

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-4-365-379>

УДК 621.165: 533.6

Анализ эффективности вариантов выхлопного отсека паровой турбины

В. Г. Солодов^{1,2)}, В. А. Конев¹⁾

¹⁾Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет (Харьков, Украина),

²⁾Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
(Харьков, Украина)

© Белорусский национальный технический университет, 2020
Belarusian National Technical University, 2020

Реферат. Представлены результаты численного исследования газодинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека цилиндра низкого давления, включающего последнюю ступень с рабочей лопаткой длиной 1100 мм и выхлопной тракт, в условиях их взаимовлияния. Разработаны модели вариантов отсека, включающие межступенчатый зазор, отбор пара перед диафрагмой последней ступени, два отсоса пара из межвенцового зазора с камерой влагоудаления, надбандажные протечки, инжекцию пара из камеры влагоудаления в диффузор. Течение в расчетной области описывается полной системой нестационарных уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу – Фавру. Турбулентные эффекты описаны на основе модели Ментера SST в ступени и модифицированной модели Спаларта – Аллмараса в тракте. Интегрирование системы уравнений осуществлялось с помощью авторского программного комплекса MTF5[®]. Расчетные подобласти аппроксимировались гексагональными сетками. Использовалась неявная разностная TVD-схема конечных объемов 2-го порядка точности на базе решения задачи Римана. При вычислении применяли вариант алгоритма, основанного на расщеплении вычислительного процесса для многопроцессорных платформ. Модель ступени использует осреднение потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении в межступенчатом зазоре. Рассчитывались один канал диафрагмы с предвключенным фрагментом, а также один канал рабочего венца и течение в патрубке. Обмен параметров между ступенью и патрубком осуществлялся на основе осреднения по массовому расходу. Расчеты выполнены на базе табличной модели влажного пара в приближении равновесной конденсации. Рассмотрены направления совершенствования проточной части выхлопного отсека. Выполнено исследование работы вариантов отсека для номинального режима турбины К-220-44-2М АЭС «Ловииса». Проанализирована эффективность понижения крышки сборной камеры, управления потоком с помощью листовых ребер над обечайкой диффузора, расширения сборной камеры в плоскости горизонтального разреза, а также организации выхода избыточного пара из камеры влагоудаления через тангенциальные щели в нижней половине выпуклой оболочки диффузора.

Ключевые слова: цилиндр низкого давления, последняя ступень, выхлопной отсек, численные исследования, влажный пар, расход пара, протечки пара, инжекция, коэффициенты потерь

Для цитирования: Солодов, В. Г. Анализ эффективности вариантов выхлопного отсека паровой турбины / В. Г. Солодов, В. А. Конев // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2020. Т. 63, № 4. С. 365–379. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-4-365-379>

Адрес для переписки
Солодов Валерий Григорьевич
Харьковский национальный
автомобильно-дорожный университет
ул. Ярослава Мудрого, 25,
61002, г. Харьков, Украина
Тел.: +38 0577 07-37-30
solodov.v@gmail.com

Address for correspondence
Solodov Valerii G.
Kharkiv National Automobile
and Highway University
25, Yaroslava Mudrogo str.,
61002, Kharkov, Ukraine
Tel.: +38 0577 07-37-30
solodov.v@gmail.com

Analysis of the Effectiveness of Variants of the Exhaust Compartment of a Steam Turbine

V. G. Solodov^{1,2}, V. A. Konev¹

¹Kharkiv National Automobile and Highway University (Kharkiv, Ukraine),

²National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute" (Kharkiv, Ukraine)

Abstract. The results of a numerical study of the gas-dynamic and power characteristics of the exhaust compartment of low-pressure cylinder, including the last stage with a blade of 1100 mm length and the exhaust path, in terms of their interaction are presented. Numerical models of exhaust compartment variants, including steam extraction in front of last stage diaphragm, two steam suction from the interring gap with a dehumidification chamber, above-band leakages, steam injection from the dehumidification chamber into the diffuser channel have been developed. The flow in each computational subdomain is described by the complete system of non-stationary Reynolds – Favre equations averaged by Navier – Stokes. Turbulent effects are described with the SST Menter model in the stage, and with the modified Spalart – Allmaras turbulence model in the path. The integration of system of equations was carried out using an author's software package. The calculated subdomains were approximated by hexagonal grids. The solver used an implicit difference TVD-scheme of finite volumes of the 2nd order of accuracy based on the solution of the Riemann problem. A variant of the algorithm based on splitting the computational process for multi-processor platforms was used in the calculation. The model of stage used an averaging the mass, momentum and energy fluxes in the circumferential direction in the interstage gap. One channel of the diaphragm with a pre-connected fragment, as well as one channel of the working ring and the flow in the branch pipe were calculated. Parameters were exchanged between the stage and the branch pipe on the basis of mass flow averaging. The calculations were based on a table model of wet steam in the approximation of equilibrium condensation. The variants of improvement of the flow part of the exhaust compartment were considered. A study of the operation of the compartment options for the nominal mode of the K-220-44-2M turbine of the Loviisa nuclear power plant was performed. The effectiveness of lowering the cap of the collecting chamber, controlling the flow using sheet ribs above the diffuser shell, expanding the collecting chamber in the plane of the horizontal connector, and ensuring the release of excess steam from the moisture removal chamber through the tangential slots in the lower half of the convex shell of the diffuser were analyzed.

Keywords: low-pressure cylinder, last stage, exhaust compartment, numerical study, wet steam, steam consumption, steam leakage, injections, loss coefficients

For citation: Solodov V. G., Konev V. A. (2020) Analysis of the Effectiveness of Variants of the Exhaust Compartment of a Steam Turbine. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 63 (4), 365–379. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2020-63-4-365-379> (in Russian)

Введение

Совершенствование энергетической паровой турбины в значительной мере предопределяет разработку эффективного и надежного цилиндра низкого давления (ЦНД), центральное место в котором занимает выхлопной отсек, включающий последнюю ступень и выхлопной тракт в составе выхлопного и переходного патрубков. В мощных паровых турбинах ТЭС и особенно АЭС потери с выходной скоростью составляют значительную величину от располагаемого теплоперепада [1–3], поэтому совершенствование газодинамических и энергетических характеристик выхлопного тракта может обеспечить заметное повышение КПД турбоагрегата.

