<sup>1</sup>. Степень радиальности рабочего колеса оказывает существенное влияние на качество структуры потока газа и пропускную способность турбины.

Расчетное исследование на базе модели по среднему радиусу показывает [1], что по мере уменьшения значения параметра µ наблюдается увеличение эффективности рабочего колеса за счет возрастания доли теоретической работы, производимой кориолисовыми силами. На практике при небольших размерах втулки рабочего колеса невозможно разместить достаточное число лопаток для обеспечения безотрывного течения газа, так как при этом происходит сильное загромождение проходного сечения.

Используя методику Центрального научноисследовательского института (ЦНИДИ), в работах [2–4] проведены расчетные исследования по влиянию степени радиальности на эффективность срабатывания нестационарного потока выпускных газов в турбине. Показано, что оптимальным вариантом по коэффициенту использования располагаемой энергии импульса  $\eta_{\text{ти}}$ и эффективной мощности турбины  $N_{\text{т}}$  является турбина со степенью радиальности  $\mu = 0,52$ .

В работах [5, 6] проводились экспериментальные исследования по определению влияния параметра µ на эффективность радиально-осевой турбины. Различные значения параметра µ получали изменением диаметра втулки. Было установлено, что снижение степени радиальности µ с 0,627 до 0,513 приводит к возрастанию КПД турбины почти на 6 %.

Однако ни модель расчета турбины по среднему радиусу, ни методика ЦНИДИ, ни эксперимент не позволяют увидеть качественную картину течения газа внутри межлопаточного канала турбины.

Целью настоящей работы является исследование влияния степени радиальности на структуру потока газа в проточной части радиально-осевой турбины турбокомпрессора TKP-18 при помощи модели Я.А. Сироткина осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиальноосевых турбомашин.

#### Предварительные исследования

В работе [7], используя метод неопределенных множителей Лагранжа [8], были спроектированы три турбины со следующими значениями степени радиальности: турбина № 1 –  $\mu$  = 0,47; турбина № 2 –  $\mu$  = 0,52; турбина № 3 –  $\mu$  = 0,57 (рис. 1). Угол выхода потока газа из направляющего аппарата был принят для всех ступеней  $\alpha_1$  = 18°. Угол выхода потока газа из рабочего колеса был принят для всех ступеней  $\beta_2$  = 36°.

Для оценки эффективности спроектированных проточных частей турбин, используя модель расчета по среднему радиусу в одномерном квазистационарном приближении [9], выполнен расчет характеристик турбины:



<sup>1</sup> Степень радиальности  $\mu = \frac{R_{2_{cp}}}{R_1}$ , где  $R_{2_{cp}}$  – средний радиус на выходе из рабочего колеса;  $R_1$  – радиус на входе в рабочее колесо.



Рис. 2. КПД **η**<sub>т</sub> (*a*) и эффективная мощность *N*<sub>т</sub> (*b*) турбины турбокомпрессора ТКР-18: 1 – турбина № 1 (µ = 0,47); 2 – турбина № 2 (µ = 0,52); 3 – турбина № 3 (µ = 0,57)

КПД турбины  $\eta_{\rm T} = f(\bar{H}_{\rm T})$  рис. 2, *a*) и эффективной мощности  $N_{\rm T} = f(\bar{H}_{\rm T})$  рис. 2, *б*), где  $\bar{H}_{\rm T}$  – коэффициент напора газа. Проверка адекватности предложенной модели осуществлялась путем сравнения заводских характеристик, полученных экспериментально, с расчетными характеристиками [4, 10]. Расчет коэффициентов потерь энергии производился по зависимостям, предложенным в работе [11].

