

УДК 621.43

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ РАДИАЛЬНОСТИ НА СТРУКТУРУ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

Пассар Андрей Владимирович¹,
passar_av@mail.ru

Тимошенко Денис Владимирович²,
000595@pnu.edu.ru

¹ Вычислительный центр ДВО РАН,
Россия, 680000, г. Хабаровск, ул. Ким Ю Чена, 65.

² Тихоокеанский государственный университет,
Россия, 680035, г. Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136.

Актуальность работы обусловлена необходимостью совершенствования проточной части радиально-осевой турбины нового поколения газотурбинных установок, применяемых в различных отраслях промышленности. Отдельной группой газотурбинных установок малой мощности являются микротурбины электрической мощностью от 15 до 600 кВт, в качестве топлива использующие попутный нефтяной газ.

Цель работы: при помощи модели Я.А. Сироткина осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевых турбомашин исследовать влияние степени радиальности на структуру потока газа в проточной части радиально-осевой турбины с диаметром рабочего колеса 140 мм.

Методы исследования: метод Я.А. Сироткина для расчета осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевых турбомашин.

Результаты. Изложены проблемы выбора степени радиальности радиально-осевой турбины газотурбинной установки малой мощности. На основе метода неопределенных множителей Лагранжа спроектированы рабочие колеса радиально-осевой турбины со степенью радиальности $\mu=0,47$, $\mu=0,52$, $\mu=0,57$. Проведены расчетные исследования по влиянию степени радиальности на характеристики радиально-осевой турбины. Представлены характеристики турбин по КПД и по мощности в стационарном потоке, полученные на основе метода для расчета турбины на среднем радиусе. На основе этих характеристик показано, что с уменьшением степени радиальности КПД турбины и мощность растут. Показано влияние степени радиальности на структуру потока в проточной части радиально-осевой турбины. В результате расчета осесимметричного течения в рабочих колесах приведены распределения меридианных скоростей в зависимости от длины нормали и распределение относительной скорости вдоль линии меридианного обвода рабочих колес. На основе этих распределений определена зона обратных токов. Представлены результаты расчета поверхностей токов. Граница отрывной зоны определена при условии $w_z=0$. Во всех расчетных областях погрешность по скоростям w , составила менее 1 %. После расчета структуры потока по модели Я.А. Сироткина показано, что с уменьшением степени радиальности, несмотря на высокий КПД, определенный по модели расчета на среднем радиусе, возрастает зона обратных токов. Представлено экспериментальное и расчетное распределение абсолютных скоростей на выходе из рабочего колеса турбины со степенью радиальности $\mu=0,57$. Сравнение результатов расчета осесимметричного течения по методу Я.А. Сироткина с результатами эксперимента показывает, что имеется незначительное расхождение экспериментальных и расчетных значений абсолютных скоростей в прикорневой и центральной областях потока.

Ключевые слова:

Степень радиальности, радиально-осевая турбина, коэффициент напора, проточная часть, характеристики турбины, степень реактивности, линия тока, газотурбинная установка.

Введение

Проблема использования попутного нефтяного газа (ПНГ) в России не нова. Об этом сейчас немало говорят и пишут. Специфика добычи ПНГ заключается в том, что он является побочным продуктом нефтедобычи.

Россия занимает ведущие позиции в мире по объемам сжигания ПНГ. Сжигание ПНГ наносит ущерб окружающей среде, вред здоровью населения, а также экономике страны – ценное химическое сырье и энергетический ресурс просто выбрасывается на ветер.

В настоящее время принято правительственное решение о сроке доведения уровня использования ПНГ до среднемировых, т. е. 95 % с 2012 г. (Постановление Правительства РФ от 8 января 2009 г. № 7).

Компонентный состав ПНГ представляет собой смесь различных газообразных и жидких углеводородов. В этой связи появляется возможность рационального использования ПНГ. В частности, к путям утилизации ПНГ можно отнести его использование в качестве топлива газотурбинных установок.

Газотурбинные установки с малоразмерными радиально-осевыми турбинами нашли широкое применение в качестве автономных источников электрической и тепловой энергии. Установки этого типа характеризуются минимальным количеством ступеней, что определяет простоту конструкции, компактность, надежность, умеренную стоимость монтажа и технического обслуживания. Типичными представителями этого семейства являются установки OP16 компании «Opra Turbines» и KG-3 компании «Dresser-Rand» электриче-

ской мощностью около 2000 кВт. Отдельной группой ГТУ малой мощности являются микротурбины (microturbines) электрической мощностью от 15 до 600 кВт [1], в качестве топлива использующие попутный нефтяной газ. Ключевыми особенностями данных микротурбин являются прямой привод высокооборотного генератора и регенеративный цикл. Наиболее известны микротурбины, производимые компанией «Capstone Turbine Corporation».

Известно, что эффективность газотурбиной установки определяется в том числе эффективностью газовой турбины. Одним из основных геометрических параметров, определяющих эффективность радиально-осевой турбины, является степень радиальности $\mu = R_{2cp}/R_1$, где R_{2cp} – средний радиус рабочего колеса на выходе; R_1 – радиус рабочего колеса на входе. Степень радиальности рабочего колеса оказывает существенное влияние на качество структуры потока газа и пропускную способность турбины.

Анализ параметров, определенных на среднем радиусе, показывает [2], 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.

В работе [3] проведены расчетные исследования по влиянию степени радиальности на эффективность срабатывания нестационарного потока выпускных газов в турбине, при этом использовалась методика Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ). Показано, что оптимальным вариантом по коэффициенту использования располагаемой энергии импульса $\eta_{\text{ин}}$ и эффективной мощности турбины N_T является турбина со степенью радиальности $\mu = 0,52$.

$$\eta_{\text{ин}} = \frac{\int_0^{\tau} H_T G_T \eta_T d\tau}{\int_0^{\tau} H_T G_T d\tau},$$

где H_T – мгновенное значение изоэнтروпийного теплоперепада от полных параметров перед турбиной до статического давления за турбиной, Дж/кг; G_T – мгновенные значения расхода выпускных газов, кг/с; η_T – мгновенные значения эффективного КПД турбины; τ – время импульса.

В работах [4, 5] 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 на среднем радиусе, ни методика ЦНИДИ, ни эксперимент не позволяют увидеть качественную картину течения газа внутри межлопаточного канала турбины.

Анализ специализированных коммерческих CFD-пакетов (Computational Fluid Dynamics), например таких, как ANSYS CFX [6–8], CFX-TASCflow, FlowVision и др., позволяющих производить расчет структуры потока в проточной части турбомашин, показал, что эти они являются хорошим инструментом моделирования течений в проточных частях турбомашин, но недоступны в силу своей дороговизны. К примеру, одно рабочее место программного комплекса ANSYS CFX стоит 60000 долларов США (примерно 3900000 рублей) по данным 2016 г. Стоимость одного рабочего места пакета Flow Vision 2900000 рублей. Поэтому для дальнейшего исследования останавливаемся на модели Я.А. Сироткина осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевых турбомашин [9].

Целью настоящей работы является исследование влияния степени радиальности на структуру потока газа в проточной части радиально-осевой турбины энергетической газотурбинной установки малой мощности при помощи модели Я.А. Сироткина осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевых турбомашин.

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 работе [9].

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

- уравнение движения в энергетической форме Крокко

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

- уравнение неразрывности $\nabla(\chi \rho \bar{w}) = 0;$ (2)

- уравнение первого закона термодинамики

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

- уравнение состояния совершенного газа

$$p = \rho RT,$$

где

$$dU = c_v dT, \quad h^* = h + \frac{w^2 - u^2}{2},$$

$$h = c_p T = \frac{k}{k-1} RT, \quad u = \omega r, \quad \left(k = \frac{c_p}{c_v} \right).$$

В уравнениях (1)–(4) приняты следующие обозначения: w и c – относительная и абсолютная скорость потока, м/с; ∇ – оператор набла $\nabla = \frac{e_i}{H_i} \frac{\partial}{\partial q_i}$;

q_i, e_i, H_i – криволинейная координата, ее единичный вектор и коэффициент Ляме; ∇h^* – градиент удельной полной энтальпии в относительном потоке, м/с²; h – удельная энтальпия, Дж/кг; ∇S – градиент удельной энтропии, м²/(Кг·с²); T – абсолютная температура, К; F – массовая сила, Н; U – удельная внутренняя энергия, Дж/кг; k – показатель изоэнтропы; c_p и c_v – удельные теплоемкости при постоянном давлении и объеме, Дж/(кг·К); p – давление, МПа; ρ – плотность, кг/м³; R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); u – окружная скорость вращения ротора, м/с; ω – угловая скорость рабочего колеса, с⁻¹; χ – коэффициент стеснения; r – расстояние от оси вращения, м.

Автором работы [9] были приняты следующие упрощающие допущения:

1. Поток установившийся, вихревой, причем завихренность обусловлена наличием лопастей в потоке (т. е. присоединенными и свободными вихрями).

2. Жидкость сжимаемая и идеальная (невязкая и нетеплопроводная), основной эффект вязкости учитывается коэффициентом изоэнтропийности $\sigma = \exp[(S_1 - S)/R]$ (S_1 – энтропия впереди решетки, S – текущая энтропия, R – газовая постоянная), который считается заданной функцией параметров потока и координат.
3. Изменение энтропии S поперек и вдоль линий тока задается коэффициентом изоэнтропийности σ .
4. Изменение коэффициента изоэнтропийности σ задается квадратичной функцией вдоль линий тока.
5. Гипотеза осевой симметрии потока.