Выхлопной тракт определяет вибрационную надежность рабочих лопаток (РЛ) последней ступени, поэтому вопросы газодинамической отработки выхлопных трактов постоянно находятся в центре внимания проектирующих организаций [1–3]. Вместе с тем экспериментальные исследования

ступеней, патрубков и выхлопных отсеков, проведенные отечественными и зарубежными специалистами, не дают систематизированного материала для анализа работы выхлопных отсеков. Поэтому в исследованиях важную роль играет численное моделирование течения.

Авторами проведено численное исследование газодинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД, включающего последнюю ступень с РЛ длиной 1100 мм и выхлопной тракт, в условиях их взаимовлияния. Разработаны модели вариантов выхлопного отсека, включающего межступенчатый канал, отбор пара перед диафрагмой последней ступени, два отсоса пара из межвенцового зазора в камеру влагоудаления, надбандажные протечки, инжекцию пара из камеры влагоудаления в канал диффузора. Рассмотрены возможные направления совершенствования формообразования проточной части выхлопного отсека ЦНД.

Характеристика объекта исследования

Конструкция отсека перспективного ЦНД с последней ступенью, имеющей РЛ длиной 1100 мм, выполнена с традиционным подвальным расположением конденсатора. Особенности такой ступени являются обратная закрутка сопловых лопаток с уменьшением угла выхода потока из сопловых каналов от корня к периферии, цельнофрезерованный полочный бандаж, одна промежуточная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Последняя ступень соединялась с горловиной конденсатора выхлопным трактом, состоящим из выхлопного и переходного патрубков.

Выхлопной патрубок (ВП) состоял из осерадиального диффузора и сборной камеры с элементами силовой системы. Выхлопной патрубок имеет встроенный опорный подшипник, поэтому прочность сборной камеры обеспечивается элементами силовой системы, в которой в качестве основной принята стержневая система жесткости.

Обтекаемая поверхность козырька диффузора выполнена профилированной и является первой частью обечайки диффузора выхлопного патрубка. Со второй частью обечайки она сочленяется через замкнутую вихревую камеру. Камера служит для размещения коллектора с форсунками для охлаждения пара на холостом ходу. Между торцом обода диафрагмы и полкой козырька образуются два канала удаления влаги из межвенцового зазора ступени. Исходный диффузор выполнен с радиальностью $\bar{D}_{2д} = D_{2д}/D_{у.к} = 1,296$ и степенью расширения $n_d = F_{2д}/F_1 = 2,256$, т. е. $n_d > n_n$. Здесь $D_{у.к}$ – внутренний диаметр уплотнительного кольца (козырька); $D_{2д}$ – выходной диаметр диффузора; n_d, n_n – коэффициент диффузорности диффузора и патрубка; $F_1, F_{2д}$ – площадь входа и выхода диффузора. Согласно [1, 4, 5], степень расширения осерадиального диффузора в системе ВП должна составлять 0,7–0,8 n_n или менее. Эффективность перерасширенного диффузора подтверждена исследованиями, проведенными в Московском энергетическом институте на модели ВП [6, 7].

Переходной патрубок выполнен с большим градиентом увеличения поперечного размера, что связано с его ограниченной длиной. Размеры выхлопного тракта: осевая длина осерадиального диффузора $\bar{L}_д = L_д / D_{у.к} = 0,53$, где $L_д$ – расстояние от выходной кромки рабочей лопатки на периферии до

задней стенки сборной камеры патрубка; $D_{у.к}$ – внутренний диаметр уплотнительного кольца (kozyрька).

Длина сборной камеры ВП $\bar{L}_{ВП} = L_{ВП} / D_{у.к} = 0,58$, ширина – $\bar{B}_{ВП} = B_{ВП} / D_{у.к} = 2,13$, где $L_{ВП}$, $B_{ВП}$ – длина и ширина сборной камеры.

Степень расширения ВП с такими размерами $n_{ВП} = F_{2ВП} / F_1 = 2,0$ ($n_{ВП}$, $F_{2ВП}$ – коэффициент диффузорности выхлопного патрубка и площадь его выхлопа). По данным [4], в исходном варианте выхлопного патрубка значения $\bar{L}_{ВП}$, $n_{ВП}$ приняты минимальными.

Схема потоков пара на фрагменте проточной части выхлопного отсека показана на рис. 1.

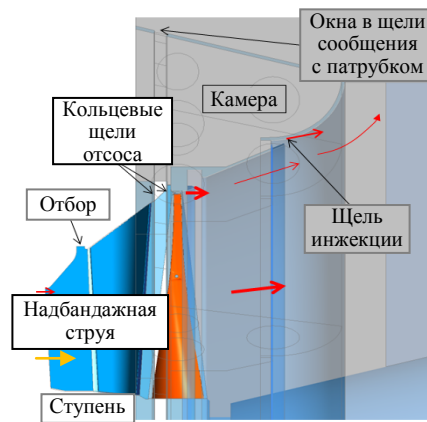


Рис. 1. Схема фрагмента проточной части выхлопного отсека

Fig. 1. The scheme of a flow path fragment of the exhaust compartment

Описание численного метода и алгоритма расчета

Течение в каждой расчетной подобласти описывается полной системой нестационарных уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу – Фавру. Система дополняется дифференциальными уравнениями модели турбулентности. Интегрирование системы уравнений Навье – Стокса и ассоциированных формул осуществляется с помощью программного комплекса MTFS[®] [8], который описан и тестирован в [9].

Расчетные подобласти аппроксимируются неструктурированными гексагональными сетками (рис. 2).

