Технология и технологические машины

УДК 621.438

Автоматизированное проектирование и прочностной анализ элементов проточной части ступени радиальной турбины

Н.А. Киселёв

Разработана методика автоматизированного профилирования элементов ступени радиальной (центростремительной) турбины: входного и выходного патрубков, соплового аппарата и рабочего колеса. Создана параметризированная модель проточной части ступени. Построена трехмерная модель центростремительного колеса турбины и элементов проточной части ступени. Представлены результаты анализа термонапряженного состояния рабочего колеса в системе автоматизированного проектирования CATIA (Computer Aided Three-dimensional Interactive Application). Даны соответствующие рекомендации для проведения дальнейших разработок и анализа.

Ключевые слова: газотурбинная установка, центростремительная турбина, трехмерное профилирование, проточная часть, термонапряженное состояние, САПР.



КИСЕЛЁВ
Николай Александрович
студент
(МГТУ имени Н.Э. Баумана)

KISELEV
Nikolay Alexandrovich
student
(Moscow, Russian Federation,
MSTU named
after N.E. Bauman)

Computer-Aided Design and Strength Analysis of the Components of Air-Gas Channel of the Radial Turbine

N.A. Kiselev

A method for a computer-aided shaping of the radial (centripetal) turbine stage components, namely the inlet and outlet nozzles, nozzle unit and the impeller is carried out. Parameterized model of Air-gas channel as well as the

three-dimensional model of centripetal turbine wheel of the radial turbine & its components is created. The results of thermostressed state analysis of the impeller within the CATIA (Computer Aided Three-dimensional Interactive Application) are presented. Corresponding recommendations for further development and analysis are given.

Keywords: gas-turbine engine, centripetal turbine, three-dimensional shaping, air-gas channel, thermostressed state, CAD system.

Использование современных пакетов моделирования (CAD) и инженерного анализа (CAE) при создании образцов новой техники позволяет значительно сократить продолжительность этапа опытно-конструкторских разработок. Особенно этот подход бывает ценным при разработке нового класса устройств, использующих прототипы элементов известных устройств, например, разработка тригенерационных газотурбинных установок, схемные решения которых представлены в работах [1, 2]. При использовании концепции безбумажной технологии проектирования вначале идет выбор и оптимизация параметров термодинамического цикла (подробнее см. [3]), затем определяют компоновочные решения установки (подробнее см. [4]), далее проектируют элементы установки с одновременной корректировкой (по необходимости) компоновочных решений.

Предлагаемая работа посвящена созданию (трехмерному профилированию и термопрочностному анализу) элементов проточной части центростремительной турбины (ЦСТ): рабочего колеса (РК), спиральной камеры (улитки), выходного патрубка и соплового аппарата (СА).

Постановка задачи. Известно, что ЦСТ относится к классу трехмерных (3D) изделий, а ее разработка путем построения плоских сечений с последующим получением осесимметричной модели связана со значительными упрощениями и неэффективна.

Особенности проектирования элементов ЦСТ заключаются в том, что профилирование осуществляется по разным зависимостям и при этом одновременно в различных направлениях (изменение параметров проточной части по радиальной и угловой координатам во входном патрубке и СА, а также по осевой протяженности в РК). При этом одним из наиболее нагруженных элементов малоразмерных газотурбинных установок является РК ЦСТ, во многом и определяющее ресурс и надежность установки. В связи с этим необходимо получить достоверную картину напряженно-деформированного состояния (НДС) РК ЦСТ, пример расчета которого представлен в работе [5]. При выполнении такого рода анализа для получения картины напряжений во всем объеме РК необходимы трехмерные модели.

Для решения этой задачи следует использовать методику автоматизированного проектирования, позволяющую получать 3D модели элементов ступени ЦСТ, проточная часть которых спрофилирована по полученным из газодинамического расчета [6] геометрическим данным (входным для данной методики профилирования) и набору параметров, задаваемых конструктором в процессе проектирования. Далее требуется определить НДС рабочего колеса и получить геометрию диска, удовлетворяющую условиям прочности для данного класса изделий.