Согласно гипотезе осевой симметрии потока [10, 11], воздействие лопастей на поток заменяется равномерно распределенными по окружности полями: массовых сил F ; коэффициентов стеснения $\chi = 1 - \Delta/t$ (Δ – толщина лопасти в окружном направлении, t – шаг решетки); углов средней межлопастной поверхности тока β' и δ' (рис. 1). Это позволяет трехмерную задачу свести к осесимметричной.

В криволинейной естественной системе координат n, φ, s рис. 1 (где s – линии тока в меридио-

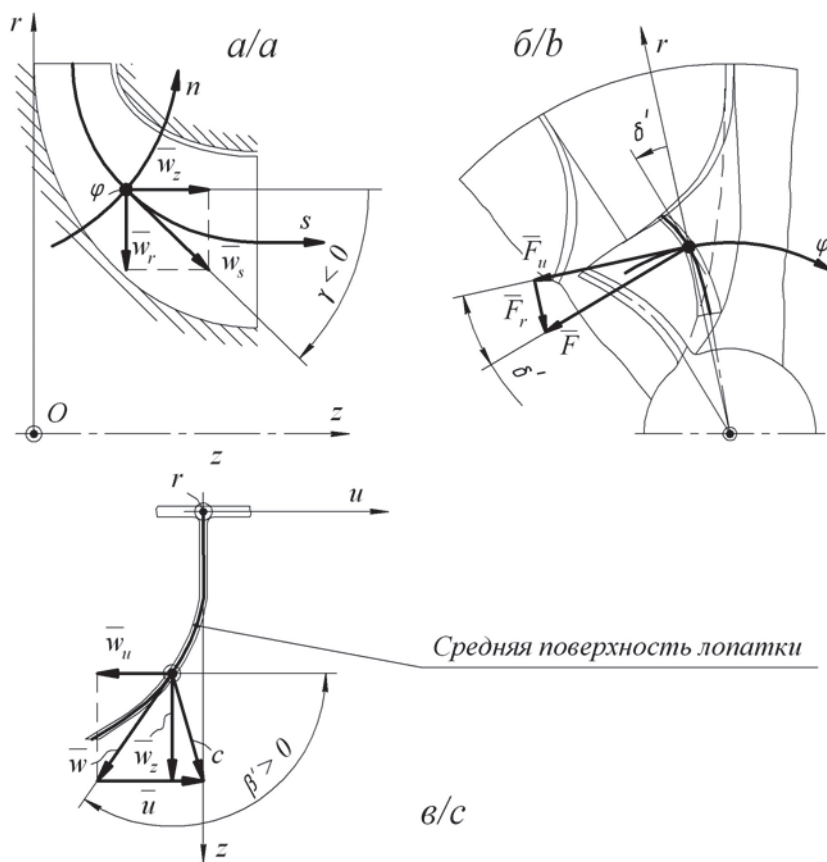


Рис. 1. Основные обозначения геометрических и газодинамических параметров осредненного осесимметричного потока в полуфиксированной сетке: а, б, в – соответственно, проекции на плоскости, перпендикулярные к осям φ, z и r

Fig 1. Key designations of geometrical and gas-dynamic parameters of averaged axial-symmetric stream in a semifixed grid: а, б, с are the projections on a plane perpendicular to axes φ, z and r

нальной плоскости, n – ортогональные к ним кривые, φ совпадает с окружным направлением) уравнения (1) и (2) записываются в виде

$$\frac{w_u}{r} \frac{\partial(c_u r)}{\partial n} - w_s \left(\frac{\partial \gamma}{\partial s} - \frac{\partial w_s}{\partial n} \right) = \frac{dh^*}{dn} - T \frac{dS}{dn} - F_n -$$

$$- \frac{w_s}{r} \frac{\partial(c_u r)}{\partial s} = F_u + T \frac{w_s w_u}{w^2} \frac{\partial S}{\partial s}, \left(\frac{\partial h^*}{\partial \varphi} = \frac{\partial S}{\partial \varphi} = 0 \right), \quad (3)$$

$$\frac{w_u}{r} \frac{\partial(c_u r)}{\partial s} = -T \frac{\partial S}{\partial s} - F_s + T \frac{w_s^2}{w^2} \frac{\partial S}{\partial s}, \left(\frac{\partial h^*}{\partial s} = 0 \right), \quad (4)$$

$$\frac{\partial(r\chi\rho w_s)}{\partial s} + r\chi\rho w_s = 0. \quad (5)$$

Запишем проекции массовой силы \vec{F} и относительной скорости \vec{w} на координатные оси с помощью вектора \vec{v} единичной внешней нормали к межлопаточной поверхности тока

$$\left. \begin{aligned} F_n &= \frac{v_n}{v_u} F_u = -F_u \operatorname{tg} \delta, \quad F_s = \frac{v_s}{v_u} F_u = -F_u \operatorname{ctg} \beta \\ w_u &= -\frac{v_s}{v_u} w_s = w_s \operatorname{ctg} \beta, \quad w_n = 0. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Величины β и δ определяются следующими соотношениями:

$$\operatorname{ctg} \beta = (\operatorname{ctg} \beta' + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \delta') \cos \gamma;$$

$$\operatorname{tg} \delta = (\operatorname{tg} \delta' - \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg} \beta') \cos \gamma.$$

Если учесть, что соотношения

$$T = \frac{k-1}{kR} \left(h_1^* - \frac{w^2 - u^2}{2} \right),$$

$$\rho = \rho_{w1}^* \sigma \left(\frac{2h_1^* + u^2 - w^2}{2h_1^* + u_1^2} \right)^{\frac{1}{k-1}},$$

справедливы вдоль линии тока и что перед входом в решетку h_1^* и заторможенная плотность в относи-

тельном потоке ρ_{w1}^* обычно задаются, а σ является заданной функцией параметров потока и координат, получаем замкнутую систему из шести уравнений (3)–(6) для шести неизвестных w_u , w_s , γ , F_n , F_u и F_s . Опуская преобразования, проведенные в работе [9], запишем в окончательном виде систему уравнений:

$$\frac{\partial w_s}{\partial n} - \frac{\partial \gamma}{\partial s} w_s = \frac{1}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta} \times$$

$$\left\{ \frac{1}{w_s} \left(\frac{dh^*}{dn} - T \frac{\partial S}{\partial n} + \frac{T}{2} \operatorname{tg} \delta \sin 2\beta \frac{\partial S}{\partial s} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{w_s}{2r^2} \frac{\partial(r \operatorname{ctg} \beta)^2}{\partial n} - 2\omega \operatorname{ctg} \beta \cos \gamma + \frac{\operatorname{tg} \delta}{r} \frac{\partial(c_u r)}{\partial s} \right\}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial \ln(r\chi\rho w_s)}{\partial s} + \frac{\partial \gamma}{\partial n} = 0. \quad (8)$$

Метод решения. Решение рассматриваемой задачи можно производить в фиксированной или в полуфиксированной сетке [9], а также в нефиксированной с использованием уравнений для кривизны.

Рассмотрим решение в полуфиксированной сетке, в котором используется метод прямых [12] для приведения уравнения (7) к обыкновенному дифференциальному.

Согласно методу прямых проводится семейство нормалей к выпуклой стенке канала (рис. 2).

Каждая прямая образует свой угол ψ' с осью z , и отсчет вдоль l обычно ведется от выпуклой стенки канала:

$$\cos(\psi' - \gamma) = \sin \varphi, \quad \sin(\psi' - \gamma) = -\cos \varphi, \quad \varphi = \gamma_0 - \gamma,$$

где γ_0 – угол на внешней линии меридионального обвода. Угол γ определяется по следующей зависимости

$$\operatorname{tg} \gamma_{i,j} = \frac{r_{i+1,j} + (\delta_{i,j}^2 - 1)r_{i,j} - \delta_{i,j}^2 r_{i-1,j}}{\delta_{i,j}(\delta_{i,j} + 1)\Delta z_{i,j}},$$

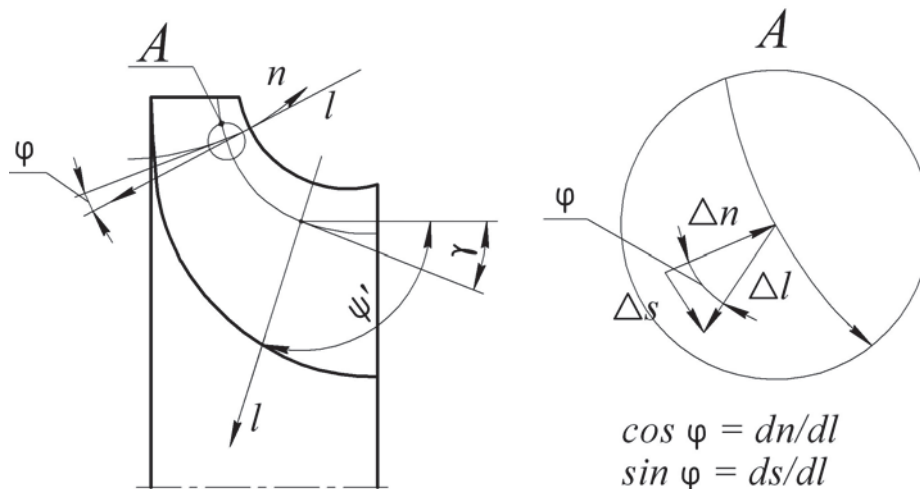


Рис. 2. Расчетная схема к методу прямых

Fig. 2. Design diagram to the straight lines method

$$\cos \varphi = dn/dl$$

$$\sin \varphi = ds/dl$$

где

$$\delta_{i,j} = \Delta z_{i+1,j} / \Delta z_{i,j}, \quad \Delta z_{i,j} = z_{i,j} - z_{i-1,j}.$$