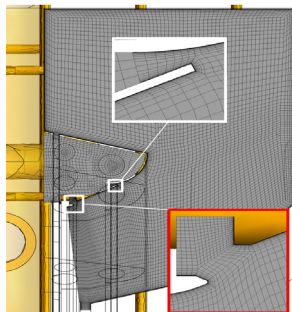


Рис. 2. Сеточное разбиение пространства выхлопного тракта

Fig. 2. The meshing of the space of the exhaust path

В расчетах применяли неявную разностную TVD-схему конечных объемов 2-го порядка точности на основе решения задачи Римана на гранях

элементарных объемов [10]. Использовали вариант алгоритма [9] с расщеплением вычислительного процесса для многопроцессорных платформ. Для постановки условий на границах применяли каналовую формулировку, в которой на входной границе задавали распределение полных параметров и направление вектора скорости, на выходных границах – распределения противодавления. Твердые стенки предполагались адиабатическими, на них задавали условие прилипания и равенство нулю эффективной вихревой вязкости. Турбулентные эффекты описаны на основе модели Менгера [9, 11] в ступени и модифицированной дифференциальной модели турбулентности Спаларта – Аллмараса [9, 11] в патрубке.

Трехмерная модель проточной части построена по геометрическим данным на основе САD-программ твердотельного моделирования. Для сложных областей применен блочно-структурированный метод построения сеток [9]. Мощности сеточного разбиения составляют около $(1,5e + 06)$ гексаэдров в расчетной области канала соплового аппарата и около 2,0 млн гексаэдров в области канала рабочего колеса. Выхлопной и переходной патрубки аппроксимированы сеткой около $(15,5e + 06)$ гексаэдров. Пограничные слои описываются облегчающими сетками на основе экспоненциального сгущения ячеек к стенке. Сетки обеспечивают параметр погранслоя: $Y^+ < 2$ – в области ступени; $Y^+ < 4$ – в области патрубка.

Математическая модель ступени [9] основана на осреднении потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении в межступенчатом зазоре за время прохождения лопатки ротора вдоль шага решетки статора. При моделировании рассчитывалось течение через один канал диафрагмы с предвключенным фрагментом, соответствующим зазору за предыдущей ступенью, а также через один канал рабочего венца и течение в патрубке. Передача параметров от ступени к патрубку и обратно осуществлялась на основе осреднения по массовому расходу.

Расчеты вариантов выполнялись при задании на входе равномерных в окружном направлении распределений полных параметров давления, температуры, влажности и направления потока по данным теплового расчета ЦНД. На выходе из патрубка задавались: в конденсаторе – давление, в щели отбора – расход. Из периферийной части межвенцового зазора пар выводился в камеру влагоудаления на обечайке диффузора. Из камеры часть пара инжектировалась через кольцевую щель на обечайке диффузора, а другая часть сбрасывалась в сборную камеру патрубка. В процессе расчета баланс расходов выдерживался в пределах 0,1 % от суммарного входного расхода, кроме случаев неустранимой нестационарности, вызываемой отрывными явлениями (выхлоп переходного патрубка).

Все расчеты выполнены на основе модели влажного пара. Использовано приближение равновесной конденсации без учета возможного переохлаждения, движения капель, жидких пленок.

Методика обработки данных расчетных исследований

Методика обработки данных численного эксперимента для получения интегральных параметров в характерных сечениях ступени изложена в [9, 12] и опирается на переменные во времени поля давления, плотности,

температуры, степени влажности, энтальпии, энтропии и трех компонент вектора скорости в абсолютной либо вращающейся системе отсчета, ассоциированные с центрами расчетных ячеек. Временная составляющая полей в процессе расчета усредняется на представительном интервале времени, на котором средние значения не изменяются.

В результате для каждого выбранного поперечного сечения получается набор осредненных по расходу газодинамических параметров, распределенных вдоль радиальной координаты в соответствии с координатами слоев равного массового расхода. Далее по осредненным в сечении значениям газодинамических параметров получали распределения вдоль радиуса значений полной энтальпии, энтропии в центрах слоев равного расхода. Для канала статора в качестве расчетных выбирались сечения, соответствующие входной и выходной (интерфейсной) границам канала.

Располагаемый перепад на ступени вычисляли по формуле

$$E_0 = H_{0c}^* + H_{0p} = h_0^* - h_{2t},$$

где H_{0c}^* , H_{0p} – располагаемый перепад на сопле и рабочем венце; t – теоретическое значение параметра; 0, 2 – сечения входа, интерфейса и выхода ступени; (*) – для параметров торможения; h_0^* , h_{2t} – энтальпия пара на входе и выходе ступени.

Располагаемые перепады на сопле и рабочем венце принимаются соответственно:

$$H_{0c}^* = h_0^* - h_{1t}; \quad H_{0p} = h_{1p} - h_{2pt}.$$

Относительные потери располагаемого перепада на сопле и на РК по отношению к перепаду на ступень соответственно:

$$\zeta_c^{ct} = \Delta H_c / E_0 = (h_1 - h_{1t}) / E_0; \quad \zeta_p^{ct} = \Delta H_p / E_0 = (h_2 - h_{2pt}) / E_0.$$

Величины энтальпий h_{1t} , h_{2t} берутся из таблиц водяного пара по расчетным значениям давления и температуры в сечениях; h_1 , h_2 – из расчета.

Реакция ступени и потеря с выходной скоростью C_2 вычисляются по формулам:

$$\rho = H_{0p} / E_0; \quad \zeta_{в.с} = 0,5C_2^2 / E_0.$$

Для канала ротора в качестве расчетных выбираются сечения, соответствующие входной и выходной границам канала во вращающейся системе отсчета. Сечение за кромкой рабочей лопатки расположено на расстоянии около 10 мм и охватывает всю длину лопатки и область надбандажного зазора до козырька.

Эффективность системы выхлопного и переходного патрубков определялась по полным и внутренним потерям согласно формулам [1]:

$$\zeta_{вп} = (P_n^* - P_k) / q_{вх}; \quad \zeta_{вн} = (P_n^* - P_k^*) / q_{вх},$$

где $q_{вх}$ – скоростной напор на входе в патрубок; индексы «н», «к» – начальное и конечное сечения патрубка.

