

УДК 621.165:539.4

**В. П. СУХИНИН**, д-р техн. наук, проф.; проф. УИПА, Харьков;  
**Т. Н. ПУГАЧЕВА**, канд. техн. наук, доц.; доц. УИПА, Харьков

## РЕСУРС ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотрены вопросы, связанные с особенностями состояния высокотемпературных элементов паровой турбины, а также факторы, влияющие на их работоспособность и ресурс. Проанализированы факторы, определяющие продолжительность надежной эксплуатации турбоустановки: исчерпание длительной пластичности из-за ползучести материала; накопление повреждений в критических зонах роторов из-за малоциклового усталости. В зависимости от условий эксплуатации основными факторами, лимитирующими безаварийную работу конструкции при длительном нагружении, могут быть предельные деформации или разрушающие напряжения.

**Ключевые слова:** ресурс, паровая турбина, термонапряженное состояние, ползучесть и длительная прочность, малоцикловая усталость.

### Введение

Наработка ряда турбин типа К-200-130, установленных на электростанциях Украины, приблизилась к парковому ресурсу, составляющему 220 тысяч часов (после двухкратного продления). В условиях резкого возрастания стоимости модернизации, особенно изготовления нового турбинного оборудования, и с учетом того, что ряд турбин этого типа находится во вполне удовлетворительном состоянии (хотя отдельные турбины этого же типа изношены в гораздо большей степени), весьма актуальной стала проблема уточненного расчетного анализа возможности (по условиям прочности и долговечности) дальнейшего продления индивидуального ресурса турбин этого типа в зависимости от фактического состояния металла, динамики повреждаемости.

Роторы паровых турбин являются ответственными элементами, определяющими, по существу, ресурс паровой турбины. Условия их эксплуатации – высокий уровень температур и напряжений, обуславливают характер протекания процессов ползучести и малоциклового усталости.

Прогнозирование фактического ресурса роторов паровых турбин в настоящее время является одной из основных задач диагностики роторов с большой наработкой и в связи со сложными условиями их нагружения. Сложность оценки эксплуатационной надежности цельнокованых роторов связана с наличием в них высоконагруженных зон, в которых повреждаемость накапливается по различным механизмам.

### Анализ предыдущих исследований

Вопросы исследования ресурса турбин рассмотрены в ряде работ [1–3]. В выводах дана оценка запасов по длительной прочности для сроков эксплуатации  $10^5$  и  $2 \cdot 10^5$  часов.

В [4] авторами рассматриваются вопросы возможности продления ресурса эксплуатации энергоблоков 800 МВт на основе анализа состояния высокотемпературных узлов. Отмечается, что роторы турбины с точки зрения потенциального разрушения являются наиболее уязвимыми элементами.

В [5] изложены подходы для принятия решений о продлении ресурса. Подчеркивается необходимость планирования, разработки и реализации ремонта с учетом предыстории эксплуатации и диагностических данных. Отмечается, что в роторах высокого давления (ВД) и среднего давления (СД) имелись повреждения и

© В.П. Сухинин, Т.Н. Пугачева, 2014

разрушения в зонах повышенной концентрации напряжений, в основном, по причине термоциклических нагружений при пусках и остановах.

#### **Цель работы**

Определение основных факторов, определяющих долговечность работы паровых турбин ТЭС.

Выявление зон, представляющих наибольшую опасность из-за вероятного образования эксплуатационных трещин, на основе анализа практических данных длительной эксплуатации роторов и исследования их термонапряженного состояния.

#### **Материал и результаты исследований**

Детали паровых турбин, подверженные воздействию высоких нагрузок и рабочих температур при проектировании, рассчитываются на конечный срок службы (ресурс).

В эксплуатации к паровой турбине и к паротурбинной установке в целом предъявляются два основные, связанные между собой, требования: надежность и экономичность. Эффективность этих двух положений, обусловленных уровнем проектных решений, заложенных в конструкции и культурой эксплуатации, оценивается в процессе длительной работы турбоустановки.

Под надежностью паротурбинной установки понимают её способность к выработке предусмотренных проектом электрической и тепловой энергии при заданных условиях и режимах эксплуатации на протяжении заданного срока эксплуатации. Надежность турбоустановки как сложной системы определяется прежде всего надежностью и долговечностью её оборудования: турбины, теплофикационной и конденсационной установок, питательного и конденсатных насосов, деаэратора, подогревателей и пр. Чем выше надежность отдельных элементов паротурбинной установки, тем выше её надежность в целом.