Для замены производных по ортогонали n , входящих в систему уравнений (7) и (8), производными по l пользуются следующими зависимостями

$$\frac{\partial}{\partial l} = \cos(\psi' - \gamma) \frac{\partial}{\partial s} + \sin(\psi' - \gamma) \frac{\partial}{\partial n}, \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial n} = \frac{1}{\sin(\psi' - \gamma)} \frac{\partial}{\partial l} - \operatorname{ctg}(\psi' - \gamma) \frac{\partial}{\partial s}. \quad (10)$$

В силу соотношений (9) и (10), уравнения (7) принимают вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial w_s}{\partial l} = \frac{1}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta} \times \\ \times \left[\frac{1}{w_s} \left[\frac{dh^*}{dl} - T \left(\frac{\partial S}{\partial l} - \frac{\partial S}{\partial s} \sin \varphi \right) \right] - \right. \\ \left. - \frac{T}{2} \operatorname{tg} \delta \sin 2\beta \cos \varphi \frac{\partial S}{\partial s} \right] + \\ + \left[-\frac{w_s}{2r^2} \left[\frac{\partial(\operatorname{rctg}\beta)^2}{\partial l} - \frac{\partial(\operatorname{rctg}\beta)^2}{\partial s} \sin \varphi \right] + \right. \\ \left. + \left[2\omega \operatorname{ctg} \beta \cos \gamma - \frac{\partial \gamma}{\partial s} w_s - \frac{\operatorname{tg} \delta}{r} \frac{\partial(c_u r)}{\partial s} \right] \cos \varphi \right] \\ + \frac{\partial w_s}{\partial s} \sin \varphi. \quad (11) \end{aligned}$$

Уравнения неразрывности (8) в дифференциальной форме заменяются эквивалентными им уравнениями расхода, записанными в виде интеграла с переменным верхним пределом $l=l(s,l)$ для каждой нормали l :

$$G(l_i) = 2\pi \int_0^{l(s,l_i)} r \chi \rho w_s \cos \varphi dl. \quad (12)$$

Здесь $l=l(s,l)$ – уравнение подлежащей определению линии тока s в меридиональной плоскости, l_i – текущая координата вдоль l .

Все частные производные по s в (11) аппроксимируются центральными разностями; учитывая, что шаг по s может быть неодинаковым, для вычисления производных по s в i -м сечении на j -й линии тока для любой гладкой функции f используются формулы второго порядка точности [13]

$$\begin{aligned} \frac{\partial f}{\partial s} \Big|_{i,j} = \frac{\Delta f}{\Delta s} \Big|_{i,j} = \\ = \frac{f_{i+1,j} + (\tau_{i,j}^2 - 1)f_{i,j} - \tau_{i,j}^2 f_{i-1,j}}{\tau_{i,j}(1 + \tau_{i,j})\Delta s_{i,j}} + O[(\Delta s_{i,j})^2], \end{aligned}$$

где

$$\tau_{i,j} = \Delta s_{i+1,j} / \Delta s_{i,j}, \quad \Delta s_{i,j} = s_{i,j} - s_{i-1,j}.$$

После замены всех частных производных по s в уравнении (11) получаем систему обыкновенных

дифференциальных уравнений, разрешенных относительно первой производной по l , количество которых равно числу нормалей к внешней линии меридионального обвода. Для решения полученной системы дифференциальные уравнения заменяются эквивалентными им интегральными уравнениями

$$\begin{aligned} w_s = w_{s,0} + \\ + \int_0^l \left[\frac{1}{1 + \operatorname{ctg}^2 \beta} \times \right. \\ \left. \left[\frac{1}{w_s} \left[\frac{dh^*}{dl} - T \left(\frac{dS}{dl} - \frac{\Delta S}{\Delta s} \sin \varphi \right) \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{T}{2} \operatorname{tg} \delta \sin 2\beta \cos \varphi \frac{\Delta S}{\Delta s} \right] - \right. \\ \left. + \left[\frac{d(\operatorname{rctg}\beta)^2}{dl} - \frac{\Delta(\operatorname{rctg}\beta)^2}{\Delta s} \sin \varphi \right] + \right. \\ \left. + \left[2\omega \operatorname{ctg} \beta \cos \gamma - \frac{\Delta \gamma}{\Delta s} w_s - \frac{\operatorname{tg} \delta}{r} \frac{\Delta(c_u r)}{\Delta s} \right] \cos \varphi \right] \\ + \frac{\Delta w_s}{\Delta s} \sin \varphi \Big] dl. \quad (13) \end{aligned}$$

Полученная система интегральных уравнений (12), (13) с неизвестным переменным верхним пределом l решается методом последовательных приближений [14, 15]. Необходимая точность расчетов определяется выполнением условия: максимум абсолютной величины меньше заданной точности

$$\max \left(\left| \left(\frac{w_s^{\mu} - w_s^{\mu+1}}{w_s^{\mu}} \right) \right| 100 \% \right) < 1...3 \%,$$

где μ – номер приближения.

Расчет энтропии. Согласно работе [9], энтропия вычисляется по уравнениям

$$\begin{aligned} T \frac{\partial S}{\partial n} = -\frac{k-1}{k} h \frac{\partial}{\partial n} \ln \left[\frac{p_{w1}^* \sigma(n,s)}{h_{w1}^* \left(\frac{k}{k-1} \right)} \right]; \\ T \frac{\partial S}{\partial s} = -\frac{k-1}{k} h \frac{\partial}{\partial s} \ln \left[\frac{p_{w1}^* \sigma(n,s)}{h_{w1}^* \left(\frac{k}{k-1} \right)} \right], \end{aligned}$$

где p_{w1}^* – давление торможения в относительном движении на входе в рабочее колесо; h_{w1}^* – удельная энтальпия торможения в относительном движении на входе в рабочее колесо; $\sigma(n,s)$ – коэффициент изоэнтропийности.

Если учитывать потери на трение и перемешивание, то $\partial S / \partial s \neq 0$ и σ меняется вдоль s . В данном случае изменение коэффициента изоэнтропийности задается квадратичной функцией вдоль s

$$\sigma(n, s) = 1 - [1 - \sigma_i(n)] \left(\frac{s}{s_0} \right)^2,$$

которая определяется из условий:

$$\sigma=1 \text{ и } \partial\sigma/\partial s=0 \text{ при } s=0, \sigma=\sigma_i \text{ при } s=s_0,$$

где s_0 – длина линии тока от сечения на входе в решетку до сечения на выходе из нее. Величина σ_i определяется следующей зависимостью:

$$\sigma_i = \frac{\pi(\lambda_{w_2} / \psi)}{\pi(\lambda_{w_2})},$$

где λ_{w_2} – приведенная скорость; ψ – коэффициент скорости; $\pi(\lambda_{w_2})$ – газодинамическая функция давления.

Для определения коэффициента скорости использовались эмпирические зависимости для коэффициента потерь кинетической энергии, приведенные в работе [16].

Предварительные исследования

В работе [17], используя метод неопределенных множителей Лагранжа [18], были представлены результаты проектирования трех турбин на расход газа $G_T=0,45$ кг/с со следующими значениями степени радиальности: турбина № 1 – $\mu=0,47$; турбина № 2 – $\mu=0,52$; турбина № 3 – $\mu=0,57$ (рис. 3).

Количество лопаток рабочего колеса для турбины № 1 $z_2=10$, для турбины № 2 $z_2=12$, для турбины № 3 $z_2=15$. Угол выхода потока газа из направляющего аппарата был принят для всех ступеней $\alpha_1=18^\circ$. Угол выхода потока газа из рабочего колеса был принят для всех ступеней $\beta_2=36^\circ$.

Для оценки эффективности спроектированных проточных частей турбин, используя модель расчета на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении, выполнен расчет характеристик турбины: КПД турбины $\eta_T=f(H_T)$ (рис. 4, а) и эффективная мощность $N_T=f(H_T)$ (рис. 4, б), где

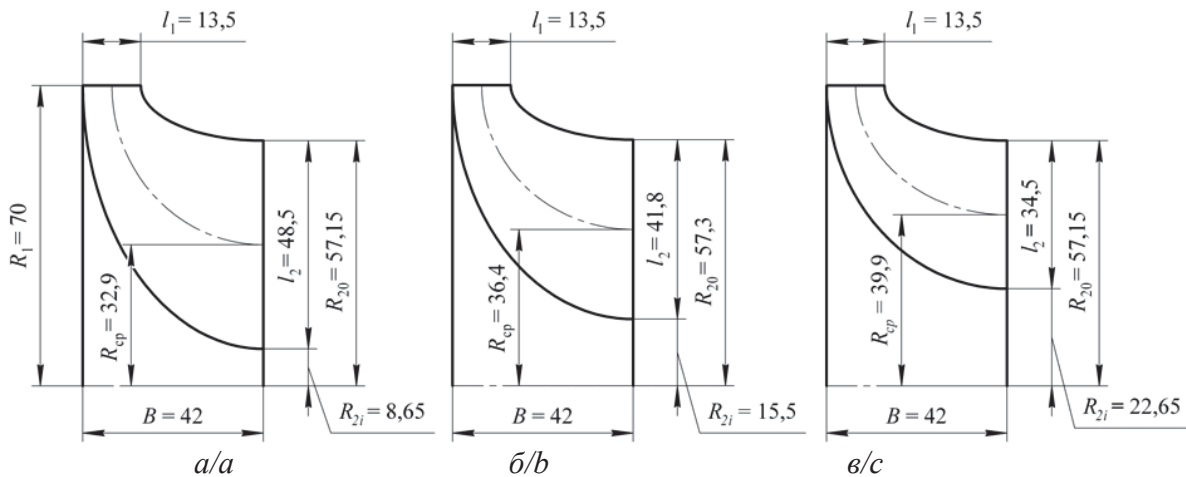


Рис. 3. Рабочие колеса радиально-осевой турбины, спроектированные с использованием метода неопределенных множителей Лагранжа: а) турбина № 1 ($\mu=0,47$); б) турбина № 2 ($\mu=0,52$); в) турбина № 3 ($\mu=0,57$)

