



УДК 621.165-2 (075.8)

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ СИСТЕМ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

А.Ю. Сосновский¹, Б.Е. Мурманский², Ю.М. Бродов³

¹ООО «УК Теплоэнергосервис», г. Екатеринбург, Россия

²Свердловский филиал ПАО «Т Плюс», г. Екатеринбург, Россия

³Уральский федеральный университет им. первого Президента России
Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург, Россия

Резюме: Рассмотрены технические и организационные проблемы, связанные с нормализацией работы систем тепловых расширений (СТР) паровых турбин. Отмечено, что для ряда причин, вызывающих затруднённые перемещения корпусов подшипников, имеются апробированные технические решения. Показано, что при проектировании новых турбин необходимо осуществлять комплексный подход к решению задач стабильной работы СТР, её устойчивости к внешним воздействиям.

Ключевые слова: турбоагрегат, тепловые расширения, корпус подшипника, продольная шпонка, поперечная шпонка.

DOI:10.30724/1998-9903-2019-21-1-2-28-42.

Для цитирования: Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Современное состояние и перспективные решения по совершенствованию систем тепловых расширений паровых турбин // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2019. Т. 21. № 1-2. С. 28-42. DOI:10.30724/1998-9903-2019-21-1-2-28-42.

UP-TO-DATE CONDITION AND PERSPECTIVE SOLUTIONS FOR IMPROVEMENT OF HEAT EXPANSION SYSTEMS OF STEAM TURBINES

A.Yu. Sosnovskiy¹, B.E. Murmanskii², Yu.M. Brodov³

¹Teploenergoservis Management Company, Ekaterinburg, Russia

²T-plus group, Ekaterinburg, Russia

³Ural Federal University named after the first President of Russia
B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia

Abstract: Technical and organizational problems, connected with functioning normalization for heat expansion systems (HES) of steam turbines are considered. The approved technical decisions for a range of reasons of bearing cases moving difficulties are noticed. It is presented, that the complex approach for solutions of HES stable operating and exposure resistance is necessary at the new turbines design.

Keywords: turbine unit, heat expansion, bearing case, longitudinal spline, transversal spline.

For citation: A. Yu. Sosnovskiy, B.E. Murmanskii, Yu.M. Brodov Up-to-date condition and perspective solutions for improvement of heat expansion systems of steam turbines. *Proceedings of the higher educational institutions. ENERGY SECTOR PROBLEMS 2019. vol. 21. № 1-2. 28-42. DOI:10.30724/1998-9903-2019-21-1-2-28-42.*

Вопросы манёвренности и надёжности работы турбоагрегатов рассматриваются, как правило, с точки зрения их вибрационного и теплового состояния [1]. Именно изменение теплового состояния цилиндров турбины вызывает перемещения её выносных корпусов подшипников (далее везде речь идёт о выносных корпусах подшипников турбины) по фундаментным рамам, а затруднения, возникающие при перемещении корпусов подшипников, вызывают нарушения вибрационного состояния всего турбоагрегата. Анализ эксплуатационной документации показывает, что при наработке турбин 25-30 тыс. часов после ремонта возникают нарушения в работе СТР [2]. Нарушения нормального процесса тепловых расширений турбины приводят к увеличению времени её пуска, дополнительным неплановым пускам и остановам, ограничению мощности турбоагрегата, и, как следствие, - к перерасходу топлива на ТЭС.

За последние десятилетия (начиная с конца 70-х годов XX века) выполнено значительное количество работ по выявлению и предотвращению причин, вызывающих нарушения в работе систем тепловых расширений (СТР) паровых турбин [3–7], однако на многих вновь вводимых турбинах уже при первых пусках продолжают проявляться проблемы, обусловленные работой данного узла.

В настоящей статье, по результатам выполненных авторами за последние 20 лет обследований СТР турбин разной мощности, а также на основе опыта эксплуатации, ремонта и модернизации этого узла, сформулирован и рассмотрен ряд проблем, приводящих к снижению надёжности и маневренности турбин, вызванных нарушениями в работе системы тепловых расширений.

Проблемы, связанные с нарушениями в работе СТР, можно разделить на технические и организационные.

Технические проблемы связаны с конструктивными особенностями конкретных турбин и их СТР. Условно их можно разделить на две группы:

- проблемы, вызванные повышенными силами трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам;
- проблемы, связанные с возникновением дополнительных сил трения на продольных шпонках при перемещении корпусов подшипников.

Вопрос возникновения повышенных сил трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам можно считать технически решенным. Подробно предложенные технические решения будут рассмотрены ниже.

Ко второй группе технических проблем можно отнести:

- заклинивание одной из лап цилиндра турбины на поперечных шпонках;
- возникновение температурного перекоса по фланцам цилиндров турбины;
- влияние усилий от присоединённых к турбине трубопроводов;
- износ контактных поверхностей продольной шпонки и направляющего паза в подошве корпуса подшипника.

По некоторым проблемам этой группы уже имеются эффективные технические решения, а некоторые требуют дополнительного изучения и поиска новых эффективных технических решений. Ниже будет рассмотрено современное состояние и перспективные, по мнению авторов, пути решения технических проблем второй группы.