В практике эксплуатации турбоагрегатов различной мощности имели место случаи повреждений и разрушений узлов и деталей агрегатов, обусловленные, в большинстве случаев, недостаточной надежностью. Некоторые повреждения явились результатом нарушения режимов эксплуатации, наличия металлургических дефектов и истощения долговечности (уровень которой зависит от значительного числа параметров).

В турбины докритического и сверхкритического давления пар поступает с температурой (450–560) °С и давлением 8,8–23,5 МПа. Эти параметры обуславливают появление в металле ползучести и структурных превращений, приводящих к деградации свойств материалов.

На нескольких роторах цилиндров высокого и среднего давления первых турбин типа К-500-240 (ОАО «Турбоатом») после 70–100 тысяч часов эксплуатации выявлены трещины и вырывы металла в ободах дисков в области замковых грибовидных хвостовых соединений рабочих лопаток первых (наиболее высокотемпературных) ступеней. Трещины начинались от конструктивных концентраторов напряжений (отверстий для штифтов крепления замка) и развивались в теле обода по механизму ползучести. Причиной появления трещин, вероятнее всего, является существенная концентрация нагрузки в этой зоне в сочетании с геометрическими концентраторами, которая привела к ускоренной ползучести металла и его охрупчиванию. Такого рода нарушения встречаются и на роторах других (усовершенствованных) конструкций на разных стадиях эксплуатации. Хотя серьезных разрушений подобные повреждения за собой не повлекли, однако, как правило, приводили к замене ротора.

Несмотря на указанные случаи, катастрофических разрушений высокотемпературных роторов турбин, эксплуатируемых на электростанциях Украины и в странах ближнего зарубежья, по причине исчерпания ресурса металла при удовлетворительном качестве изготовления, эксплуатации и ремонта до настоящего времени не наблюдалось.

Вопросы продления ресурса паровых турбин, которые составляют основной парк оборудования на промышленных ТЭС и АЭС, по мере увеличения длительности их эксплуатации приобрели все возрастающую актуальность.

Рассматривая два класса турбин – турбины для ТЭС и турбины для АЭС, следует выделить условия работы этих турбин и рассмотреть кардинальное отличие в подходах к оценке их ресурса [6].

В турбинах для АЭС используется насыщенный пар с давлением от 4,37 до 6,3 МПа и начальной температурой до 280 °С. При таких параметрах в материалах, которые применяются для элементов парового тракта (корпус, ротор, облопачивание, диафрагмы) не проявляется ползучесть. В связи с этим долговечность элементов турбин АЭС определяется, в основном, активностью эрозионно-коррозионных процессов. Естественно имеется в виду, что остальные критерии надежности (главным образом малоцикловая усталость) соответствуют нормативным требованиям. Для турбин АЭС, пуск которых, как правило, производится 1 раз в год, малоцикловая усталость (30 пусков на протяжении 30 лет – назначенный ресурс для реактора) не создает опасных ситуаций.

При внедрении в энергетику турбин АЭС ресурс эксплуатации для них назначался исходя из практики эксплуатации турбин на органическом топливе, имея в виду их низкопотенциальную часть. До настоящего времени срок службы турбин АЭС устанавливался до 30 лет, хотя достаточно обоснованных критериев для назначения ресурса этих турбин пока не выработано.

Если рассматривать проблему долговечности турбин ТЭС, то исходя из условий эксплуатации их высокотемпературных деталей и узлов (роторов ВД и СД), первое место в сумме факторов, которые определяют долговечность эксплуатации, следует отнести ползучести и длительной прочности [6]. Известную роль здесь играет то обстоятельство, что на такие факторы как малоцикловая усталость можно влиять конструктивными и режимными мероприятиями [6], а ползучесть при регламентированных рабочих процессах (давление и температура рабочего тела, воздействие силовых факторов) приводит к непрерывному накоплению необратимой пластической деформации, которая во многих случаях достигает граничных значений для назначенного ресурса.

В результате при напряжении равном пределу длительной прочности деталь, с некоторым разбросом по времени (по отношению к расчетному) может разрушиться [7].