Коэффициент окружной неравномерности поля статического давления p на входе в диффузор определялся на основании среднерасходных значений статического давления

$$\Omega_p = (p_{\max} - p_{\min}) / q_{\text{вх}}.$$

Коэффициент неравномерности поля скорости \vec{u} по выходной площади ВП вычислялся на основании среднерасходных значений расходной компоненты скорости [1]

$$\Omega_u = (u_{\max} - u_{\min}) / u_{\text{ср}}.$$

Постановка задачи моделирования

Расчеты течения влажного пара в вариантах выхлопного отсека в составе последней ступени и выхлопного тракта выполнены при задании на входе идентичных радиальных распределений значений давления и температуры торможения, влажности и направления вектора скорости. Течение рассчитывалось на основе входных условий за РЛ предвключенной ступени с учетом надбандажной протечки из уплотнения предвключенной ступени. Также реализован заданный отбор пара на периферии входной области в диафрагму ступени. Струя надбандажной протечки на выходе из надбандажной щели предпоследней ступени задавалась закрученной под углом 50° к оси турбины в направлении вращения при влажности 4 %. Полная температура струи надбандажной протечки из предвключенной ступени составляла $T_0 = 333$ К при расходе 0,56 кг/с. В выходном сечении переходного патрубка задавалась средняя величина статического давления согласно тепловым расчетам.

За сопловой лопаткой в межвенцовом зазоре реализованы два кольцевых отсоса влажного пара и влаги в камеру влагоудаления на обечайке диффузора и последующий отвод одной части в канал диффузора через щель инжекции. Другая часть пара отводилась через специальные окна (или щели) в стенке камеры влагоудаления непосредственно в сборную камеру выхлопного патрубка. Модель рабочей лопатки реализована с надбандажной щелью и проволоочной связью. Надбандажная щель, бандаж рабочего венца, утолщение рабочей лопатки и проволоочная связь моделировались в полном объеме, как в [13].

Расчетные модели содержали осерадиальный диффузор с периферийной и корневой камерами на входе, реализованный с кольцевой щелью для инжекции пара из камеры влагоудаления. Диффузор располагался в сборной камере патрубка. Над диффузором были открыты окна для сброса части влажного пара в пространство сборной камеры, которая стеснена выемкой для доступа к подшипнику вала и содержит разделительные ребра в плоскости симметрии патрубка. Выхлопной патрубком соединен с переходным патрубком, имеющим загромождения в виде горизонтальной стержневой системы и поперечной системы труб.

В проводимых исследованиях рассчитывались варианты выхлопного отсека для номинального режима турбины К-220-44-2М АЭС «Ло-

вииса» (четырёхступенчатый отсек) при пропуске массового расхода около 52,5 кг/с и давлении в конденсаторе $p_{\text{конд}} = 2942$ Па [14].

Вариант L4 построен на основе варианта L4/2_2, детально описанного в [14]. При этом высота крышки L4 от плоскости разъема уменьшена до 3600 мм, относительная высота крышки снижена с 1,98 до 1,74.

Вариант L4_В сформирован из исходного варианта L4 путем установки двух изогнутых листовых ребер ортогонально к передней стенке патрубка в двух симметричных секторах верхней половины ВП с осевым размером 990 мм, равным осевой длине обечайки диффузора, для разбиения вихревой структуры в верхней части пространства выхлопного патрубка (рис. 1, 3).

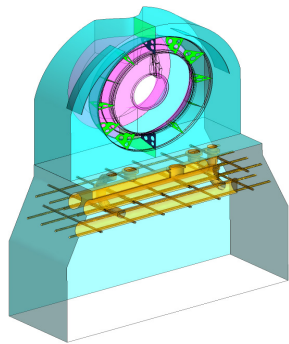


Рис. 3. Модель выхлопного и переходного патрубков (вариант с листовыми ребрами)

Fig. 3. Model of exhaust and transition branch pipes (version equipped with sheet ribs)

Вариант L4_Е получен из L4 в результате расширения сборной камеры в плоскости, перпендикулярной оси турбины. Таким образом, исходная сборная камера L4 расширена в плоскости горизонтального разъема на 1600 мм при неизменных размерах выхлопа ВП.

Вариант L4_М (рис. 4b) получен из исходного варианта диффузора L4 (рис. 4a) в результате устройства в нижней половине сборной камеры диффузора (рис. 4b) с меньшей степенью расширения и большей радиальностью. При этом выход избыточного пара из камеры влагоудаления организован через тангенциальные щели в стенке камеры в нижней половине патрубка с целью инжектирования основного потока для заполнения пространства под камерой влагоудаления [15].

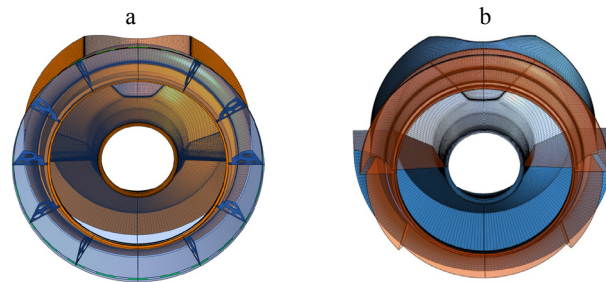


Рис. 4. Варианты диффузора (вид по ходу пара):

a – исходный, камера влагоудаления с отверстиями;
b – асимметричный, камера влагоудаления со щелями в нижней половине

Fig. 4. Variants of a diffuser (view is in the course of the steam):
a – source one, a moisture removal chamber with holes;
b – asymmetrical one, a moisture removal chamber with slots in the lower half

Структура течения в моделях выхлопного патрубка в виде изолиний числа Маха M в различных сечениях показана на рис. 5–7. Ось OZ на рис. 5 направлена от передней стенки выхлопного патрубка по потоку от наблюдателя; размер Z отсчитывается от передней стенки ВП.