Таким образом, конечным результатом моделирования должен стать набор 3D моделей элементов ступени, расчетных сеток и результатов анализа, параметры которых связаны как в пределах одного элемента, так и в изделии в целом, позволяющий производить поиск оптимальных конструкций элементов.

Профилирование элементов ступени ЦСТ. Исходными данными для профилирования элементов проточной части ЦСТ согласно методике, изложенной в работе [6], являются: входные и выходные диаметры и длины лопаток, угол выхода потока из СА и угол установки лопатки на выходе из РК на среднерасходном выходном радиусе.

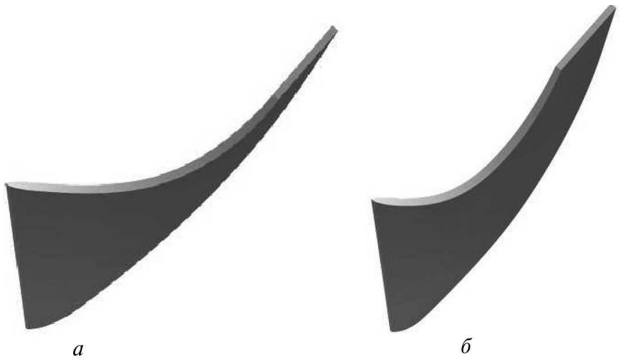
Профилирование РК начинается с построения внешнего обвода меридионального сечения, имеющего большую, чем втулочный обвод, кривизну. В наборе отношений модели указывается закон профилирования обвода, выбранный согласно рекомендациям работы [7]. Построив внешнюю границу меридиональ-

ного обвода, внутренняя граница строится таким образом, чтобы обеспечить требуемый закон изменения площадей (этот закон выбирается конструктором и определяется при создании 3D модели). Далее, используя геометрию этого сечения, строятся срединная и боковые поверхности рабочей лопатки по методике, приведенной в работе [8].

Для удовлетворения прочностных критериев срединная поверхность строится линейчатой и радиальной, т. е. ее можно получить сдвигом линии по двум направляющим — периферийному обводу лопатки и оси вращения диска. Создание такой поверхности обеспечивает отсутствие изгибных напряжений при нагружении диска инерционными силами. При этом (варьируя в процессе профилирования конструкторские параметры) возможно создание удовлетворительной геометрии рабочей лопатки, варианты которой представлены на рис. 1.

Сечения корыта и спинки рабочей лопатки строятся путем смещения сечений срединной поверхности в цилиндрических поверхностях на толщину, определенную из законов изменения угла конусности в сечении, и расстояния от линии постоянной толщины до рассматриваемого сечения (рис. 2).

Далее выполняется скругление входной и выходной кромок, а также построение галтели между корневой частью лопатки и диском; радиус галтели определяется как технологией изготовления, так и прочностными критериями. После построения рабочей лопатки и меридионального обвода проточной части рассчитывается число лопаток, необходимое



а *б*

Рис. 1. Исходная лопатка с относительной длиной линейной части 10 % от полной осевой протяженности (*а*) и лопатка с увеличенным до 50 % линейным участком (*б*)