Результаты расчета характеристик турбины показали, что увеличение коэффициента напора  $\overline{H}_{\rm T}$  приводит к следующему:

1) возрастает КПД турбины  $\eta_{\tau}$ , причем для турбины № 1 с  $\mu = 0,47$  КПД выше, чем для турбины № 3 с  $\mu = 0,57$  (см. рис. 2, *a*);

2) эффективная мощность  $N_{\rm T}$  возрастает больше для турбины № 1 с  $\mu = 0,47$ , чем для турбин № 2 и 3 с большими значениями  $\mu$  (см. рис. 2,  $\delta$ ).

Анализ характеристик турбины турбокомпрессора (см. рис. 2) свидетельствует о том, что при уменьшении степени радиальности  $\mu$  КПД турбины  $\eta_{\rm r}$  и ее эффективная мощность  $N_{\rm r}$  растут.

#### Постановка задачи

В настоящей работе для оценки качества проточной части турбины использовалась математическая модель Я.А. Сироткина осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости, предложенная в работах [12–14].

Осесимметричный вихревой поток невязкой сжимаемой жидкости в радиально-осевых турбомашинах описывается следующей системой уравнений:

52

уравнение движения в энергетической форме
 Крокко

$$\vec{w} \times (\nabla \times \vec{c}) = \nabla H^* - T \nabla S - \vec{F} + T \frac{w}{w^2} \frac{dS}{dt}; \quad (1)$$

уравнение неразрывности

$$\nabla \cdot (\chi \rho \, \vec{w}) = 0 \,; \tag{2}$$

уравнение первого закона термодинамики

$$\frac{dU}{dt} + p\frac{d\rho^{-1}}{dt} = T\frac{dS}{dt};$$
(3)

уравнение состояния газа

$$p = \rho RT, \qquad (4)$$

$$\nabla = \frac{e_i}{H_i} \frac{\partial}{\partial q_i}, \quad dU = c_v dT, \quad H^* = J + \frac{w^2 + u^2}{2},$$

$$J = c_p, \quad T = \frac{k}{k-1} R T, \quad u = \omega r; \quad k = \frac{c_p}{c_v},$$

где w и c – относительная и абсолютная скорости потока;  $\nabla$  – оператор набла;  $e_i$  – единичный вектор;  $H_i$  – коэффициент Ляме;  $q_i$  – криволинейная координата (i = 1,..., n, n – число координат);  $\nabla H^*$  – градиент полного обобщенного теплосодержания в относительном потоке газа; T – абсолютная температура газа;  $\nabla S$  – градиент энтропии; F – массовая сила;  $\chi$  – коэффициент стеснения газа; p – плотность газа; R – газовая постоянная;  $c_v$  и  $c_p$  – теплоемкости газа при постоянном

объеме и давлении; J – энтальпия; u – окружная скорость вращения ротора; r – расстояние от оси вращения до любой точки рабочего колеса; k – показатель изоэнтропы;  $\omega$  – угловая скорость рабочего колеса.

Для решения задачи принимаются следующие допущения:

 – рассматривается установившийся вихревой поток, причем завихренность обусловлена наличием лопастей в потоке;

– энтропия меняется поперек и вдоль линий тока;

- жидкость сжимаемая и идеальная;

– основной эффект вязкости учитывается коэффициентом изоэнтропийности  $\sigma = \exp[S_1 - S] / R (S_1 - энтропия впереди решетки, S - те$ кущая энтропия, R – газовая постоянная), который считается заданной функцией параметровпотока и координат и меняется, как и энтропия,не только поперек, но и вдоль линий тока s;

- гипотеза осевой симметрии потока.

Уравнения движения и неразрывности представлены интегральными уравнениями. Решение задачи строится в полуфиксированной сетке методом прямых [12–14], все производные заменяются центральными разностями. Изменение коэффициента изоэнтропийности задается квадратичной зависимостью. Расчет проводится методом последовательных приближений, степень приближения оценивается с точностью 1–3 %.

#### Результаты расчетов

Используя пакет прикладных программ *MATLAB* [15], была составлена программа для расчета потока в проточной части радиальноосевой турбины.