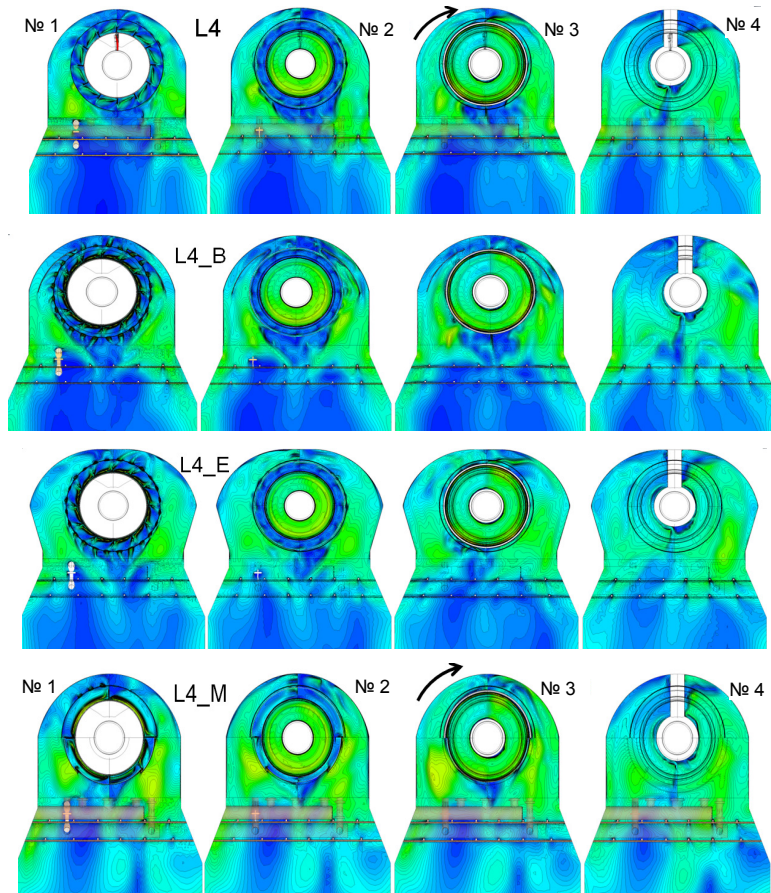


Рис. 5. Структура течения в моделях выхлопного патрубка в сечениях: № 1 – $Z = 0$; № 2 – 0,3 м; № 3 – 0,78 м; № 4 – 1,4 м (шкала чисел Маха дана на рис. 6)

Fig. 5. Flow pattern in branch pipe models in sections: No 1 – 0; No 2 – 0.3 m; No 3 – 0.78 m; No 4 – 1.4 m (scale of Mach numbers is given in Fig. 6)

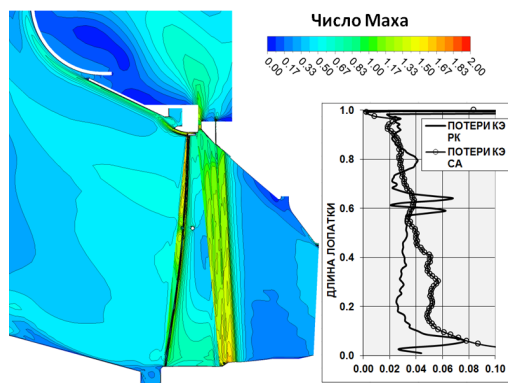


Рис. 6. Потери кинетической энергии вдоль длины лопатки в каналах соплового аппарата и рабочего колеса

Fig. 6. The loss of kinetic energy along the length of the blade in the channels of the nozzle and the impeller

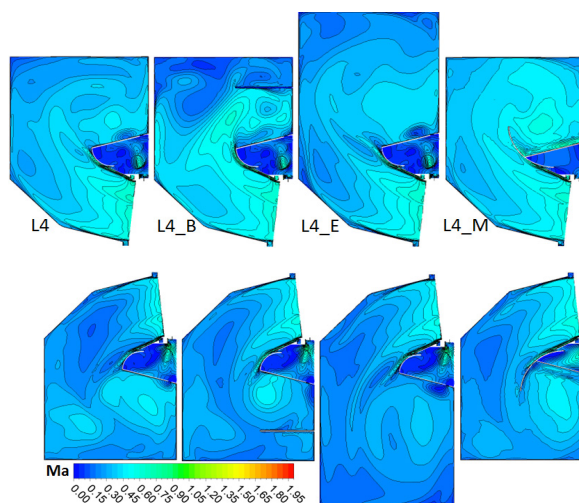


Рис. 7. Числа Маха в сечении горизонтального разъема для вариантов L4, L4_B, L4_E, L4_M (вид сверху)

Fig. 7. Mach numbers in the cross section of the horizontal connector for the variants L4, L4_B, L4_E, L4_M (an overhead view)

Результаты исследования и сравнения различных вариантов выхлопного отсека

Рассмотрим результаты исследований различных вариантов выхлопного отсека ЦНД в сравнении с вариантом L4/2_2 [14].

Перепад на отсек определяется средним полным давлением на входе в ступень около 14100 Па. Потери кинетической энергии, отнесенные к располагаемому перепаду на ступень, в соплах с 4,41–4,5 %, на рабочих каналах 3,52–3,62 %, потери с выходной скоростью 13,2–13,6 % (табл. 1).

Таблица 1

Потери кинетической энергии на ступени
Loss of kinetic energy on the stage

Вариант выхлопного патрубка	Потери, %			КПД
	в сопловом аппарате	в рабочем колесе	с выходной скоростью	
L4	4,50	3,60	13,2	0,9188
L4_B	4,50	3,52	13,2	0,9198
L4_E	4,46	3,57	13,3	0,9197
L4_M	4,41	3,62	13,6	0,9197

КПД ступени варианта L4 составляет 0,9188 против 0,9217 для L4/2_2 [14], что означает некоторое увеличение сопротивления ВП варианта L4. Таким образом, ступень работает в одном режиме для всех вариантов патрубка. Потери кинетической энергии вдоль длины лопатки в каналах соплового аппарата и рабочего колеса показаны на рис. 6. Обращают на себя внимание периферийный рост потерь из-за банджа и протечки, локальный всплеск потерь за лопаточным утолщением и проволоочной связью, а также в прикорневой области вследствие резкого раскрытия проточной части. Потери от проволоочной связи 0,2 % перепада на ступень [13].