Fig. 3. Driving wheels of a radial-axial turbine, designed with the use of uncertain multipliers agrange method: а) turbine № 1 ($\mu=0,47$); б) turbine № 2 ($\mu=0,52$); с) turbine № 3 ($\mu=0,57$)

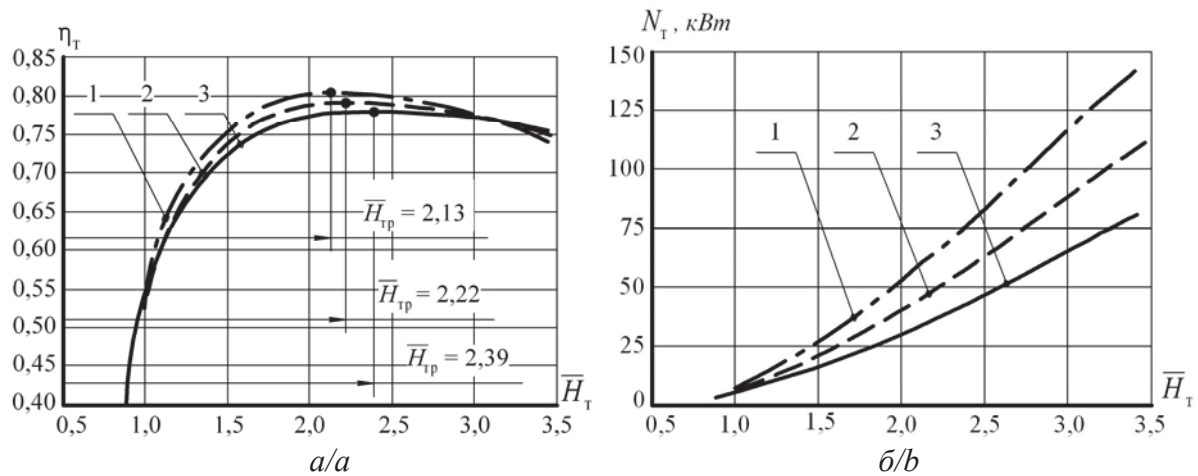


Рис. 4. Характеристики радиально-осевой турбины: а) изменение КПД турбины η_T ; б) эффективная мощность N_T турбины: 1 – турбина № 1; 2 – турбина № 2; 3 – турбина № 3

Fig. 4. Characteristics of the radial-axial turbine: а) change of efficiency of the turbine; б) effective power of the turbine: 1 is the turbine № 1; 2 is the turbine № 2; 3 is the turbine № 3

\bar{H}_T – коэффициент напора газа. Проверка адекватности предложенной модели осуществлялась путем сравнения характеристик, полученных экспериментально, с расчетными характеристиками. Расчет коэффициентов потерь энергии производился по зависимостям, предложенным в работе [16].

Результаты расчета характеристик турбины показали, что увеличение коэффициента напора \bar{H}_T приводит к следующему:

- 1) незначительно, но возрастает КПД турбины η_T в области расчетного режима, причем для турбины № 1 с $\mu=0,47$ КПД выше, чем для турбин № 2 и № 3 с $\mu=0,52$ и $\mu=0,57$ (рис. 4, а);
- 2) эффективная мощность N_T возрастает больше для турбины № 1 с $\mu=0,47$, чем для турбин № 2 и 3 с большими значениями μ (рис. 4, б).

Анализ характеристик турбины (рис. 4) свидетельствует о том, что при уменьшении степени радиальности μ КПД турбины η_T и ее эффективная мощность N_T растут.

Результаты расчетов

Для расчета потока в проточной части радиально-осевой турбины была составлена программа, при этом использовался пакет прикладных программ MATLAB [19].

Рассмотрим некоторые результаты численных расчетов газовой динамики осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости, проведенных в рабочих колесах радиально-осевой турбины. В расчетах задавались следующие исходные данные, определенные в результате расчета ступени по модели на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении. Эти исходные данные соответствуют расчетному режиму на характеристике турбины, на рис. 4, а отмечены точками.

Турбина № 1 ($\mu=0,47$) – точка максимума КПД; коэффициент напора $\bar{H}_T=2,13$ КПД турбины $\eta_T=0,804$; расход газов $G_T=0,53$ кг/с; давление торможения на входе в ступень $p_0^*=0,215$ МПа; давление на входе в рабочее колесо $p_1=0,1456$ МПа; температура торможения на входе в ступень $T_0^*=750$ К; температура на входе в рабочее колесо $T_1=688$ К; степень реактивности $\rho=0,427$; частота вращения $n_{\text{тк}}=49\,770$ мин⁻¹; решение было найдено за 13 итераций при коэффициенте релаксации $\alpha=0,5$.

Турбина № 2 ($\mu=0,52$) – точка максимума КПД; коэффициент напора $\bar{H}_T=2,22$; КПД турбины $\eta_T=0,791$; расход газов $G_T=0,488$ кг/с; давление торможения на входе в ступень $p_0^*=0,2$ МПа; давление на входе в рабочее колесо $p_1=0,1381$ МПа; температура торможения на входе в ступень $T_0^*=750$ К; температура на входе в рабочее колесо $T_1=691$ К; степень реактивности $\rho=0,3979$; частота вращения $n_{\text{тк}}=46\,450$ мин⁻¹; решение было найдено за 34 итерации при коэффициенте релаксации $\alpha=0,5$.

Турбина № 3 ($\mu=0,57$) – точка максимума КПД; коэффициент напора $\bar{H}_T=2,39$; КПД турбины $\eta_T=0,78$; расход газов $G_T=0,5042$ кг/с; давление торможения на входе в ступень $p_0^*=0,205$ МПа; давление на входе в рабочее колесо $p_1=0,1394$ МПа; температура торможения на входе в ступень $T_0^*=750$ К; температура на входе в рабочее колесо $T_1=688$ К; степень реактивности $\rho=0,395$; частота вращения $n_{\text{тк}}=46\,300$ мин⁻¹; решение было найдено за 16 итераций при коэффициенте релаксации $\alpha=0,5$.

На рис. 5 тонкими линиями показаны линии предварительного разбиения канала по принципу равных кольцевых площадей, толстыми линиями – линии тока, определенные в результате последовательных приближений. Из этого видно, что поверхности тока окончательного приближения существенно отличаются от поверхностей тока исходного приближения. Во всех расчетных областях погрешность по скоростям w_s составила менее 1 %; среднее время, затраченное процессором на одну итерацию, составило 0,015–0,094 с. Расчеты проводились на персональном компьютере с процессором AMD Athlon 64X2 5600 + частотой ядра 2,8 ГГц, объем оперативной памяти 2048 Мб.

С увеличением кривизны канала линии тока «поджимаются» к корпусу турбины, что хорошо видно на рис. 5.

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 $\mu=0,47$ $w_s=-16, -24, -21$ м/с (рис. 6, а, б); для турбины со степенью радиальности $\mu=0,52$ $w_s=-4$ м/с (рис. 7, а); для турбины со степенью радиальности $\mu=0,57$ отрицательных скоростей нет. Это обстоятельство свидетельствует об отрыве потока (обратный ток в идеальной жидкости). На рис. 5 зона обратных токов заштрихована. Граница отрывной зоны определена при условии $w_s=0$. Следует отметить, что для турбины со степенью радиальности $\mu=0,57$ линии тока плавней, чем для турбин со степенью радиальности $\mu=0,47$ и $\mu=0,52$.

Таким образом, с уменьшением степени радиальности возрастает отрывная зона (рис. 5), несмотря на высокую мощность, полученную по модели для расчета на среднем радиусе. На основании проведенных расчетов, предварительно рекомендуем при проектировании принимать значения степени радиальности $\mu=0,57$, так как в рабочем колесе с таким μ нет зоны обратных токов (рис. 5). Возникновение зоны обратных токов приводит к тому, что нельзя обеспечить требуемый расход. Зона обратных токов запирает проходное сечение турбины.