Рассмотрим некоторые результаты численных расчетов газовой динамики осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости, проведенных для рабочих колес радиально-осевой турбины турбокомпрессора ТКР-18. В расчетах использовались приведенные ниже исходные данные, определенные по модели расчета по среднему радиусу и соответствующие расчетному режиму для максимума КПД турбины (см. рис. 2, *a*); коэффициент релаксации принимался  $\alpha = 0, 5$ .

**Турбина №** 1 ( $\mu = 0,47$ ): максимум КПД  $\eta_{\rm T} = 0,8342$ ; коэффициент напора  $\overline{H}_{\rm T} = 2,0876$ ; расход газов  $G_{\rm T} = 0,7465$  кг/с; давление торможения на входе в ступень  $p_0^* = 0,22$  МПа; давление на входе в рабочее колесо  $p_1 = 0,1471$  МПа;

температура торможения на входе в ступень  $T_0^* = 750 K$ ; температура на входе в рабочее колесо  $T_1 = 688 K$ ; частота вращения ротора турбокомпрессора  $n_{\rm тк} = 39718$  мин<sup>-1</sup>.

Турбина № 2 ( $\mu = 0,52$ ): максимум КПД  $\eta_{\rm T} = 0,8225$ ; коэффициент напора  $\overline{H}_{\rm T} = 2,165$ ; расход газов  $G_{\rm T} = 0,657$  кг/с; давление торможения на входе в ступень  $p_0^* = 0,2$  МПа; давление на входе в рабочее колесо  $p_1 = 0,1376$  МПа; температура торможения на входе в ступень  $T_0^* = 750 K$ ; температура на входе в рабочее колесо  $T_1 = 692 K$ ; частота вращения ротора  $n_{\rm тк} = 37081$  мин<sup>-1</sup>.

Турбина № 3 ( $\mu = 0,57$ ): максимум КПД  $\eta_{\rm T} = 0,8074$ ; коэффициент напора  $\overline{H}_{\rm T} = 2,2581$ ; расход газов  $G_{\rm T} = 0,6265$  кг/с; давление торможения на входе в ступень  $p_0^* = 0,19$  МПа; давление на входе в рабочее колесо  $p_1 = 0,1296$  МПа; температура торможения на входе в ступень  $T_0^* = 750 K$ ; температура на входе в рабочее колесо  $T_1 = 691 K$ ; частота вращения ротора  $n_{\rm rr} = 34444$  мин<sup>-1</sup>.

Для турбин № 1 и 3 решения были найдены за 14 итераций, а для турбины № 2 — за 16 итераций.

На рисунке 3 тонкими линиями показано предварительное разбиение канала по принципу равных кольцевых площадей, толстыми линиями – линии тока  $s_1$ - $s_9$ , определенные в результате последовательных приближений.

Показано, что поверхности тока окончательного приближения существенно отличаются от поверхностей тока исходного приближения. Во всех расчетных областях сходимость по скоростям  $w_s$  составила менее 1 %, где  $w_s = w \sin\beta$  – меридиональная проекция относительной скорости;  $\beta$  – угол между вектором относительной скорости w и окружной скоростью вращения ротора u; среднее время, затраченное процессором на одну итерацию, составило 0,015–0,02 с. Расчеты проводились на персональном компьютере с процессором *AMD Athlon* 64 X2 5600+ с частотой ядра 2.8 ГГц и объемом оперативной памяти 2048 Мб.