Коэффициенты неравномерности статического давления Ω_p в поясах на входе в диффузор приведены в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициенты неравномерности статического давления на входе в диффузор
Static pressure nonuniformity coefficients at the inlet of the diffuser

Пояс рабочей лопатки	Коэффициент Ω_p для варианта			
	L4	L4_B	L4_E	L4_M
80 % L	1,24	1,36	1,04	1,38
50 % L	0,62	0,72	0,51	0,71
20 % L	0,64	0,76	0,57	0,75

Примечание: L – длина рабочей лопатки.

Ступень в отсеке L4 работает на режиме при объемном расходе $GV_2 = 2117 \text{ м}^3/\text{с}$. Степень неравномерности давления в поясах 0,8L, 0,5L, 0,2L на входе в диффузор для L4 (табл. 2) является одной из самых низких для рассмотренных вариантов отсеков. Поток на входе в диффузор на данном режиме более закручен в сравнении с L4/2_2, а угол α_2 составляет около 110° в ядре входного течения.

Осредненные по расходу параметры в сечениях выхлопного тракта (на входе в диффузор, на выходе из выхлопного и переходного патрубков), коэффициент неравномерности на входе в диффузор Ω_p и потери на выхлопном патрубке $\zeta_{\text{ВП}}$ приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры в сечениях выхлопного тракта
Parameters in exhaust path sections

Вариант	Параметр	Вход в ступень	Межвенцовый зазор	Вход в диффузор	Выход из па трубка		Ω_p	$\zeta_{\text{ВП}}$
					выхлопного	переходного		
L4	p^* , Па	14100	13309	3483	3253	3014	2,31	0,73
	p , Па	12943	5993	2732	2933	2942		
	M	0,365	1,167	0,608	0,402	0,182		
	Y [.]	0,066	0,095	0,116	0,106	0,102		
L4_B	p^* , Па	14100	13077	3435	3284	3026	2,42	0,67
	p , Па	12943	5993	2722	2959	2942		
	M	0,365	1,168	0,61	0,404	0,194		
	Y [.]	0,066	0,095	0,116	0,107	0,102		
L4_E	p^* , Па	14100	13308	3424	3251	3001	2,05	0,62
	p , Па	12943	5993	2666	2953	2939		
	M	0,365	1,170	0,617	0,387	0,170		
	Y [.]	0,066	0,095	0,117	0,107	0,107		
L4_M	p^* , Па	14100	13308	3395	3243	2954	2,16	0,57
	p , Па	12943	5994	2587	2925	2873		
	M	0,365	1,167	0,633	0,406	0,198		
	Y [.]	0,066	0,095	0,117	0,106	0,106		

Примечание: p^* – полное давление; p – статическое давление; M – число Маха; Y – влажность.

Характеристики надбандажной протечки в вариантах не изменяются из-за сверхзвукового режима. На обечайке диффузора струя локально разгоняется, за расширительной камерой прилегает к поверхности козырька, теряя скорость до околосвуковых величин, далее прилегает к конической части обечайки диффузора. Затем струя инжекции подсасывает основной поток, и отрыва от обечайки не происходит. Отрыв незначительной интенсивности наступает в конце обечайки диффузора. Таким образом, для данного режима надбан-

дажная протечка и струя инъекции в совокупности стабилизируют обтекание обечайки диффузора. Этому также способствует и закрутка потока, которая в среднем составляет около 20° от осевого направления. Однако центробежный эффект от закрутки приводит и к негативным явлениям, к которым относятся:

1) отрыв потока в окружном направлении от стенки выемки для доступа к валу в верхней части ВП;

2) неустойчивый отрыв потока от обтекателя диффузора в радиальном направлении, который происходит на изломах втулки.

С увеличением среднего радиуса по ходу потока в диффузоре отрыв интенсифицируется, особенно вблизи второго излома втулки. Перечисленные отрывные образования нестационарны и приводят к пульсации расхода пара через выхлопное сечение патрубка. Диффузор и сборная камера в сравнении с вариантом L4/2_2 более заполнены в нижней части ВП из-за уменьшенной высоты крышки.

В диффузоре и сборной камере поток тормозится до средней скорости по числу Маха 0,402 в выходном сечении ВП. Осредненная расходная составляющая скорости на выходе из ВП составляет 138 м/с. Представление о структуре течения в ВП можно получить по рис. 5 и 7. Структура потока в патрубке несимметрична относительно плоскости геометрической симметрии ВП вследствие не осевого выхода из ступени.

Полные потери для варианта L4 больше на 4–5 %, чем для L4/2_2 (разброс определяется нестационарностью течения в ВП), что связано в основном с уменьшением высоты крышки патрубка на 12,2 %. Следует заметить, что полные потери определяются ориентировочно в связи с проблемой осреднения сильно неравномерных потоков и наличием инъекции высокоэнергетического пара в промежутке между измерительными сечениями.

Варианты L4_V и L4_E характеризуются существенной нестационарностью течения в переходном патрубке. Степень в составе рассматриваемых отсеков имеет незначительно повышенный КПД для L4_V, L4_E, L4_M (табл. 1) и незначительно повышенные потери с выходной скоростью. Осредненный во времени объемный расход в варианте L4_E составляет $2225 \text{ м}^3/\text{с}$, среднее значение влажности за кромками рабочего колеса для вариантов 11,7 %. В диффузоре влажность не более 13,0 %.

Параметры надбандажной протечки вдоль обечайки диффузора сохраняются в сравнении с исходным L4. По основным характеристикам работа ступени в составе рассматриваемых отсеков не отличается от других вариантов.

L4_E характеризуется значительным снижением коэффициентов неравномерности статического давления на входе в диффузор (до 30 %) на всех радиусах (табл. 2) при практически одинаковом в вариантах скоростном напоре на входе в диффузор, что подтверждает тенденцию, отмеченную в [1]. Именно увеличение поперечных размеров сборной камеры приводит к выравниванию полей параметров в ВП, приближает условия работы диффузора к условиям работы свободного диффузора. В этой связи полные потери в выходном сечении выхлопного патрубка в рассматриваемом ряду менее базового L4/2_2 и исходного L4 вариантов.