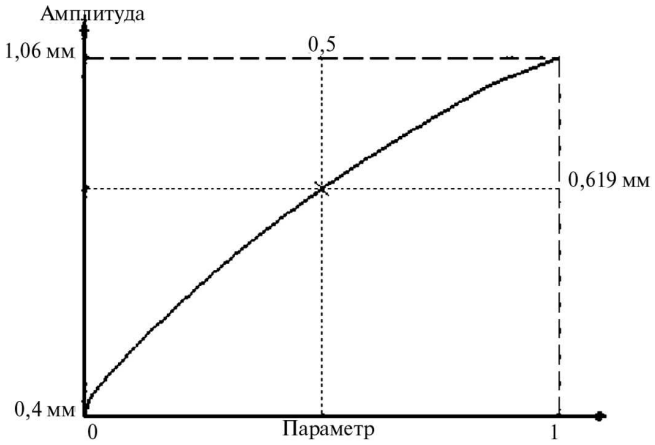


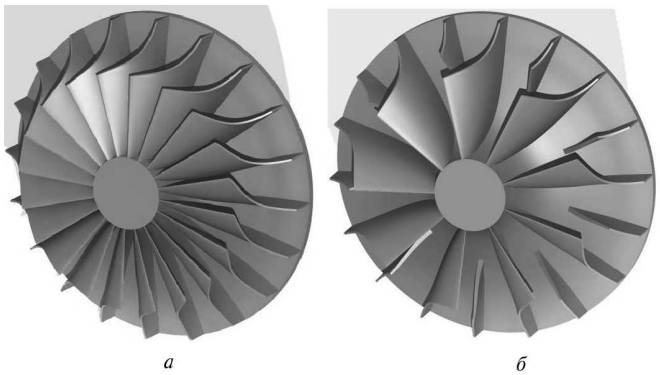
Рис. 2. Закон смещения профиля спинки относительно срединной поверхности

для получения оптимального обтекания решетки полученных профилей.

Общее число лопаток рассчитывается из условия безотрывности течения на входе в рабочее колесо согласно рекомендациям, изложенным в работе [8]. Число полных лопаток (вдвое меньшее или равное общему) определяется конструктором из технологических и газодинамических критериев (рис. 3).

Полученная в результате профилирования по данной методике автоматизированного проектирования модель является проточной частью РК радиальной турбины. Конструктивные элементы РК, отвечающие за центрирование, передачу крутящего момента и создание единой конструкции ЦСТ, в рамках данной работы не рассматриваются.

При профилировании лопаток соплового аппарата используется профиль, имеющий наименьшие профильные потери для заданно-



а *б*

Рис. 3. Модели РК с увеличенным числом лопаток:

а — без обрезки промежуточных лопаток;
б — с обрезкой

го режима обтекания (профиль выбран с газодинамическим расчетом, представленным в работе [9]). Затем выполняется поворот профиля на угол, связанный с углом выхода из СА. Угол поворота определяется по заложенным в модель зависимостям.

Радиальная протяженность СА определяется исходя из угла входа в СА с использованием отношений и законов, указанных в работе [9]. Таким образом, зная выходной диаметр СА, его радиальную протяженность и угол входа, строится модель СА и определяются входные данные для профилирования улитки.

Для получения формы и определяющих параметров улитки необходимо задать общий вид поперечных сечений, который выбирают, стремясь уменьшить потери в улитке, с учетом компоновочных соображений. В данной работе в качестве сечения использовалась окружность, центр которой был смещен относительно выходного сечения (эта и другие формы и методики их расчета указаны в работе [7]).

Поскольку от обводов входного патрубка зависит распределение скоростей во входном сечении улитки и, следовательно, распределение момента количества движения по высоте входного сечения, необходимо соответственно выбрать кривизну обводов входного патрубка. Толщина стенок входного патрубка и улитки определяется из технологических условий (минимально возможная толщина стенок при литье). При задании всех необходимых параметров модель проточной части входного патрубка и улитки считается полностью параметризованной.

Выходной патрубок позволяет частично использовать энергию выходной скорости чтобы получить за ступенью более низкое давление, чем в выходном сечении выпускного патрубка. Зная осевую протяженность выходного патрубка и угол его раскрытия, строится меридиональное сечение внешнего и внутреннего обводов. Так как при профилировании РК был заложен осевой выход потока, то элементы, соединяющие эти обводы, выполнены с использованием симметричных обтекаемых профилей.