Обычно в практике принимают допустимую величину деформации ползучести в интервале от 0,3 % до 1 %.

Естественно при более низких значениях деформации ползучести (назначенных и соответствующих конкретному напряженному состоянию детали) исчерпание длительной пластичности растягивается на более длительный срок, чем назначенный ресурс. Это заключение подтверждается данными, полученными при эксплуатации реальных конструкций турбин.

НПО ЦКТИ накоплены фактические данные о протекании ползучести на более чем 100 роторах высокого и среднего давлений турбин К-200-130 и К-300-240 ЛМЗ [8].

В соответствии с методикой ЦКТИ проведены прецизионные сравнительные измерения диаметров осевого канала в высоко- и низкотемпературных зонах роторов и по разности измеренных величин определялась накопленная деформация ползучести. На рисунках 1 и 2 приведены фактические данные об остаточной деформации роторов соответственно высокого и среднего давлений турбины К-200-130 ЛМЗ.

На рис. 1 в виде прямых линий представлены расчетные значения ожидаемой остаточной деформации ползучести для роторов этих типов.

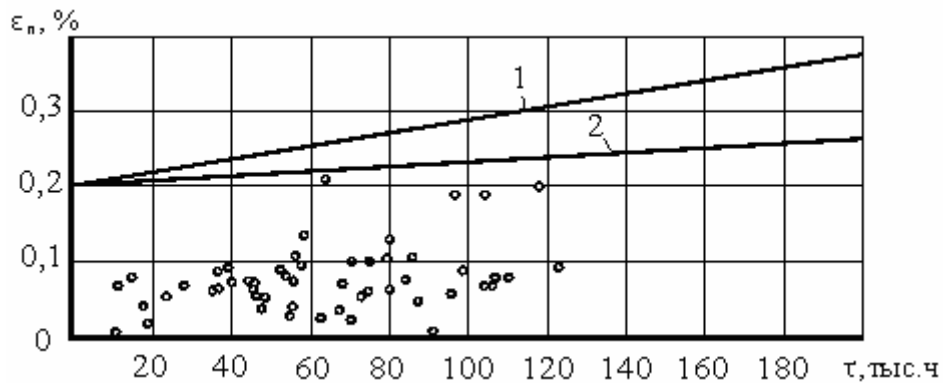


Рис. 1 – Зависимости накопленной деформации ползучести, определенной на поверхности осевой расточки  $\epsilon_n$  от наработки  $\tau$  роторов ВД турбин К-200-130 ЛМЗ при различной температуре пара: 1 –  $t = 565^\circ\text{C}$ ; 2 –  $t = 540^\circ\text{C}$ ;  $\circ$  – фактически измеренная деформация