L4_V характеризуется достаточно высокой неравномерностью на входе в диффузор во всех поясах, вызывает значительную нестационарность течения в сборной камере, предположительно, из-за вихревого характера течения. Вихревая структура размещается под листовым ребром и стесняет пространство сборной камеры. Рассмотренный способ уменьшения потерь не дает положительных результатов в улучшении структуры течения.

Вариант L4_M отсека содержит асимметричный диффузор. В исходном диффузоре L4 открытые окна камеры влагоудаления создают дополнительное сопротивление течению в сборной камере вследствие сброса части высокоэнергетического пара (~3,5 кг/с), интенсифицируют отрыв в нижней части патрубка под оболочкой камеры влагоудаления (рис. 5). Отрыв провоцирует периодический сход вихрей в нижней части ВП, увеличивает нестационарность выхлопа и потери давления. L4_M направлен на уменьшение этого эффекта путем замены окон на тангенциальные щели в стенке камеры влагоудаления на обечайке диффузора (рис. 4). В рассматриваемом варианте расход пара на входе в диффузор составляет 49,35 кг/с. Расход инжекции через кольцевую щель в обечайке диффузора (при закрытых окнах) около 2,99 кг/с, расход пара через цилиндрическую поверхность выхода из диффузора примерно 51,14 кг/с, расход пара на выходе из ВП 52,1 кг/с. Разница в расходах (с учетом нестационарности в патрубке) составляет величину расхода от сброса пара через указанные выше щели. Таким образом, в варианте L4_M расход пара в инжекцию увеличивается в сравнении с L4, сброс пара из камеры влагоудаления через тангенциальные щели уменьшается, что соответствует тенденции, отмеченной в [16, 17].

По результатам расчетов для номинального режима КПД варианты ВП в табл. 1 практически не отличаются от L4. Потери с выходной скоростью несколько больше варианта L4 и составляют 13,6 %. Объемный расход пара при массовом расходе за ступенью 49,35 кг/с составляет 2266 м³/с в сравнении с исходным вариантом L4, в котором объемный расход равен 2117 м³/с при массовом расходе за ступенью 49,24 кг/с.

Коэффициенты неравномерности давления на поверхности входа в диффузор для рассматриваемого варианта L4_M больше, чем для L4 (табл. 2), потери полного давления уменьшаются (табл. 3).

Применение варианта L4_M увеличивает наполненность сборной камеры (рис. 5, 7), уменьшает объем и количество безрасходных зон, особенно под камерой влагоудаления вблизи плоскости симметрии конструкции. Нижняя половина сборной камеры работает лучше исходного варианта.

На частичных режимах закрутка пара за рабочим колесом вызывает выраженную диагональную структуру потока, прижатие потока к обечайке диффузора в дополнение к действию струи надбандажной протечки и кольцевой инжекции в канал диффузора вдоль обечайки. В этой связи представляет интерес исследование частичных режимов работы ВП с асимметричным диффузором.

ВЫВОДЫ

1. Представлены результаты исследований формообразующих параметров проточной части выхлопного тракта и аэродинамических воздействий на газодинамические и энергетические характеристики выхлопного отсека. Интегральные газодинамические и энергетические характеристики ступени, структура потока в ступени для рассмотренных вариантов выхлопного патрубка практически совпадают. Уменьшение высоты крышки выхлопного патрубка (вариант L4) на 12 % приводит к перераспределению расходов с увеличением скоростей в нижней половине патрубка. Наблюдаются небольшой рост полных потерь на выходе из выхлопного патрубка на ≈5 % и рост коэффициентов неравномерности во входном сечении диффузора во всех поясах на ≈3–10 %.

2. Увеличение ширины сборной камеры (вариант L4_E) повышает нестационарность течения в ней, снижает неравномерность поля давления на входе в диффузор до 30 % и полные потери на 15 %.

3. Применение выхлопного патрубка с асимметричным диффузором и щелями в стенке нижней половины камеры влагоудаления (L4_M) увеличивает наполненность сборной камеры, уменьшает объем и количество малорасходных зон, особенно под камерой влагоудаления вблизи плоскости симметрии конструкции. Нижняя половина сборной камеры функционирует лучше исходного варианта. Полные потери снижаются на 21,9 %.

4. На основании анализа результатов исследований вариантов L4, L4_V, L4_M можно сделать вывод, что минимальные проходные сечения в патрубке находятся не в плоскости разъема, как принято считать, а ниже на 0,12–0,20 диаметра диффузора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мигай, В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин / В. К. Мигай, Э. И. Гудков. Л.: Машиностроение, 1981. 272 с.
2. Дейч, М. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / М. Е. Дейч, А. Е. Зарянкин. М.: Энергия, 1970. 384 с.
3. Зарянкин, А. Е. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин / А. Е. Зарянкин, Б. П. Симонов. М.: Изд-во МЭИ, 2002. 273 с.
4. Аэродинамическое профилирование и расчет выхлопных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин: РТМ 108.020.120-77. НПО ЦКТИ, 1979. 40 с.
5. Выхлопная часть осевой турбомашин: авт. св. SU1839520A1, СССР, 1989.
6. Исследование выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины / В. Ф. Касилов [и др.] // Теплоэнергетика. 1990. № 5. С. 35–39.
7. Касилов, В. Ф. Исследование средств активного воздействия на закрученное течение в сборной камере выходных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин / В. Ф. Касилов // Теплоэнергетика. 2000. № 11. С. 28–33.
8. Научно-прикладной программный комплекс MTFS® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы: сертификат гос. регистр. авторских прав № 5921 / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев. Укр. гос. агентство по авторским и смежным правам. 07.16.2002.
9. Солодов, В. Г. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашин / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы: сб. статей. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т, 2004. С. 134–157.
10. Merkle, C. Convergence Acceleration of the Navier-Stokes Equations Through Time-Derivative Preconditioning / C. Merkle, S. Venkateswaran, M. Deshpande // AGARD-CP578-NATO. 1995. P. 1–10.
11. Солодов, В. Г. Моделирование турбулентных течений. Расчет больших вихрей / В. Г. Солодов. Харьков: Харьк. нац. автодор. ун-т, 2011. 168 с.
12. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Н. Н. Афанасьева [и др.] Л.: Машиностроение, 1980. 263 с.
13. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД «ступень – диффузор» / В. Л. Швецов [и др.] // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». 2014. Т. 1055, № 12. С. 12–20.
14. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД / В. Л. Швецов [и др.] // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Серія: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». 2015. Т. 1124, № 15. С. 41–50.
15. Выхлопная часть паровой турбины: пат. SU1724903A1 СССР / Ю. Ф. Косяк, В. Н. Галацан, А. В. Гаркуша, Э. И. Гудков, В. А. Конев, В. Н. Сарабун, В. В. Тарасенко, Ю. А. Юдин. Оpubл. 07.04.1992.
16. Сабуров, Э. Н. Аэродинамика и устойчивость потока в относительно длинных циклонных камерах / Э. Н. Сабуров, Д. А. Онохин // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 6. С. 527–538. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-527-538>.