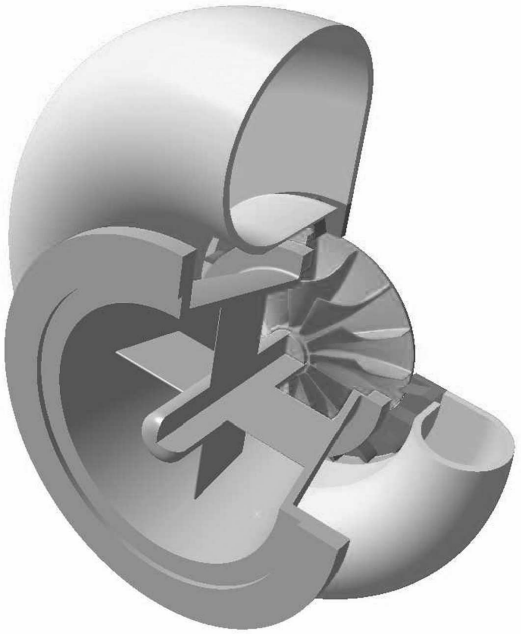


Рис. 4. Проточная часть ЦСТ

После объединения всех элементов проточной части в единую сборку и задания соответствующих управляющих примитивов, проточная часть ЦСТ будет полностью определена (рис. 4).

Анализ напряженно-деформированного состояния РК ЦСТ. Как было сказано выше, наиболее нагруженным элементом ЦСТ, во многом определяющим ресурс, является ее рабочее колесо.

Для проведения анализа НДС рассмотрим модель РК, спрофилированного по указанной методике. Профилирование выполнено таким образом, что число полных лопаток равно 18, а промежуточные лопатки отсутствуют. Внешний вид и конфигурация модели представлены на рис. 3, *а*.

Для снижения затрат времени и требуемых вычислительных ресурсов из целого РК вырезается криволинейный сектор, включающий одну лопатку (рис. 5).

При построении конечно-элементной сетки сектор разбивается на четыре объема (лопатка, галтель, сектор диска и втулка диска показаны на рис. 5), на которых создаются сетки, связанные между собой по узлам элементов. Выбранный тип элемента сетки — 8-узловой твердотельный элемент. Конечно-элементная модель и расчетный элемент показаны на рис. 6. Мате-

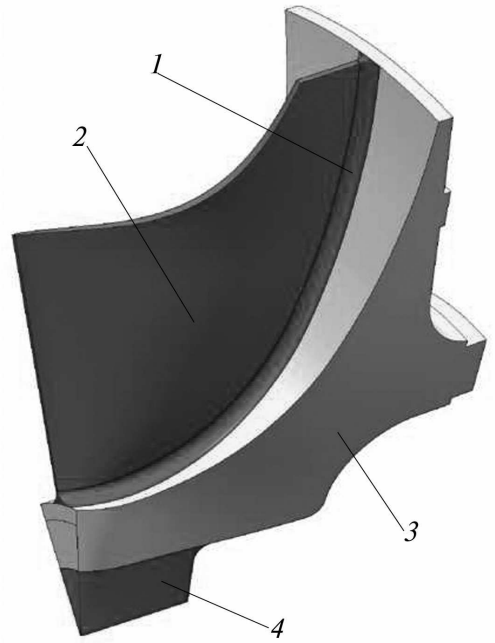


Рис. 5. Твердотельная модель сектора РК, разбитого на объемы:
1 — рабочая лопатка; *2* — галтель; *3* — сектор диска; *4* — втулка диска

риал РК — ХН70ВМТЮ, свойства которого представлены в работе [10].

Для получения картины НДС учитываются нагрузки от действия инерционной силы (частота вращения ротора 35 000 об/мин), а также температурные деформации, вызванные неравномерным нагревом поверхности рабочего колеса.

Граничные условия при анализе температурного поля РК задаются следующим образом:

• на входной кромке проточной части и ободе диска 1 039 К;

• на выходной кромке лопатки на выходе из колеса 850 К;

• на втулочной поверхности 650 К.

Также необходимо учесть условие круговой симметрии: связать перемещения на боковых гранях (радиальные, тангенциальные и осевые перемещения узлов на нижней грани одного сектора равны перемещениям смежных узлов верхней грани соседнего).