В результате расчета осесимметричного течения в рабочих колесах были получены меридианные проекции скорости w_s во всех узлах сетки расчетной области. На рис. 6–8 показано распределе-

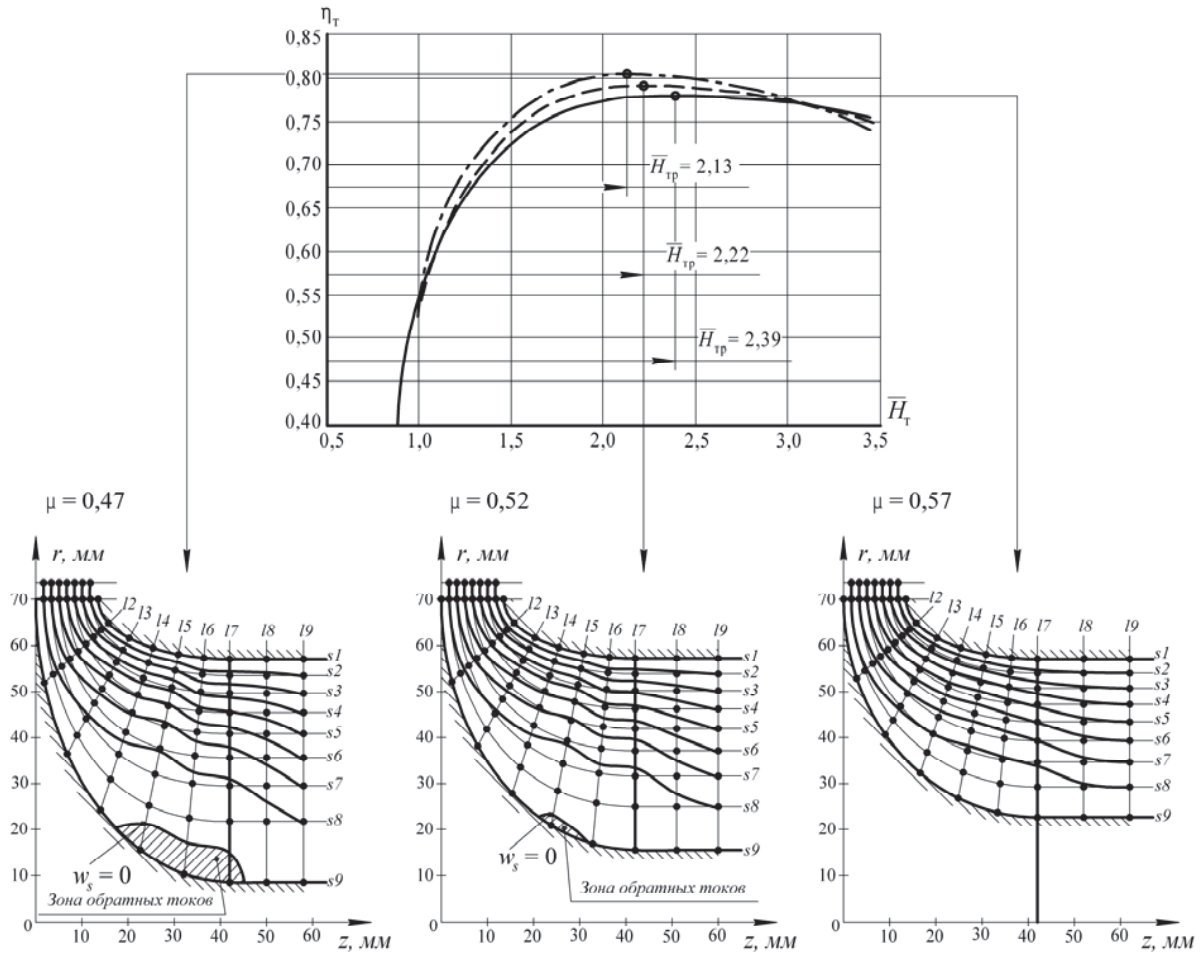


Рис 5. Результаты расчета поверхностей тока

Fig. 5. Results of calculation of current surfaces

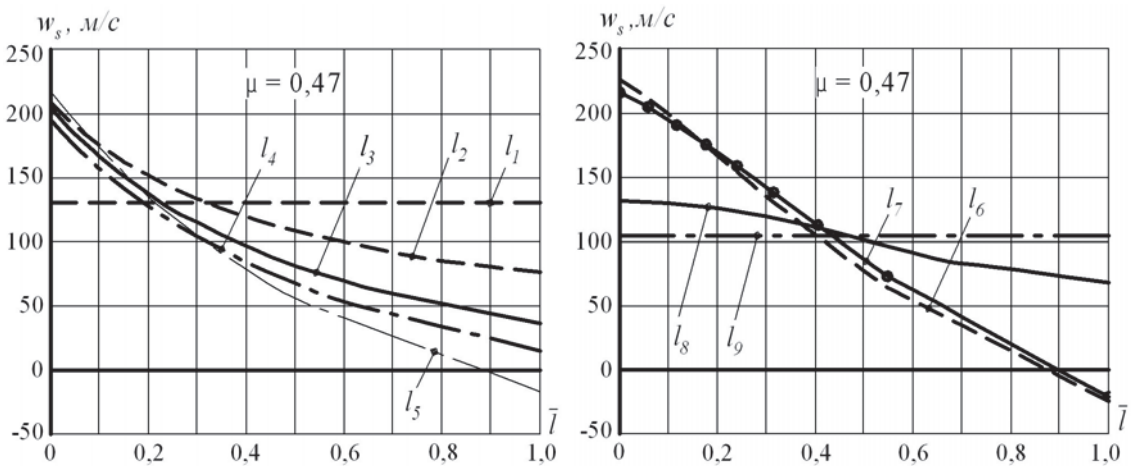


Рис 6. Распределение меридианных скоростей w_s вдоль линий l , турбина № 1 $\mu=0,47$: а) линии l_1, \dots, l_5 ; б) линии l_6, \dots, l_9

Fig. 6. Distribution of meridional speeds w_s along lines l , the turbine № 1 $\mu=0,47$: а) lines l_1, \dots, l_5 ; б) lines l_6, \dots, l_9

ние меридианных скоростей в зависимости от относительной длины нормалей \bar{l} , где $\bar{l} = l_{i,тек} / l_{i,полн}$, $l_{i,тек}$, $l_{i,полн}$ – текущая и полная длина нормали соответственно; i – номер нормали.

Как видно, для всех расчетных областей с увеличением кривизны канала величина скорости в поперечных сечениях растет от внутреннего $\bar{l}=1$ к внешнему $\bar{l}=0$ обводу профиля. Перепад скорости $\Delta w_s = w_{sн} - w_{sв}$

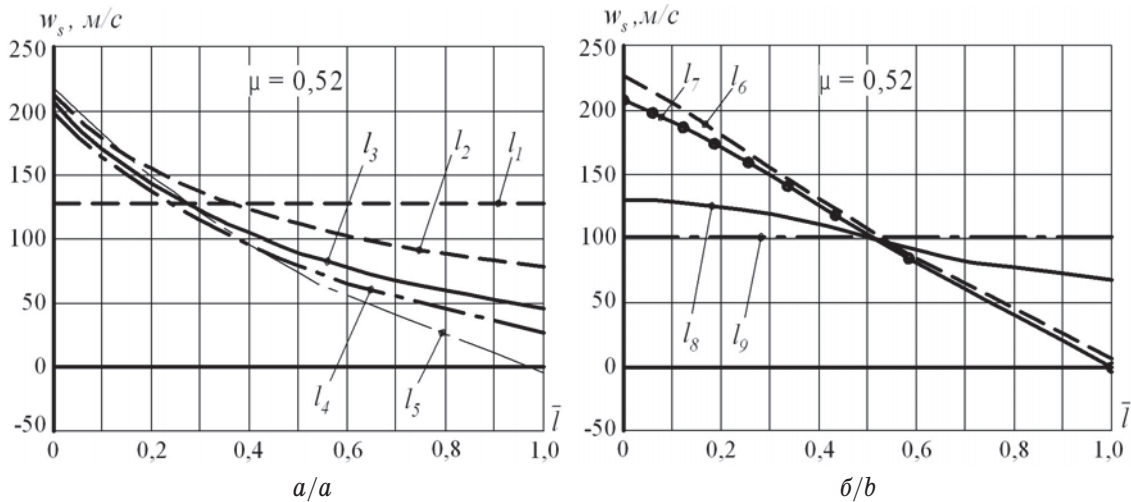


Рис. 7. Распределение меридианных скоростей w_s вдоль линий l , турбина № 2 $\mu=0,52$: а) линии l_1, \dots, l_5 ; б) линии l_6, \dots, l_9
Fig. 7. Distribution of meridional speeds w_s along lines l , the turbine № 2 $\mu=0,52$: а) lines l_1, \dots, l_5 ; б) lines l_6, \dots, l_9

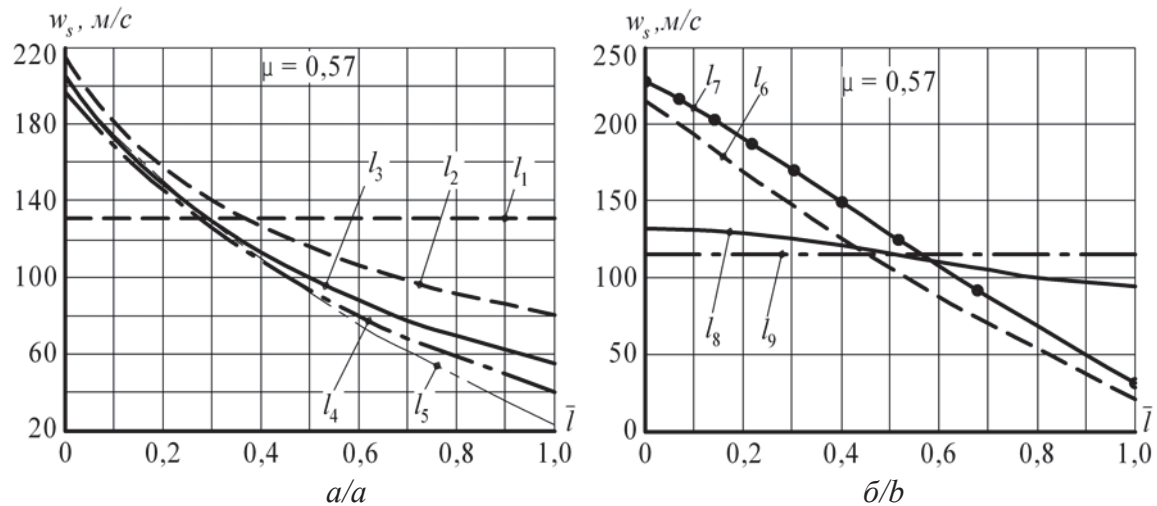


Рис. 8. Распределение меридианных скоростей w_s вдоль линий l , турбина № 3 $\mu=0,57$: а) линии l_1, \dots, l_5 ; б) линии l_6, \dots, l_9
Fig. 8. Distribution of meridional speeds w_s along lines l , the turbine № 3 $\mu=0,57$: а) lines l_1, \dots, l_5 ; б) lines l_6, \dots, l_9

нарастает ($w_{\text{вн}}$ и $w_{\text{вн}}$ – скорости потока на внешнем и внутреннем обводе профиля, соответственно): для турбины со степенью радиальности $\mu=0,47$ вплоть до сечения l_6 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s=252$ м/с (рис. 6, б); для турбины со степенью радиальности $\mu=0,52$ вплоть до сечения l_3 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s=223$ м/с (рис. 7, а); для турбины со степенью радиальности $\mu=0,57$ вплоть до сечения l_1 , достигая своего максимального значения $\Delta w_s=196$ м/с (рис. 8, б).