17. Сорока, Б. С. Эффективность использования газового топлива и окислительной смеси при их увлажнении / Б. С. Сорока, Н. В. Воробьев // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 6. С. 547–564. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-547-564>.

Поступила 26.05.2019 Подписана в печать 14.08.2019 Опубликована онлайн 30.07.2020

REFERENCES

- Migai V. K., Gudkov E. I. (1981) *Design and Calculation of Output Diffusers of Turbomachines*. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 272 (in Russian).
- Deich M. E., Zariankin A. E. (1970) *Gas Dynamics of Diffusers and Exhaust Hoods of Turbomachines*. Moscow, Energiya Publ. 324 (in Russian).
- Zariankin A. E., Simonov B. P. (2002) *Exhaust Hoods of Steam and Gas Turbines*. Moscow, MEI Publ. 273 (in Russian).
- RTM [Guiding Technical Material] 108.020.120–77. *Aerodynamic Profiling and Calculation of Exhaust Hoods of Low-Pressure Cylinders of Steam Turbines*. JSC “NPO CKTI”, 1979. 40 (in Russian).
- Author’s Certificate SU1839520A1. USSR. (1989) Exhaust Part of Axial Turbomachine (in Russian).
- Kasilov V. F., Galatsan V. N., Konev V. A., Denisov V. N. (1990) The Study of LPC Exhaust Hood of Steam Turbine. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (5), 35–39 (in Russian).
- Kasilov V. F. (2000) The Study of Means of Active Influence on the Swirled Flow in the Assembly Chamber of the Outlet Hoods of Low Pressure Cylinders of Steam Turbines. *Teploenergetika = Thermal Engineering*, (11), 28–33 (in Russian).
- Solodov V., Starodubtsev Yu. (2002) *The Scientific Application Software MTF5[®] for Calculation of 3D Viscous Turbulent Liquid and Gas Flows in Arbitrary Shape Domains*. Certificate of State Registration No 5921, Ukrainian State Agency of Copyrights and Related Rights (in Russian).
- Solodov V. G., Starodubtsev Yu. V. (2004) The Experience of 3D Modeling of Compressible Viscous Turbulent Flows in Turbomachinery. *Aerogidrodinamika: Problemy i Perspektivy. Sb. Statei* [Aerohydrodynamics: Problems and Prospects. Digest of Articles]. Kharkiv, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, 134–157 (in Russian).
- Merkle C., Venkateswaran S., Deshpande M. (1995) Convergence Acceleration of the Navier-Stokes Equations Through Time-Derivative Preconditioning. *AGARD-CP578-NATO*, 1–10.
- Solodov V. G. (2011) *Turbulent Flow Modeling. Large Eddy Simulation*. Kharkiv, Kharkiv National Automobile and Road University Publishing House. 168 (in Russian).
- Afasnas'eva N. N., Busurin V. N., Gogolev I. G., D'yakonov R. I. (et al.) (1980) *Heat Turbine Stages Aerodynamical Characteristics*. Leningrad, Mashinostroenie Publ. 263 (in Russian).
- Shvetsov V., Kozheshkurt I., Konev V., Khandrimailov A., Solodov V. (2014) The Study of Aerodynamic and Power Characteristics of LPC “Stage – Diffuser” Exhaust Compartment. *Visnik Natsional'nogo Tekhnichnogo Universitetu “Kharkivs'kii Politekhnicnii Institut”. Seriya: “Energetichni ta Teplotekhnichni Protsezi i Ustatkuvannya” = NTU “KhPI” Bulletin: Power and Heat Engineering Processes and Equipment*. 1055 (12), 12–20 (in Russian).
- Shvetsov V., Kozheshkurt I., Konev V., Khandrimailov A., Solodov V. (2015) Studying Aerodynamic and Energetic Characteristics of the Exhaust Section of LPC. *Visnik Natsional'nogo Tekhnichnogo Universitetu “Kharkivs'kii Politekhnicnii Institut” Seriya: “Energetichni ta Teplotekhnichni Protsezi i Ustatkuvannya” = NTU “KhPI” Bulletin: Power and heat Engineering Processes and Equipment*, 1124 (15), 41–50 (in Russian). <https://doi.org/10.20998/2078-774x.2017.08.01> (in Russian).
- Kosyak Yu. F., Galatsan V. N., Garkusha A. V., Gudkov E. I., Konev V., A., Sarabun V. N., Tarasenko V. V., Yudin Yu. A. (1992) *Exhaust Part of Steam Turbine*. Patent No SU17 24903A1 USSR (in Russian).
- Saburov E. N., Onokhin D. A. (2018) Aerodynamics and Stability of the Flow in Relatively Long Cyclone Chambers. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Association*, 61 (6), 527–538 (in Russian). <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2018-61-6-527-538>.
- Soroka B. S., Vorobyov N. V. (2019) Efficiency of the Use of Humidified Gas Fuel and Oxidizing Mixture. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of the CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Association*, 62 (6), 547–564. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-6-547-564>.

Received: 26 May 2019

Accepted: 14 August 2019

Published online: 30 July 2020