Анализ результатов моделирования. При анализе НДС наблюдаются значительные напряжения, возникающие в галтели у выхода из РК, в то время как во входном сечении величина напряжений в галтели невелика (рис. 7). Это

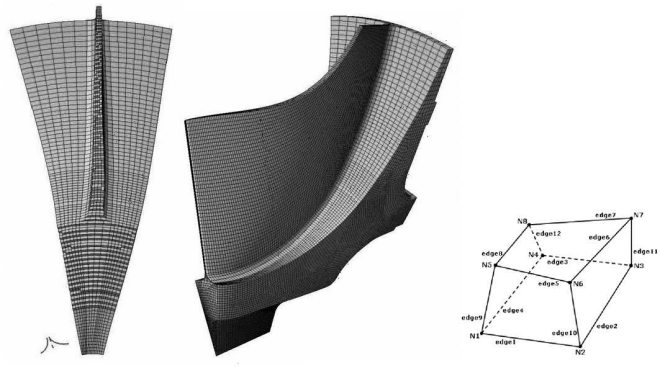


Рис. 6. Расчетный элемент

обусловлено тем, что на входе в РК на рассматриваемое сечение воздействует малая инерционная сила, приложенная к объему материала над ним, в то время как на выходе из рабочего колеса к галтели приложена нагрузка от воздействия всей массы рабочей лопатки. Поэтому целесообразно, если это позволяет технология изготовления РК, создать галтель с переменным радиусом.

Напряжения, возникающие в РК при использовании галтели с линейно изменяющимся радиусом (от 1,6 мм на входе до 2,5 мм на выходе), представлены на рис. 8.

Сравним результаты моделирования, полученные для моделей с двумя вариантами галтели. Максимальные напряжения, возникающие на втулке РК, равны 361 МПа, а в галтели — 538 МПа (при радиусе галтели 1,6 мм). Увеличение радиуса галтели на стыке втулочной час-

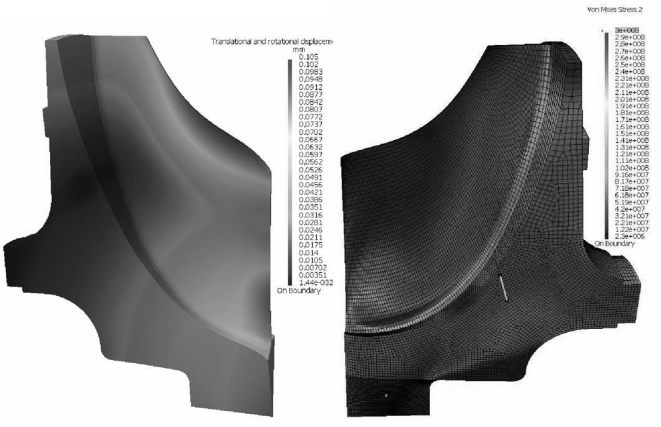


Рис. 7. Полные деформации и напряжения в РК

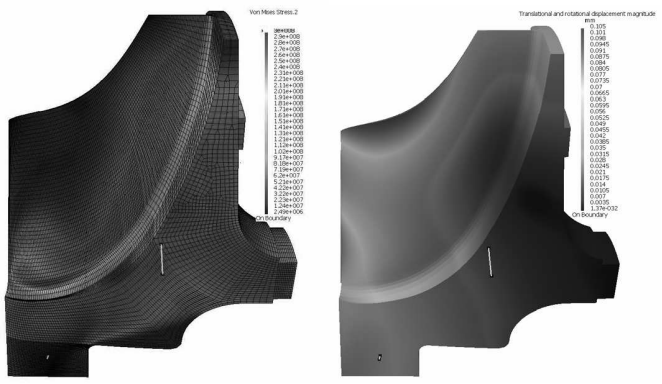


Рис. 8. Напряжения и деформации в РК с измененной геометрией

ти лопатки и диска в 1,5 раза позволило снизить напряжения в этом сечении до 310 МПа.