Таким образом, с уменьшением степени радиальности происходит нарастание перепада скорости Δw_s .

В безлопаточном пространстве за рабочим колесом линии l_8 и l_9 поток выравнивается, и скорость практически не изменяется по длине l (рис. 6–8).

По данным, приведенным на рис. 6–8, были получены распределения полных (относительных) скоростей w по обводам профиля (рис. 9). По оси

абсцисс отложено безразмерное расстояние $s_w=s_{\text{вн}}/s_{\Sigma\text{вн}}$, $s_w=s_{\text{вн}}/s_{\Sigma\text{вн}}$ – 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 помечены концы линий l . Для всех расчетных случаев скорость по внешнему обводу меридианного профиля при увеличении s_w возрастает. Исключение составляет участок от 6 до 7 линии l для турбин № 1 и 2, где наблюдается падение скорости. На участке от линии l_4 до линии l_6 , для турбин № 1 и 2, возрастание скорости w происходит более интенсивно, чем на остальных участках.

Вдоль внутренней линии меридионального обвода падение скорости распространяется: для турбины со степенью радиальности $\mu=0,47$ на участок от линии l_1 до линии l_6 (рис. 9, а); для турбины со степенями радиальности $\mu=0,52$, $\mu=0,57$ на участок от линии l_1 до линии l_3 (рис. 9, б, в).

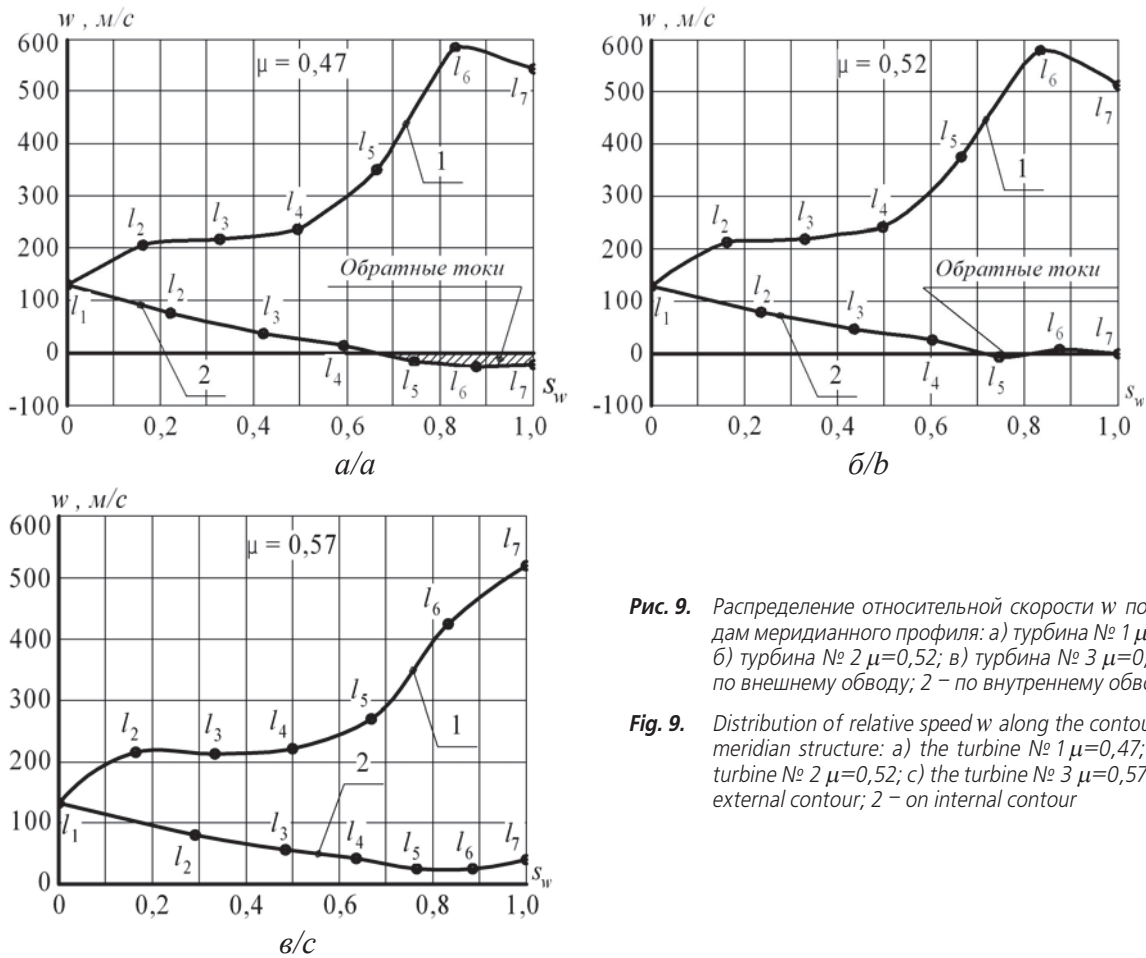


Рис. 9. Распределение относительной скорости w по обводам меридианного профиля: а) турбина № 1 $\mu=0,47$; б) турбина № 2 $\mu=0,52$; в) турбина № 3 $\mu=0,57$; 1 – по внешнему обводу; 2 – по внутреннему обводу

Fig. 9. Distribution of relative speed w along the contours of a meridional structure: а) the turbine № 1 $\mu=0,47$; б) the turbine № 2 $\mu=0,52$; с) the turbine № 3 $\mu=0,57$; 1 – on external contour; 2 – on internal contour

Сравнение результатов расчета с теоретико-экспериментальными исследованиями В.Т. Митрохина

Автор работы [18] проводил теоретико-экспериментальные исследования турбин по типоразмеру, близкому к турбинам, результаты моделирования которых содержатся в настоящей статье. Сначала по модели Я.А. Сироткина рассчитывалось течение в проточной части турбин, затем проводилось экспериментальное исследование.

В работе [18] при траверсировании поля на выходе из турбин были обнаружены зоны отрыва потока. Начало зоны отрыва по радиусу располагается примерно в том месте, где начинается втулка рабочего колеса. Зона отрыва определялась следующим образом: на ее границе полное давление, измеряемое дистанционно управляемым насадком, сравнивалось с измеряемым статическим давлением, а угол выхода потока был близок к 0 или 180°. По изложенной методике нельзя точно измерить расположение зоны отрыва потока. Особую трудность при этом составляло определение угла потока, поскольку вблизи зоны отрыва поворот насадка по углу в пределах $\pm 10^\circ$ не приводил к заметному изменению показаний насадка, по которым он устанавливался под заданный угол потока. Поэтому окончательное суждение о появлении зоны

отрыва регистрировалось тогда, когда сравнивались полные и статические давления. Вблизи зоны отрыва, когда производились отмеченные выше повороты насадка в пределах $\pm 10^\circ$, измеряемое полное и статическое давления практически не изменялись.

Вычислив значения степени радиальности проточных частей рабочих колес, в исследованиях В.Т. Митрохина (автор не исследовал влияние степени радиальности), определяем, что отрыв потока возникал при степени радиальности $\mu=0,47$ и $\mu=0,5$. Таким образом, мы подтвердили экспериментальные исследования В.Т. Митрохина с помощью численных расчетов.

Проверка адекватности модели

Для проверки адекватности предложенной математической модели осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в проточной части радиально-осевой турбины на кафедре двигателей внутреннего сгорания Тихоокеанского государственного университета выполнен цикл экспериментальных исследований серии турбокомпрессоров типа ТКР-14. Для этой цели создан стенд для продувки турбин турбокомпрессоров типа ТКР-14. Стенд включает в себя: две воздушодувки ТВ-42 (производительность 60 м³/мин, мощ-

ность 55 кВт), соединенные последовательно для получения необходимого напора перед турбиной; систему смазки подшипников вала ротора; трубопроводы с регулировочными задвижками, позволяющими устанавливать необходимый режим работы турбокомпрессора; измерительные приборы для измерения давления, температуры и частоты вращения ротора турбокомпрессора.

Параметры потока за ступенью турбины измерялись следующим образом. Непосредственно за рабочим колесом на расстоянии приблизительно шага между рабочими лопатками (в сечениях l_8 и l_9 (рис. 5)) был установлен тарированный пятиточечный шаровой зонд с координатным устройством. Он позволял измерять параметры потока в трех измерениях. Зонд представляет собой шарик диаметром 5 мм с пятью отверстиями диаметром 0,8 мм. Одно отверстие центральное, четыре других расположены попарно в вертикальной и горизонтальной плоскостях под углом 45° к центральной оси. На координатном устройстве был предусмотрен нулюс, поэтому, кроме замера полного давления p_{p2}^* за рабочим колесом, замерялся угол выхода потока в абсолютном движении α_2 . В диапазоне изменения чисел Маха $M=0,2\dots 1$ точность измерения углов выхода потока составляет $\pm 1\dots 2^\circ$. Скорость потока определяется с погрешностью $\pm 3\%$.