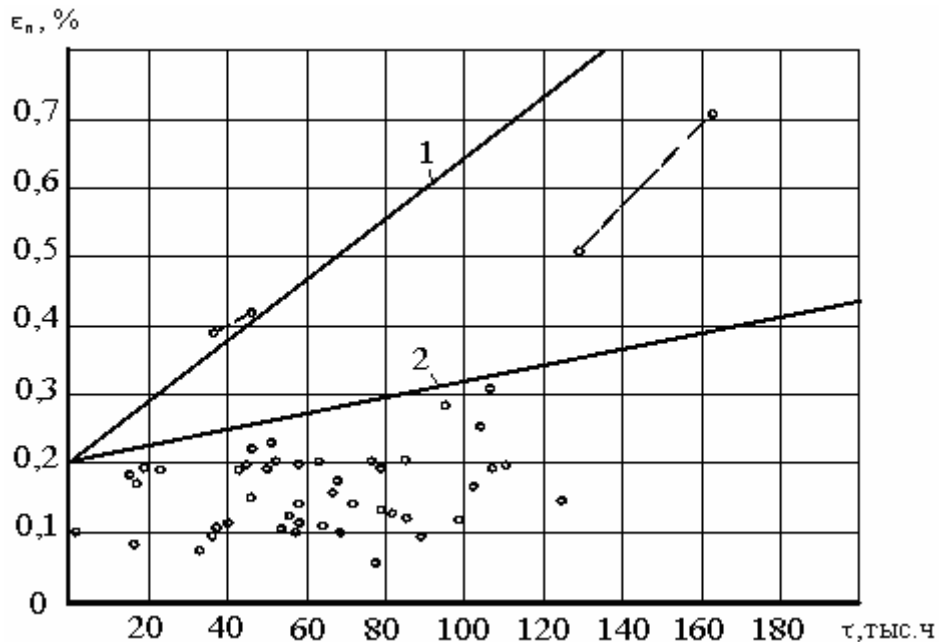


Рис. 2 – Зависимости накопленной деформации ползучести, определенной на поверхности осевой расточки  $\epsilon_n$  от наработки  $\tau$  роторов СД турбин К-200-130 ЛМЗ при различной температуре пара: 1 –  $t = 565^\circ\text{C}$ ; 2 –  $t = 540^\circ\text{C}$ ;  $\circ$  – фактически измеренная деформация

Из приведенных графиков видно, что для подавляющего большинства роторов высокого (92 %) и роторов среднего давления (95 %) фактический темп накопления остаточной деформации меньше расчетного. В то же время два ротора среднего давления из числа обследованных имели более высокий (чем расчетный) темп роста остаточной деформации ползучести. Для обоих роторов измерения проводились

дважды. На рис. 2 результаты каждого измерения обозначены точкой, а результаты измерений, выполненных на одном и том же роторе, соединены штриховыми линиями. Первый ротор после 38 тысяч часов работы имел остаточную деформацию 0,38 %, а после 48 тысяч часов работы – 0,42 %. Второй ротор за 135 тысяч часов накопил 0,5 % остаточной деформации, а после 163,5 тысяч часов эксплуатации имел деформацию 0,7 %. Учитывая фактический темп накопления остаточной деформации ползучести, следует ожидать, что через 200 тысяч часов работы и первый и второй роторы накопят примерно (0,85–0,90) % деформации. Таким образом, можно ожидать, что практически для всего парка роторов турбин мощностью 200 МВт, изготовленных из сталей 25X1МФ (P2MA), накопленная остаточная деформация ползучести через 200 тысяч часов не превысит 1 %, а для 95 % роторов СД и 100 % роторов ВД эта величина не превысит 0,5 %.

Следует отметить, что общий массив проведенных измерений деформаций ползучести для роторов ВД определяется линейной зависимостью, для которой максимальное увеличение накопленной деформации ползучести  $\epsilon_n$  после 120 тыс. часов эксплуатации не превысило 0,1 %. И только у 4 роторов значение деформации ползучести близко к линии 2 при 540 °С на рис. 1.

Для роторов СД деформация ползучести распределилась на две аппроксимируемые области, из которых нижняя близка по темпу к ползучести, отмеченной для роторов ВД, верхняя приближается к линии 2 на рис. 2.

Необходимо учесть, что с 1967 года все блоки на сверхкритические параметры эксплуатируются при начальной температуре 540 °С (первоначально принята 565 °С), это и предопределило (в числе других факторов) умеренный характер пластической деформации внутренней поверхности роторов для большей части турбин.

Еще одним фактором, оказывающим существенное влияние на долговечность ротора, являются термические напряжения. Масса цельнокованого ротора достигает нескольких десятков тонн, а диаметр его сечения превышает 0,5 м. При пусках и остановках турбин на поверхностях роторов возможно появление термических (температурных) напряжений, по величине превосходящих предел текучести стали и способствующих зарождению и развитию трещин по механизму малоциклового усталости.

Общий алгоритм расчета ресурса включает: определение температурных полей, температурных напряжений, накопленной поврежденности от статических и циклических нагрузок, оценку ресурса, вычисление времени роста трещины и предельного времени для назначения дефектоскопического контроля.

Анализ данных длительной эксплуатации роторов с учетом особенностей работы уплотнений и исследование их термонапряженного состояния позволяют выявить в них зоны, представляющие наибольшую опасность из-за вероятного образования эксплуатационных трещин. К этим зонам относятся, прежде всего, показанные на рисунке 3:

– зона осевого канала под высокотемпературными ступенями (высокий уровень эксплуатационных напряжений от действия центробежных сил в сочетании с высокой температурой металла; основной механизм накопления повреждений – ползучесть при работе турбины в переменных режимах; дополнительный механизм – малоцикловая усталость);

– терморазгрузочные канавки и радиусные переходы, вызывающие концентрацию напряжений на наружной поверхности на участках концевых, диафрагменных и промежуточных уплотнений в зонах повышенных температур