Выводы

Использование системы автоматизированного проектирования CATIA V5 позволяет создавать параметризованные модели как отдельных элементов, так и всей проточной части ступени ЦСТ.

По окончании выполнения работы получен набор 3D моделей элементов ступени, расчетных сеток и результатов анализа, параметры которых связаны как в пределах одного элемента, так и на уровне изделия в целом, что позволяет выбирать оптимальные конструкции элементов.

Выбрав оптимальную модель проточной части ступени ЦСТ (по представленной методике), выполняется проектирование конструкции радиальной (центростремительной) турбины в программном комплексе CATIA V5 или в любых других.

Программный пакет CATIA можно использовать для создания параметризованных моделей как отдельных элементов, так и проточной части ступени ЦСТ, а также проведения КЭ анализа (построение расчетной сетки, решение задач переноса тепла и определения НДС), выявления наиболее нагруженных мест РК (галтель лопатки у выходного сечения, втулка диска колеса). При учете результатов анализа могут быть выработаны рекомендации, позволяющие снизить напряжения в наиболее критических точках (переменный радиус и утолщение материала в местах, образующих втулочную поверхность диска), а также получена геометрия моделей, удовлетворяющая условиям прочности для данного класса изделий.

Литература

1. *Арбеков А.Н., Бурцев С.А.* Исследование цикла замкнутой газотурбинной тригенерационной установки параллельной схемы // Тепловые процессы в технике. 2012. Т. 4. № 7. С. 326—331.

2. *Арбеков А.Н., Бурцев С.А.* Исследование цикла замкнутой газотурбинной тригенерационной установки последовательной схемы // Наука и образование. 2012. № 3. http://technomag.edu.ru/doc/ 359008.html. (24.07.2012).

3. *Русаков Д.Д.* Разработка программного комплекса для расчета цикла тригенерационной замкнутой газотурбинной установки // Молодежный научно-технический вестник. 2012. № 4. http://sntbul.bmstu.ru/ doc/472219.html. (30.07.2012).

4. *Арбеков А.Н., Новицкий Б.Б.* 77—30569/227752 Исследование возможности создания макетного образца двухпетлевой замкнутой газотурбинной энергетической установки мощностью 6 кВт // Наука и образование. 2011. № 8. Availabbe at: http://technomag. edu.ru/en/doc/227752.html.

5. *Киселев Н.А.* Прочностной анализ рабочего колеса центростремительной турбины // Сб. ст. докладов участников общеуниверситетской научно-технической конференции «Студенческая научная весна — 2012», посвященной 165-летию Н.Е. Жуковского. 02—29 апреля 2012 г. Т. XII. Ч. 3. С. 132—138.

6. *Бекнев В.С., Михальцев В.Е., Шабаров А.Б., Янсон Р.А.* Турбомашины и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок. М.: Машиностроение, 1983. 392 с.

7. *Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е.* Радиально-осевые турбины малой мощности. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.

8. *Киселев Н.А.* Автоматизированное проектирование проточной части рабочего колеса радиальной турбины в программном комплексе CATIA // Сб. ст. Молодежной научно-инженерной выставки. «Политехника — 2011». МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: НТА «АПФН», 2011. С. 111—120.

9. *Митрохин В.Т.* Выбор параметров и расчет центростремительной турбины. М.: Машиностроение, 1966. 200 с.

10. Конструкционные материалы: Справочник / Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др.: под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. М.: Машиностроение, 1990. 688 с.

References

1. Arbekov A.N., Burtsev S.A. Issledovanie tsikla zamknutoi gazoturbinnoi trigeneratsionnoi ustanovki parallel skhemy [The study of a closedcycle gas turbine trigenerationtional set parallel circuit]. *Teplovye protsessy v tekhnike*. 2012, vol. 4, no. 7, pp. 326—331.