Измеряемые величины на выходе из рабочего колеса турбины (угол выхода потока α_2 , абсолютная скорость c_2) являются случайными величинами. По этой причине они подчиняются какому-либо закону, характеризующему случайную величину. Для обработки экспериментальных данных полей скоростей на выходе из рабочего колеса был использован пакет прикладных программ Mathcad [20]. Mathcad имеет богатый набор функций математической статистики, позволяющих вычислять

характеристики выборки данных (средние величины, дисперсию, коэффициенты корреляции и другие), плотности вероятности, функции вероятности, квантили вероятности для 17 различных видов распределения случайных величин.

В настоящей работе для оценки параметров выборки данных и оценки видов распределения абсолютной скорости c_2 и углов выхода потока α_2 использовались следующие функции пакета Mathcad:

- $mean(x)$ – возвращает выборочное среднее значение элементов массива x ;
- $stdev(x)$ – возвращает среднее квадратическое (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:

$$d_i = qt(0,96,k)stdev(x).$$

Тогда верхняя и нижняя границы доверительного интервала будут равны

$$V_{gr} = mean(x) + d_i;$$

$$N_{gr} = mean(x) - d_i.$$

Результаты статистической обработки экспериментальных полей абсолютной скорости на выходе из турбины со степенью радиальности $\mu=0,57$, замеренные в сечении l_9 (рис. 5), сведены в таблицу.

Результаты расчета абсолютной скорости c_2 за рабочим колесом корректировались экспериментальными значениями углов α_2 , замеренными в сечениях l_8 и l_9 (рис. 5).

Таблица. Результаты статистической обработки экспериментальных значений абсолютной скорости c_2 (м/с) за рабочим колесом турбины со степенью радиальности $\mu=0,57$ при $n_k=46300 \text{ мин}^{-1}$, $H_1=2,06$

Table. Results of statistical processing of experimental values of absolute speed c_2 (m/s) behind the driving wheel of the turbine with the radiality degree $\mu=0,57$ at $n_k=46300 \text{ min}^{-1}$, $H_1=2,06$

Высота лопатки Blade height	R (мм/мм)							
	22,7	27	32	37	42	47	52	57
Абсолютная скорость, c_2 , м/с Absolute speed, c_2 , m/s								
Эксперимент/Experiment № 1	152,9	162,4	172,8	191,8	193,1	195,7	203,5	286,4
Эксперимент/Experiment № 2	151,9	163,1	177,3	187,6	197,9	206,6	214,4	279,3
Эксперимент/Experiment № 3	144,9	164,0	178,2	186,0	199,0	201,8	205,3	279,8
Эксперимент/Experiment № 4	149,3	167,9	171,7	180,9	202,1	198,9	203,2	281,2
Эксперимент/Experiment № 5	146,2	163,9	178,2	187,8	200,1	195,7	201,3	271,4
Эксперимент/Experiment № 6	151,8	157,2	171,8	187,3	191,0	194,8	206,7	278,9
Осредненное значение c_2 , м/с/Averaged value c_2 , m/s	149,5	163,0	175,0	186,9	197,2	198,9	205,7	279,5
Расчетная величина c_2 , м/с/Settlement size c_2 , m/s	145,2	159,3	176,3	191,0	203,1	214,9	226,3	237,6
Погрешность расчета, %/Error of calculation, %	2,8	2,2	-0,7	-2,2	-3	-8	-10	15
Верхняя граница доверительного интервала V_{gr} Top border of confidential interval V_{gr}	156,1	169,9	181,5	193,9	205,7	208,0	214,9	289,1
Нижняя граница доверительного интервала N_{gr} Bottom border of confidential interval N_{gr}	142,9	156,1	168,5	179,9	188,7	189,8	196,5	269,9
Отклонение от среднего арифметического d_i Deviation from an average arithmetic d_i	6,6	6,9	6,5	7	8,5	9,1	9,2	9,6

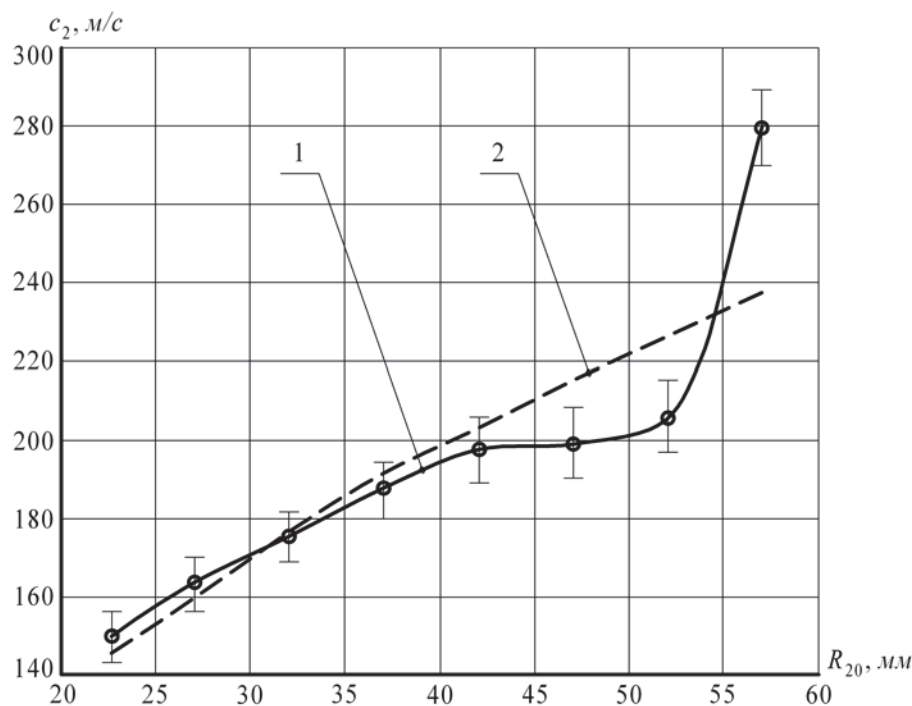


Рис. 10. Экспериментальное и расчетное распределение абсолютных скоростей на выходе из турбины с $\mu=0,57$ при $n_{тк}=46300 \text{ мин}^{-1}$, $\bar{F}_t=2,06$; 1 – по данным эксперимента; 2 – по методу Я.А. Сироткина после 16 приближений с корректировкой экспериментальными значениями углов α_2 (коэффициент релаксации $\alpha=0,15$)

Fig. 10. Experimental and settlement distribution of absolute speeds at the output from the turbine at $n_{тк}=46300 \text{ min}^{-1}$, $\bar{F}_t=2,06$; 1 – according to the experiment; 2 – on Ya.A. Sirotkin method with updating by experimental values of corners α_2 (factor of relaxation = 0,15)

Сравнение результатов расчета осесимметричного течения по методу Я.А. Сироткина с результатами эксперимента показывает, что имеется незначительное расхождение экспериментальных и расчетных значений абсолютных скоростей c_2 в центральной и прикорневой зоне потока от 0,7 до 3 % (таблица, рис. 10).

Как показали результаты расчетов, наибольшие расхождения в периферийной зоне потока от 8 до 15 %. Расчетные величины имеют заниженные значения для абсолютной скорости и не лежат в пределах доверительного интервала (таблица, рис. 10). Это можно объяснить тем, что метод не учитывает влияние:

- зазора между рабочими лопатками и корпусом турбины на периферийную структуру потока;
- вторичных течений на величину углов выхода потока α_2 в области за рабочим колесом.

В целом расчет можно признать удовлетворительным, так как расчетные значения абсолютных скоростей в центральной и прикорневой области лежат в пределах доверительного интервала.

Выводы

Результаты расчетных данных свидетельствуют о следующем:

1. В исследованном диапазоне параметров подтвердилось положение о том, что степень радиальности играет существенную роль в формировании

зоны отрывных течений и снижение параметров эффективности турбины, так при изменении степени радиальности от 0,47 до 0,57 произошло снижение КПД турбины на 2,4 %.