металла (повышенные термические напряжения при переходных режимах работы турбины; механизм накопления повреждений – малоцикловая усталость);

– ободья дисков высокотемпературных ступеней в местах крепления замковых лопаток (высокий уровень статических напряжений от центробежных сил и парового потока, действующего на лопатки в сочетании с высокой концентрацией напряжений; основной механизм накопления повреждений – ползучесть, дополнительный механизм – малоцикловая усталость);

– галтели дисков высокотемпературных ступеней (механизм накопления повреждений – сочетание ползучести и малоциклового усталости);

– радиусы скругления пароразгрузочных отверстий в дисках (механизм накопления повреждений – ползучесть, повышенные термические напряжения и малоцикловая усталость).

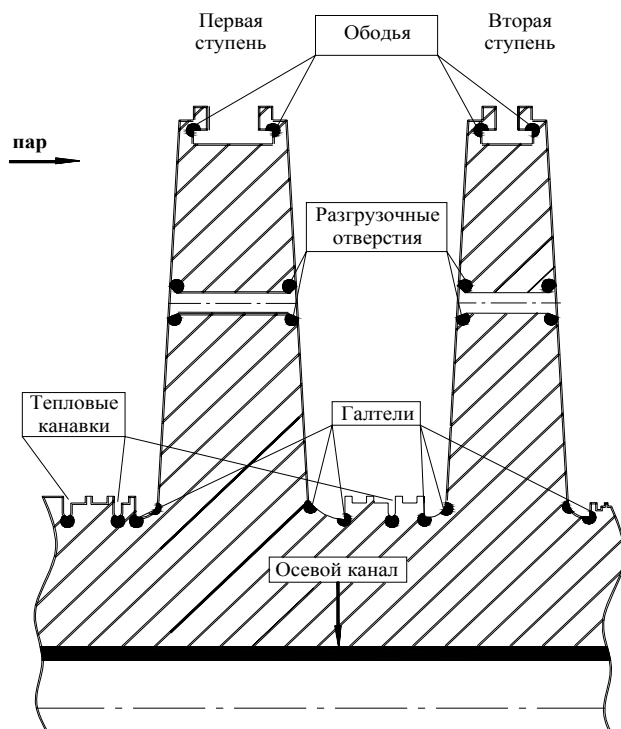


Рис. 3 – Зоны вероятного образования эксплуатационных трещин в высокотемпературных ступенях цельнокованых роторов турбин

Кроме накопления повреждений за счет механических воздействий в металле высокотемпературных зон происходят структурные и фазовые превращения, приводящие к деградации служебных свойств материала ротора.

Из перечисленных зон наибольшей опасности появления повреждений (по механизму ползучести) подвержена зона осевого канала. Эксплуатационные напряжения в этой зоне приводят к образованию трещин, ориентированных в радиально осевой плоскости ротора. Такое расположение дефектов не сказывается на изменении вибрационных характеристик валопровода и наличие дефекта может оставаться незамеченным при его увеличении до критического размера, после чего становится вероятным хрупкое (лавинообразное) разрушение ротора.

Кроме того, металлургические

дефекты, часто встречающиеся в крупных поковках (особенно при способах выплавки стали, применявшихся в 50-х годах), также ориентированы в этом направлении и представляют собой уязвимые места для зарождения в них эксплуатационных трещин.

### Выводы

1) Основными факторами, определяющими долговечность работы турбин ТЭС, исходя из условий эксплуатации их высокотемпературных деталей и узлов (роторов ВД и СД), являются ползучесть и длительная прочность. На малоцикловую усталость можно влиять конструктивными и режимными мероприятиями, а ползучесть при регламентированных рабочих процессах приводит к непрерывному накоплению необратимой пластической деформации, которая во многих случаях достигает граничных значений для назначенного ресурса.

2) Исследования показали, что через 200 тысяч часов работы практически для всего парка роторов турбин мощностью 200 МВт, изготовленных из стали 25Х1МФ (Р2МА), накопленная остаточная деформация роторов СД и ВД не превысит 0,5 %.

3) Анализ практических данных длительной эксплуатации роторов и исследование их термонапряженного состояния позволяют выявить в них зоны, представляющие наибольшую опасность из-за вероятного образования эксплуатационных трещин.