С увеличением кривизны канала линии тока «поджимаются» к корпусу турбины (см. рис. 3). В области прямых  $l_{5}$ ,  $l_{6}$  и  $l_{7}$  линии тока поджаты к корпусу турбины. В этих сечениях, как показали результаты расчетов, получаются отрицательные значения меридиональных скоростей: для турбины со степенью радиальности  $\mu = 0,47$   $w_{s} = -15....-36$  м/с; для турбины со степенью радиальности  $\mu = 0,52$   $w_{s} = -9....-21$  м/с;



Рис. 3. Результаты расчета поверхностей тока в турбине турбокомпрессора ТКР-18 для расчетных режимов с максимальным КПД:

*а* – турбина № 1 (µ = 0,47); б – турбина № 2 (µ = 0,52); в – турбина № 3 (µ = 0,57)

для турбины со степенью радиальности  $\mu = 0,57$   $w_s = -11....-16$  м/с. Это обстоятельство дает основание предполагать о возникновении отрыва потока (обратный ток в идеальной жидкости). На рисунке 3 зона обратных токов заштрихована. Граница отрывной зоны определена при условии  $w_s = 0$ .

С уменьшением степени радиальности вместе с достижением высоких значений КПД и мощности, получаемых по модели расчета по среднему радиусу, возрастает отрывная зона (см. рис. 3). На основании проведенных расчетов поверхностей тока рекомендуется при проектировании задавать степень радиальности  $\mu = 0,57$ , так как в рабочем колесе с таким  $\mu$  меньше зона обратных токов (см. рис. 3). В результате расчета осесимметричного течения в рабочих колесах были получены меридианные проекции скорости  $w_s$  во всех узлах сетки расчетной области. На рис. 4–6 показано распределение меридианных скоростей в зависимости от относительной длины нормалей  $\overline{l} = l_i / l_{i\Sigma}$ , где  $l_i$  – текущая длина нормали;  $l_{i\Sigma}$  – полная длина нормали; i = 1, 2, ..., 9 – номер нормали.

Для всех расчетных областей с увеличением кривизны канала (см. рис. 4–6) величина скорости в поперечных сечениях растет от внутреннего ( $\overline{l} = 1$ ) к внешнему ( $\overline{l} = 0$ ) обводу профиля. Перепад скорости  $\Delta w_s = w_{sh} - w_{sb}$  нарастает ( $w_{sh}$  и  $w_{sb}$  – скорости потока на внешнем и внутреннем обводе профиля, соответственно): для турбины со степенью радиальности  $\mu = 0,57$ 



Машиностроение и инженерное образование, 2016, № 1



Рис. 5. Распределение меридианных скоростей  $w_s$  вдоль линий *l*, турбина № 2 ( $\mu = 0,52$ ): a – линии  $l_1 - l_5; \delta$  – линии  $l_6 - l_9$ 



a – линии  $l_1 - l_5$ ;  $\delta$  – линии  $l_6 - l_9$ 

вплоть до сечения  $l_7$ , достигая своего максимального значения  $\Delta w_s = 241,4$  м/с (см. рис. 4); для турбины со степенью радиальности  $\mu = 0,52$ вплоть до сечения  $l_7$ , достигая своего максимального значения  $\Delta w_s = 204$  м/с (см. рис. 5); для турбины со степенью радиальности  $\mu = 0,57$ вплоть до сечения  $l_5$ , достигая своего максимального значения  $\Delta w_s = 185,5$  м/с (см. рис. 6).

Таким образом, с уменьшением степени радиальности  $\mu$  происходит нарастание перепада скорости  $\Delta w_a$ .

В безлопаточном пространстве за рабочим колесом (линии  $l_8$  и  $l_9$ ) поток выравнивается, и скорость практически не изменяется по длине l (см. рис. 4,  $\delta$ ; 5,  $\delta$ ; 6,  $\delta$ ).

По данным, приведенным на рис. 4–6, были получены распределения полных (относительных) скоростей *w* по обводам профиля (рис. 7). По оси абсцисс отложено безразмерное расстояние  $s_w = s_{\mu}/s_{\Sigma\mu}$ ,  $s_w = s_e/s_{\Sigma e}$  – длина наружного и внутреннего обвода, отнесенная к общей длине наружного и внутреннего обвода. По оси ординат отложена полная скорость  $w = w_s/\sin\beta$ . Точками на кривых отмечены концы линий *l*. Для всех расчетных случаев скорость по внешнему обводу меридианного профиля при увеличении  $s_w$  возрастает. Исключение составляет участок от линии  $l_6$  до  $l_7$  для турбин № 2 и 3, где для турбины № 2 скорость практически не меняется, а для турбины № 3 наблюдается падение скорости. На участке от линии  $l_5$  до линии  $l_6$  возрастание скорости w происходит более интенсивно, чем на остальных участках.