2. С уменьшением степени радиальности от 0,57 до 0,47 возрастает отрывная зона и происходит нарастание перепада скорости Δw_s от 196 до 252 м/с, несмотря на высокий КПД и высокую мощность, полученные при помощи модели для расчета турбины на среднем радиусе
3. Применение модели осесимметричного вихревого течения невязкой нетеплопроводной жидкости (несмотря на имеющиеся упрощающие допущения) позволяет получить оптимальный по минимуму потерь меридиональный контур проточной части радиально-осевой турбины, работающей в составе энергетической газотурбинной установки.
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 w вдоль линий тока можно определить наличие диффузорных участков и внести соответствующие коррективы в принятые геометрические параметры проточной части турбины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Feng Z.P., Deng Q.H., Li J. Aerothermodynamic design and numerical simulation of radial inflow turbine impeller for a 100 kW microturbine // Turbo Expo 2005: Power for land, sea, and air. – Nevada, 2005. – V. 1. – P. 873–880.
2. Балтер А.Е. К.п.д центроостермительной турбины // Труды Научно-автомоторного института. – 1964. – № 63. – С. 45–50.
3. 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.
4. Михненко Л.В., Динеев Ю.Н., Коваленко Б.Ф. Экспериментальные исследования влияния степени радиальности рабочего колеса радиально-осевой турбины на её эффективность // Труды Научно-автомоторного института. – 1971. – № 127. – С. 47–50.
5. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. – М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.
6. Основы работы в Ansys 17 / Н.Н. Федорова, С.А. Вальгер, М.Н. Данилов, Ю.В. Захарова. – М.: ДМК Пресс, 2017. – 210 с.
7. Басов К.А. ANSYS. Справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2014. – 640 с.
8. Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S. Engineering analysis with ANSYS software. – Amsterdam: Elsevier, Academic Press, 2010. – 480 p.
9. Сироткин Я.А. Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах // Известия академии наук СССР, Отделение технических наук, Механика и машиностроение. – 1963. – № 3. – С. 16–28.
10. Wu Chung-Hua. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types // Trans. ASME. – 1952. – V. 74. – № 8. – P. 1363–1380.
11. Hawthorne W., Novak R. The aerodynamics of turbo-machinery // Annual review of fluid mechanics. – 1969. – V. 1. – № 4. – P. 341–366.
12. Киреев В.И., Пантелеев А.В. Численные методы в примерах и задачах. – СПб.: Изд-во «Лань», 2015. – 448 с.
13. Beam R.M., Warming R.F. An implicit factored scheme for the compressible Navier-Stokes equations // AIAA Journal. – 1978. – V. 16. – № 4. – P. 393–402.
14. Зализняк В.Е. Численные методы. Основы научных вычислений. – М.: Изд-во «Юрайт», 2016. – 356 с.
15. Betounes D. Partial differential equations for computational science analysis. – Hattiesburg: Springer-Verlag, 1998. – 530 p.
16. Лашко В.А., Пассар А.В. Расчет коэффициента потерь кинетической энергии в проточной части как одна из проблем реализации комплексного подхода // Вестник Тихоокеанского государственного университета. – 2011. – № 1 (20). – С. 79–90.
17. Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Булгаков В.К. Влияние степени радиальности на эффективность турбины турбокомпрессора ТКР-14 // Вестник Тихоокеанского государственного университета. – 2015. – № 1 (36). – С. 115–124.
18. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центроостермительной турбины на стационарных и переходных режимах. – М.: Машиностроение, 1974. – 228 с.
19. Hahn V.H., Valentine D.T. Essential Matlab for engineers and scientists. – Amsterdam: Elsevier, Academic Press, 2013. – 424 p.
20. Sonaje N. Mathcad a tool for infiltration modeling. – Saarbrücken: Lambert academic publishing, 2011. – 156 p.

Поступила 03.04.2017 г.

Информация об авторах

Пассар А.В., кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории численных методов математической физики Вычислительного центра ДВО РАН.

Тимошенко Д.В., кандидат технических наук, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Тихоокеанского государственного университета.

UDC 621.43

RESEARCH OF RADIALITY DEGREE EFFECT ON STREAM STRUCTURE IN A FLOW RANGE OF RADIAL-AXIAL TURBINE IN A GAS-TURBINE PLANT

Andrey V. Passar¹,
passar_av@mail.ru

Denis V. Timoshenko²,
000595@pnu.edu.ru

¹ Computer center of Far East branch of the Russian Academy of Science,
65, Kim U Chen street, Khabarovsk, 680000, Russia.

² Pacific State University,
136, Tikhookeanskaya street, Khabarovsk, 680035, Russia.

The relevance of the work is caused by the necessity to improve a flow range of the radial-axial turbine of new generation of gas-turbine plants, applied in various industries. Microturbines with electric capacity from 15 up to 600 kW, with oil gas as fuel, are the separate group of low power gas-turbine plants.

The aim of the work is to investigate the influence of radiality degree on stream structure in the flow range of the radial-axial turbine with 140 mm driving wheel by means of Ya.A. Sirotkin model of axisymmetry vortical current of nonviscous compressed liquid in the flow range of radial-axial turbomachines.

Methods of research: Ya.A. Sirotkin method for calculation axisymmetry vortical current of nonviscous compressed liquid in the flow range of radial-axial turbomachines.

Results. The paper introduces the issues of a choice of radiality degree of the radial-axial turbine of the low power gas-turbine plant. Based on the method of Lagrange uncertain multipliers the authors have designed the driving wheels of the radial-axial turbine with radiality degree $\mu=0,47$, $\mu=0,52$, $\mu=0,57$. The analysis studies on the influence of radiality degree on characteristics of the radial-axial turbine were carried out. The paper introduces the characteristics of turbines on the efficiency and on capacity in the stationary stream, obtained on the basis of the method for calculating a turbine on average radius. Based on these characteristics it is shown, that the turbine efficiency and capacity grow at reduction of radiality degree. The influence of radiality degree on the stream structure in the flow range of the radial-axial turbine is shown. As a result of calculation of axisymmetry flow in driving wheels, the distributions of meridian speeds depending on a normal length and distribution of relative speed along the lines of meridian contour of driving wheels are resulted. The zone of return currents was determined on the basis of these distributions. The paper introduces the results of calculation of current surfaces. The border of the return current zone is determined under condition of $w_s=0$. In all computational regions the error in the speeds w_s was amounted less than 1 %. After calculation of the stream structure by the Ya.A. Sirotkin model it is shown, that reducing the radiality degree the zone of return currents increases, despite of high efficiency determined by the model of calculation on average radius. The paper introduces the experimental and design distribution of absolute speeds at the output of the turbine driving wheel with the radiality degree $\mu=0,57$. The comparison of the results of calculation of axisymmetry current by the method of Ya.A. Sirotkin with the experimental results shows, that there is an insignificant divergence of the experimental and design values of the absolute speeds in radical and central areas of the stream.

Key words:

Radiality degree, radial-axial turbine, pump head coefficient, flow range, turbine features, degree of reaction, current line, gas-turbine plant.

REFERENCES

- Feng Z.P., Deng Q.H., Li J. Aerothermodynamic design and numerical simulation of radial inflow turbine impeller for a 100 kW microturbine. *Turbo Expo 2005: Power for land, sea, and air*. Nevada, 2005. Vol. 1, pp. 873–880.
- Balter A.E. K.p.d tsentrostermitelnoy turbiny [The efficiency of centripetal turbine]. *Trudy Nauchno-avtomotornogo instituta*, 1964, no. 63, pp. 45–50.
- Lashko V.A., Passar A.V. Evaluation of the effect of radial extent on the efficiency of the turbine engine combined. *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2011, no. 3 (22), pp. 85–94. In Rus.
- Mikhnenkov L.V., Dineev Yu.N., Kovalenko B.F. Eksperimentalnye issledovaniya vliyaniya stepeni radialnosti rabocheho koleasa radialno-osevoy turbiny na ee effektivnost [Experimental study of the influence of radiality degree of impeller radial-axial turbine on its efficiency]. *Trudy Nauchno-avtomotornogo instituta*, 1971, no. 127, pp. 47–50.
- Sherstyuk A.N., Zaryankin A.E. *Radialno-osevye turbiny maloy moshchnosti* [Low capacity radial-axial turbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p.
- Fedorova N.N., Valger S.A., Danilov M.N., Zakharova Yu.V. *Osnovy raboty v Ansys 17* [Basics in Ansys 17]. Moscow, DMK Press, 2017. 210 p.
- Basov K.A. *ANSYS. Spravochnik polzovatelya* [ANSYS. User manual]. Moscow, DMK Press, 2014. 640 p.
- Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S. *Engineering analysis with ANSYS software*. Amsterdam, Elsevier, Academic Press, 2010. 480 p.
- Sirotkin Ya.A. Raschet osesimmetrichnogo vikhrevogo techeniya nevyazkoy szhimaemoy zhidkosti v radialnykh turbomashinakh [Calculation of axisymmetric vortex flow of inviscid compressible fluid in radial turbomachines]. *Izvestiya akademii nauk SSSR, Otdelenie tekhnicheskikh nauk, Mekhanika i mashinostroenie*, 1963, no. 3, pp. 16–28.
- Wu Chung-Hua. A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types. *Trans. ASME*, 1952, vol. 74, pp. 8, pp. 1363–1380.
- Hawthorne W., Novak R. The aerodynamics of turbo-machinery. *Annual review of fluid mechanics*, 1969, vol. 1, no. 4, pp. 341–366.

12. Kireev V.I., Panteleev A.V. *Chislennyye metody v primerakh i zadachakh* [Numerical methods in examples and problems]. St-Petersburg, Lan Publ., 2015. 448 p.
13. Beam R.M., Warming R.F. An implicit factored scheme for the compressible Navier–Stokes equations. *AIAA Journal*, 1978, vol. 16, no. 4, pp. 393–402.
14. Zaliznyak V.E. *Chislennyye metody. Osnovy nauchnykh vychisleniy* [Numerical methods. Fundamentals of scientific computing]. Moscow, Yurayt Publ., 2016. 356 p.
15. Betounes D. *Partial differential equations for computational science analysis*. Hattiesburg, Springer-Verlag, 1998. 530 p.
16. Lashko V.A., Passar A.V. Calculation of kinetic energy losses coefficient in the flow range as one of the challenges of implementing an integrated approach. *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2011, no. 1 (20), pp. 79–90. In Rus.
17. Passar A.V., Timoshenko D.V., Bulgakov V.K. Effect of radial extent on the efficiency of the turbine of the turbocharger TKR-14. *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, no. 1 (36), pp. 115–124. In Rus.
18. Mitrokhin V.T. *Vybor parametrov i raschet tsentrostremitelnoy turbiny na statsionarnykh i perekhodnykh rezhimakh* [Choice of parameters and calculation of centripetal turbines in stationary and transient modes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 228 p.
19. Hahn B.H., Valentine D.T. *Essential Matlab for engineers and scientists*. Amsterdam, Elsevier, Academic Press, 2013. 424 p.
20. Sonaje N. *Mathcad a tool for infiltration modeling*. Saarbrücken, Lambert academic publishing, 2011. 156 p.

Received: 3 April 2017.

Information about the authors

Andrey V. Passar, Cand. Sc., senior researcher, Computer center of Far East branch of the of the Russian Academy of Science.

Denis V. Timoshenko, Cand. Sc., associate professor, Pacific State University.