**Список литературы:** 1. Борздыка, А. М. Методы горячих механических испытаний металлов [Текст] / А. М. Борздыка. – М.: Металлургиздат, 1962. – 488 с. 2. Прочность паровых турбин [Текст]: моногр. / Л. А. Шубенко-Шубин и др.; под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1973. – 456 с. 3. Розенблум, В. И. К расчету ползучести цельнокованных роторов [Текст] / В. И. Розенблум // Энергомашиностроение. – 1964. – № 8. – С. 15–18. 4. Букин, Ю. А. Проблемы обеспечения надежности металла и продления сроков эксплуатации сверх паркового ресурса оборудования энергоблоков 800 МВт Сургутской ГРЭС-2 [Текст] / Ю. А. Букин, Е. И. Пименова // Металл оборудования ТЭС. Проблемы и перспективы: тр. науч.-техн. конф., г. Москва (Россия), 30 окт.-2 нояб. 2006 г. / Всерос. теплоэнерг. ин-т. – М., 2006. – С. 94–99. 5. Белов, П. Г. Методический подход к оценке риска эксплуатации энергооборудования ТЭС [Текст] / П. Г. Белов, В. Ф. Резинских, А. А. Римов // Металл оборудования ТЭС. Проблемы и перспективы: тр. науч.-техн. конф., г. Москва (Россия), 30 окт.-2 нояб. 2006 г. / Всерос. теплоэнерг. ин-т. – М., 2006. – С. 21–28. 6. Кострикин, В. О. Конструкція і розрахунки на міцність елементів парових турбін [Текст]: моногр. / В. О. Кострикин, В. П. Сухинин, О. Л. Шубенко. – Х.: [б. в.], 2006. – 136 с. 7. Сухинин, В. П. Старение энергоблоков, расчетный и действительный ресурс [Текст] / В. П. Сухинин, Т. Н. Пугачева // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – № 2. – С. 148–153. 8. Резинских, В. Ф. Увеличение ресурса длительно работающих паровых турбин [Текст] / В. Ф. Резинских, В. И. Гладштейн, Г. Д. Авруцкий. – М.: Изд. дом МЭИ, 2007. – 296 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Borzdyka, A. M. *Metody gorjachih mehanicheskikh ispytaniy metallov*. Moscow: Metallurgizdat, 1962. Print. 2. Shubenko-Shubin, L. A., et al. *Prochnost' parovyh turbin*. Ed. L. A. Shubenko-Shubin. Moscow: Mashinostroenie, 1973. Print. 3. Rozenbljum, V. I. "K raschetu polzuchesti cel'nikovanyh rotorov." *Jenergomashinostroenie* 8 (1964): 15–18. Print. 4. Bukin, Ju. A., and E. I. Pimenova. "Problemy obespechenija nadezhnosti metalla i prodlenija srokov jekspluatacii sverh parkovogo resursa oborudovanija jenergloblokov 800 MVT Surgutskoj GRJeS-2." *Metall oborudovanija TJeS. Problemy i perspektivy: tr. nauch.-tehn. konf., g. Moskva (Rossija), 30 October – 2 November 2006 g.* Moscow: Vseros. teplojenerg. in-t., 2006. Print. 5. Belov, P. G., V. F. Rezinskih and A. A. Rimov "Metodicheskij podhod k ocenke riska jekspluatacii jenergooborudovanija TJeS." *Metall oborudovanija TJeS. Problemy i perspektivy: tr. nauch.-tehn. konf., g. Moskva (Rossija), 30 October – 2 November 2006 g.* Moscow: Vseros. teplojenerg. in-t., 2006. Print. 6. Kostykin, V. O., V. P. Suhinin and O. L. Shubenko. *Konstrukcija i rozrahunky na micnist' elementiv parovyh turbin*. Kharkiv, 2006. Print. 7. Suhinin, V. P., and T. N. Pugacheva. "Starenie jenergloblokov, raschetnyj i dejstvitel'nyj resurs." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI"*. No. 2. Kharkov: NTU "HPI", 2007. 148–153. Print. 8. Rezinskih V. F., V. I. Gladshtejn and G. D. Avruckij. *Uvelichenie resursa dlitel'no rabotajushih parovyh turbin*. Moscow: Izd. dom MEI, 2007. Print.

Поступила (received) 15.02.2014