Вдоль внутренней линии меридианного обвода падение скорости для всех турбин распространяется на участок от линии  $l_1$  до линии  $l_7$ .

#### Проверка адекватности модели

Для проверки адекватности предложенной математической модели осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевой турбины на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Тихоокеанского государственного университета выполнен цикл экспериментальных исследований серии турбокомпрессоров типа TKP-14 [16].

Измеряемые величины на выходе из рабочего колеса турбины (угол выхода потока α<sub>2</sub>, абсолютная скорость с,) являются случайными величинами, и по этой причине они подчиняются некоему закону, характеризующему случайную величину. Для обработки экспериментальных данных полей скоростей на выходе из рабочего колеса был использован пакет прикладных программ Mathcad [17]. Он имеет богатый набор функций математической статистики, позволяющих вычислять характеристики выборки данных (средние величины, дисперсию, коэффициенты корреляции и другие), плотности вероятности, функции вероятности и квантили вероятности для 17 различных видов распределения случайных величин.

В настоящей работе для оценки параметров выборки данных и видов распределения абсолютной скорости *c*<sub>2</sub> и углов выхода потока *α*<sub>2</sub> использовались следующие функции пакета *Mathcad*:

*mean* (x) – возвращает выборочное среднее значение элементов массива x;

stdev(x) – возвращает среднеквадратическое (или стандартное) отклонение (standard deviation) элементов массива x;

qt(P,k) – возвращает квантиль распределения по Стьюденту; здесь P – вероятность попадания числа внутрь доверительного интервала; k = n - 1 – число степеней свободы; n – объем выборки.

Доверительный интервал определялся исходя из вероятности попадания числа внутрь интервала 96 %.

Отклонение от среднего арифметического определялось по следующей формуле:

 $d_i = qt(0,96, k) \ st dev(x).$ 

Тогда верхняя и нижняя границы доверительного интервала будут равны, соответственно

$$V_{or} = mean(x) + d_i$$

$$N_{gr}^{i} = mean(x) - d_{i}$$

Результаты статистической обработки экспериментальных полей абсолютной скорости  $c_2$ и углов выхода потока  $\alpha_2$  сведены в табл. 1 и 2.



Рис. 7. Распределение относительной скорости *w* по обводам меридианного профиля: *a* – турбина № 1 (µ = 0,47); *б* – турбина № 2 (µ = 0,52); *в* – турбина № 3 (µ = 0,57): 1 – по внешнему обводу; 2 – по внутреннему обводу

Сравнение результатов расчета осесимметричного течения по методу Я.А. Сироткина с результатами эксперимента показывает, что незначительное расхождение экспериментальных и расчетных значений абсолютных скоростей *с*,

56

| Исследование влияния степени радиальности на структуру потока | ļ |
|---|---|
| в радиально-осевой турбине турбокомпрессора ТКР-18            |   |

Результаты статистической обработки экспериментальных значений абсолютной скорости  $c_2$  (м/с) за рабочим колесом турбины ТКР-14С-27