2. Arbekov A.N., Burtsev S.A. Issledovanie tsikla zamknutoi gazoturbinnoi trigeneratsionnoi ustanovki posledovatel skhemy [Research of the working cycle of a closed gas turbine in a trigeneration unit operating on a sequential scheme 77-30569/359008]. *Science and Education*, 2012, no. 03. Available at: http://technomag.edu.ru/doc/ 359008.html. (Accessed 24 July 2012).

3. Rusakov D.D. Razrabotka programmnogo kompleksa dlia rascheta tsikla trigeneratsionnoi zamknutoi gazoturbinnoi ustanovki [Software system for the calculation of the closed-cycle gas turbine trigeneration]. *Molodezhnyi nauchno-tekhnicheskii*

vestnik, 2012, no. 04. Available at: http://sntbul.bmstu.ru/doc/472219.html. (Accessed 30 July 2012).

4. Arbekov A.N., Novitskii B.B. Issledovanie vozmozhnosti sozdaniia maketnogo obraztsa dvukhpetlevoi zamknutoi gazoturbinnoi energeticheskoi ustanovki moshchnost'iu 6 kVt 77—30569/227752 [Research of possibility of creation of the prototype of two-loop close gasturbine power installation by capacity of 6 kW 77-30569/227752]. *Science and Education*, 2011, no. 08. Available at: http://technomag. edu.ru/en/doc/227752.html.

5. Kiselev N.A. Prochnostnoi analiz rabochego kolesa tsentrostremitel'noi turbiny [Strength analysis of runner-tsentrost remitelnoy turbine]. Sbornik statei dokladov uchastnikov obshcheuniversitetskoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii «Studencheskaia nauchnaia vesna — 2012», posviashchennoi 165-letiiu N.E. Zhukovskogo [Collection of articles, reports, participants obscheuniver sitetskoy Scientific and Technical Conference «Student Scientific Spring — 2012», dedicated to the 165th anniversary of the N.E. Zhukovsky]. 02—29 April 2012, vol. XII, part 3, pp. 132—138.

6. Beknev V.S., Mikhal'tsev V.E., Shabarov A.B., Ianson R.A. Turbomashiny i MGD-generatory gazoturbinnykh i kombinirovannykh ustanovok [Turbomachinery and MGD generators, and gas turbine combinedestablish wok]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1983. 392 p.

7. Sherstiuk A.N., Zariankin A.E. *Radial'no-osevye turbiny maloi moshchnosti* [Francis turbines of small power]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1976, 208 p.

8. Kiselev N.A. Avtomatizirovannoe proektirovanie protochnoi chasti rabochego kolesa radial'noi turbiny v programmnom komplekse CATIA. *Sbornik statei Molodezhnoi nauchno-inzhenernoi vystavki «Politekhnika» — 2011. MGTU im. N.E. Baumana* [Automated design flow passage of the impeller radial turbine in the software package CATIA. Collected papers of the Youth Science and Engineering Exhibition Polytechnics — 2011. MSTU named after N.E. Bauman]. Moscow, NTA «APFN» publ., 2011, pp. 111—120.

9. Mitrokhin V.T. Vybor parametrov i raschet tsentrostremitel'noi turbiny [The choice of parameters and the calculation of centripetal turbines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1966. 200 p.

10. Arzamasov B.N., Brostrem V.A., Bushe N.A. *Konstruktsionnye materialy: Spravochnik* [Materials of construction: Directory]. Ed. Arzamasov B.N. Moscow, Mashinostroenie publ., 1990. 688 p.

Статья поступила в редакцию 26.12.2012

Информация об авторе

КИСЕЛЁВ Николай Александрович (Москва) — студент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: kiselev.nick.a@gmail.com).

Information about the author

KISELEV Nikolay Alexandrovich (Moscow) — student of «Gas-turbine and Non-traditional Powerplants» Department. MSTU named after N.E. Bauman (105005, BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya 5, Moscow, Russian Federation, e-mail: kiselev.nick.a@gmail.com).