Т

| Параметры экспериментов   | Высота лопатки R <sub>20</sub> , мм |       |       |       |       |       |       |       |  |
|---|-------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|
|   | 20                                  | 31    | 37    | 42    | 45    | 48    | 51    | 53    |  |
| Абсолютная скорость $c_2$ , м/с:                                  |                                     |       |       |       |       |       |       |       |  |
| эксперимент № 1   | 81,4                                | 103,4 | 121,7 | 130,1 | 133,1 | 149,2 | 148,2 | 163,3 |  |
| эксперимент № 2   | 80,2                                | 110,2 | 125,9 | 132,4 | 139,8 | 145,0 | 158,4 | 160,5 |  |
| эксперимент № 3   | 71,6                                | 99,5  | 115,1 | 129,2 | 145,7 | 138,1 | 152,1 | 153,0 |  |
| эксперимент № 4   | 77,1                                | 106,5 | 118,5 | 133,4 | 135,4 | 145,9 | 151,6 | 159,7 |  |
| эксперимент № 5   | 73,0                                | 106,8 | 121,9 | 128,5 | 142,1 | 147,8 | 158,6 | 161,6 |  |
| эксперимент № 6   | 80,3                                | 112,0 | 120,7 | 139,6 | 138,5 | 149,9 | 154,2 | 167,2 |  |
| Осредненное значение $c_2$ , м/с                                  | 77,3                                | 106,4 | 120,6 | 132,2 | 139,1 | 146,0 | 153,9 | 160,9 |  |
| Расчетная величина $c_2$ , м/с                                    | 76,9                                | 109,9 | 126,2 | 137,3 | 146,2 | 154,0 | 161,5 | 169,0 |  |
| Погрешность расчета, %  | 0,5                                 | -3,3  | -4,6  | -3,9  | -5,1  | -5,5  | -4,9  | -5,0  |  |
| Верхняя граница<br>доверительного интервала V <sub>gr</sub> , м/с | 85,5                                | 115,5 | 127,9 | 140,4 | 148,2 | 154,6 | 162,0 | 170,2 |  |
| Нижняя граница<br>доверительного интервала N <sub>gr</sub> , м/с  | 69,0                                | 97,3  | 113,4 | 124,0 | 130,0 | 137,4 | 145,7 | 151,5 |  |
| Отклонение от среднего арифметического <i>d<sub>i</sub></i> , м/с | 8,2                                 | 9,1   | 7,2   | 8,2   | 9,1   | 8,6   | 8,1   | 9,3   |  |

Таблица 2

Таблица 1

#### Результаты статистической обработки экспериментальных значений углов выхода потока α<sub>2</sub>(град) за рабочим колесом турбины ТКР-14С-27

| Папаматры экспариментор                     | Высота лопатки R <sub>20</sub> , мм |        |        |        |        |        |        |        |  |  |  |
|---|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--|--|--|
| параметры экспериментов                     | 20                                  | 31     | 37     | 42     | 45     | 48     | 51     | 53     |  |  |  |
| Угол выхода потока, $\alpha_2$              |                                     |        |        |        |        |        |        |        |  |  |  |
| эксперимент № 1                             | 36°24′                              | 48°54′ | 56°24′ | 62°36′ | 63°30′ | 78°48′ | 82°48′ | 85°36′ |  |  |  |
| эксперимент № 2                             | 39°48′                              | 51°12′ | 54°6′  | 67°    | 68°42′ | 69°54′ | 75°12′ | 78°18′ |  |  |  |
| эксперимент № 3                             | 37°18′                              | 45°6′  | 55°18′ | 60°    | 67°    | 72°24′ | 78°42′ | 80°42′ |  |  |  |
| эксперимент № 4                             | 38°42′                              | 50°48′ | 52°42′ | 62°24′ | 71°    | 72°48′ | 81°    | 84°24′ |  |  |  |
| эксперимент № 5                             | 39°24′                              | 47°18′ | 56°    | 62°48′ | 68°24′ | 71°48′ | 75°24′ | 85°48′ |  |  |  |
| эксперимент № 6                             | 42°30′                              | 49°12′ | 59°    | 60°    | 66°30′ | 71°42′ | 77°36′ | 81°48′ |  |  |  |
| Осредненное значение                        | 39°                                 | 48°54′ | 55°36′ | 62°30′ | 67°36′ | 72°54′ | 78°24′ | 82°48′ |  |  |  |
| Расчетное значение α <sub>2</sub>           | 40°45′                              | 50°39′ | 57°41′ | 63°58′ | 70°43′ | 77°11′ | 82°29′ | 87°44′ |  |  |  |
| Погрешность расчета, %                      | -4,5                                | -3,6   | -3,8   | -2,4   | -4,6   | -5,9   | -5,2   | -6,3   |  |  |  |
| Верхняя граница<br>доверительного интервала | 43°18′                              | 53°30′ | 59°54′ | 67°36′ | 72°42′ | 79°    | 84°30′ | 88°48′ |  |  |  |
| Нижняя граница доверительного интервала     | 36°24′                              | 44°18′ | 51°18′ | 57°18′ | 62°24′ | 66°48′ | 72°24  | 76°48′ |  |  |  |
| Отклонение от среднего<br>арифметического   | 4°18′                               | 4°24′  | 4°18′  | 5°6′   | 5°6′   | 6°6′   | 6°6′   | 6°     |  |  |  |

57



Рис. 8. Экспериментальное и расчетное распределения абсолютных скоростей (a) и углов выхода потока (б) за рабочим колесом: 1 – расчет по методу Я.А. Сироткина после 58 приближений (коэффициент релаксации α = 0,1; 2 - по экспериментальным данным

(рис. 8, *a*) и углов выхода потока  $\alpha_{2}$  (рис. 8,  $\delta$ ) имеется во всей зоне потока, причем их наибольшее расхождение наблюдается в периферийной зоне.

Расчетные величины имеют завышенные значения для абсолютной скорости на 5,5 %, для углов выхода потока на 6,3 %. Это можно объяснить тем, что метод Я.А. Сироткина не учитывает влияния зазора между рабочими лопатками и корпусом турбины на периферийную структуру потока и вторичных течений на величину углов выхода потока в области за рабочим колесом.

В целом расчет можно признать удовлетворительным, так как расчетные значения абсолютных скоростей и углов выхода потока лежат в пределах доверительного интервала.

#### Выводы

Результаты экспериментальных и расчетных данных свидетельствуют о следующем:

1. Степень радиальности оказывает заметное влияние на образование локальных отрывных течений, что позволяет считать эту характеристику одним из главных геометрических параметров при оценке эффективности прохождения газодинамического потока через проточную часть турбины.

2. С уменьшением степени радиальности возрастает отрывная зона и происходит нарастание перепада скорости  $\Delta w_s$ , несмотря на высокий КПД и высокую мощность, полученные по модели расчета по среднему радиусу.

3. Применение модели осесимметричного вихревого течения невязкой нетеплопроводной жидкости (несмотря на имеющиеся упрощающие допущения) позволяет улучшить качество проектирования проточной части радиальноосевой турбины, работающей в составе комбинированного двигателя внутреннего сгорания.

4. Полученная с использованием метода Я.А. Сироткина структура потока в проточной части рабочего колеса дает возможность по кривизне полученных линий тока и распределению относительных скоростей по высоте проточной части определить отрывную зону.

5. По плавности изменения относительной скорости вдоль линий тока можно определить наличие диффузорных участков и внести соответствующие коррективы в принятые геометрические параметры проточной части турбины.

#### Заключение

В настоящее время существует множество специализированных коммерческих CFD<sup>2</sup>пакетов, например, таких как ANSYS CFX, CFX-TASCflow, Flow Vision и др., позволяющих производить расчет структуры потока в проточной части турбомашин. В предисловии редактора перевода к замечательной книге С. Патанкара [18] справедливо отмечено, что эти программные продукты представляют своего рода «черный ящик», поэтому глубокий анализ полученных с их использованием результатов, а также реализованных в них математических моделей затруднен, а порой даже невозможен. Все это нередко приводит к удручающим последствиям.

Поэтому настоящая работа наряду с книгой [18] противостоит тенденции «слепого» использования коммерческих пакетов. В работе

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАШИН И СИСТЕМ

Computational Fluid Dynamics.

представлена модель Я.А. Сироткина, которую можно рекомендовать к применению инженерам и исследователям в области двигателестроения для оценки геометрических параметров проточной части турбины.

Следует отметить, что выбор степени радиальности является отдельной оптимизационной задачей, и в будущем было бы полезно включить ее в виде программного модуля в пакет *MATLAB* для оптимального проектирования турбин комбинированных двигателей внутреннего сгорания.

#### Список литературы

- 1. Балтер А.Е. К.п.д центростермительной турбины // Труды НАМИ. 1964. № 63. С. 45–50.
- 2. Лашко В.А., Пассар А.В. Оценка влияния степени радиальности на эффективность проточной части турбины комбинированного двигателя // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2011. № 3 (22). С. 85–94.
- 3. Лашко В.А., Пассар А.В. Оптимизация проточной части турбины комбинированного двигателя с использованием метода неопределенных множителей Лагранжа // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2012. № 3 (180). С. 28–32.
- Пассар А.В. Разработка метода проектирования проточных частей радиально-осевой турбины комбинированного двигателя внутреннего сгорания: дисс. ... канд. техн. наук. Хабаровск, 2009. – 223 с.
- 5. Михненков Л.В., Динеев Ю.Н., Коваленко Б.Ф. Экспериментальные исследования влияния степени радиальности рабочего колеса радиально-осевой турбины на ее эффективность // Труды НАМИ. 1971. № 127. С. 47–50.
- 6. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиальноосевые турбины малой мощности. М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.
- Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Каминский А.И. Влияние степени радиальности на эффективность радиально-осевой турбины турбокомпрессора // Stredoevropsky Vestnik pro Vedu a Vyzkum. 2015. Vol. 75. P. 114.

- 8. *Чумаков Ю.А.* Теория и расчет транспортных газотурбинных двигателей. М.: ИНФРА-М; Форум, 2012. 448 с.
- 9. Пассар А.В., Лашко В.А. Аналитический обзор методов расчета турбины на среднем радиусе // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2013. № S9. C. 2–12.
- Пассар А.В., Лашко В.А. Проектирование проточных частей радиально-осевой турбины работающей в условиях нестационарного потока. Владивосток: Дальнаука, 2013. – 289 с.
- Лашко В.А., Пассар А.В. Расчет потерь кинетической энергии в проточной части турбины как одна из проблем реализации комплексного подхода // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2011. № 1 (20). С. 79–90.
- Сироткин Я.А. Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах // Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение. 1963. № 3. С. 16–28.
- 13. Пассар А.В., Лашко В.А. Аналитический обзор пространственных методов расчета турбины // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2013. № S9. C. 13–24.
- 14. Лашко В.А., Пассар А.В. Модель Я.А. Сироткина как инструментарий для анализа геометрических параметров радиально-осевой турбины комбинированного двигателя // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2008. № 2. С. 43–62.
- 15. Ануфриев И.Е., Смирнов А.Б., Смирнова Е.Н. МАТLАВ 7. СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 1004 с.
- 16. Лашко В.А. Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Владивосток: Дальнаука, 2009. – 445 с.
- 17. *Макаров Е.Г.* Инженерные расчеты в Mathcad. СПб.: Питер, 2003. – 448 с.
- Патанкар С.В. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах. М.: Издательство МЭИ, 2003. – 312 с.

Материал поступил в редакцию 28.10.2015

#### ПАССАР Андрей Владимирович

E-mail: passar\_av@mail.ru Тел.: (909) 874-16-23 Кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории «Численные методы математической физики» Вычислительного центра Дальневосточного отделения РАН (г. Хабаровск). Сфера научных интересов – проектирование проточных частей радиально-осевой турбины, работающей в условиях нестационарного потока. Автор одной монографии, 35 научных статей, одного изобретения.