Организационные проблемы связаны с реализацией наработанных технических решений. Сюда входят вопросы изменения конструкций отдельных узлов СТР, вопросы организации ремонтов элементов СТР в процессе эксплуатации турбоагрегатов, а также вопросы оснащения турбоагрегатов КИПиА в объеме, необходимом для уверенной диагностики причин возникающих затруднений в работе СТР.

Многоцилиндровые паровые турбины, эксплуатируемые на электростанциях России, имеют, как правило, традиционную СТР [8]. Цилиндры высокого давления и паровпускные части цилиндров среднего давления опираются на корпуса подшипников лапами, выполненными на уровне горизонтального разъема. Корпуса подшипников установлены на фундаментные рамы, жестко соединённые с поперечными балками (ригелями) фундамента турбины. Корпуса подшипников могут свободно перемещаться по фундаментной раме вдоль оси турбины по направляющим, так называемым (т.н.) «продольным шпонкам», имеющим форму прямоугольной призмы. В подошве корпуса подшипника выполнен направляющий паз. Передача сдвигового усилия от цилиндров турбины на корпуса подшипников, возникающего при изменении температурного состояния цилиндров, осуществляется через т.н. «поперечные шпонки», также выполненные в форме прямоугольных призм, но ориентированных поперек оси турбины и жестко закреплённых на корпусе подшипника под лапами либо выполненных на лапах. Ответные пазы выполняются, соответственно, либо в лапах, либо в корпусах подшипников. Соосность осей корпусов подшипников и осей цилиндров турбины обеспечивается т.н. «вертикальными шпонками». Величины зазоров во всех узлах СТР (шпонках) задаются заводами – изготовителями турбин.

Проблемы, вызванные повышенными силами трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам

Основными причинами затруднений в работе СТР долгое время считались увеличение коэффициента трения на поверхности скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме, вследствие загрязнения поверхности, и повышенная весовая нагрузка, передающаяся от цилиндра турбины на подошву корпуса подшипника.

Для решения этой проблемы было опробовано множество технических решений как по снижению весовой нагрузки на корпус подшипника, так и по снижению коэффициента трения на поверхностях скольжения.

Применение различных разгружающих устройств [8] не вышло за рамки экспериментальных работ в связи со сложностями их монтажа и наладки.

Исследования и разработки по снижению коэффициента трения развивались как по линии применения различных смазок, так и по линии применения новых материалов на поверхностях скольжения.

Применение смазок показало их недостаточную стойкость к внешнему воздействию и загрязнению, давало краткосрочный эффект [4]. Воздействие на смазку относительно высоких температур и попадание пыли, особенно на угольных станциях, приводит к обратному эффекту: смазка на основе масла закоксовывается и скольжение корпусов подшипников затрудняется. Происходит абразивный износ поверхностей скольжения корпуса подшипника по фундаментной раме. Нарушается их плоскостность, что также приводит к затруднённым тепловым перемещениям корпуса подшипника по фундаментной раме. Так, например, авторы наблюдали неплоскостность величиной 1,8 мм подошвы корпуса среднего подшипника турбины К-300-240 ХТЗ ст.№2 Рефтинской ГРЭС.

Хорошие результаты показало применение поверхностно-активных веществ, в частности – эпилама [9]. В результате применения этих веществ на поверхностях скольжения образовывалась плёнка, заполняющая микропоры и царапины, предотвращающая коррозию; тем не менее, широкого промышленного применения использование поверхностно-активных веществ в турбиностроении пока не нашло.

Наилучшие результаты по достижению долговременного результата показало

применение антифрикционных модулей из композиционных материалов. Наибольшее распространение на отечественных электростанциях получило применение металлофторопластовой ленты (МФЛ), которая снижает коэффициент трения трущейся пары приблизительно вдвое [4]. Существенным преимуществом МФЛ перед антифрикционными модулями на основе других материалов является возможность устанавливать её во время ремонта без демонтажа и, зачастую, без механической дообработки корпуса подшипника. Наиболее важным эффектом применения МФЛ, по мнению авторов, является то, что при контакте покрытия ленты со стальной или чугунной ответной поверхностью антифрикционный материал заполняет неровности в ответной поверхности. Образуется плёнка, препятствующая коррозии этой поверхности и служащая смазочным слоем. Опыт длительной эксплуатации МФЛ показал, что замена покрытия не требуется, как минимум, два межремонтных периода.

Таким образом, учитывая наработанные и массово апробированные технические решения, проблему повышенных сил трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам можно считать практически решённой.

Проблемы возникновения дополнительных сил трения на продольных шпонках и перспективные пути их решения

Результаты обследования турбин, имеющих проблемы в работе СТР, в том числе и после работ по модернизации поверхностей скольжения корпусов подшипников, показывают, что в большинстве случаев величины закрутки ригелей фундамента под корпусами подшипников значительно превышают величины, которые могут быть объяснены увеличением сил трения из-за загрязнения поверхностей скольжения. Соответственно, дополнительные силы трения могут возникнуть только на поверхностях контакта корпусов подшипников и продольных шпонок, т.е. в паре «паз подошвы корпуса подшипника – продольная шпонка» (в дальнейшем, «паз – продольная шпонка»).

Анализ конструкции традиционной СТР и результатов выполненных обследований турбин показывают, что можно выделить следующие проблемы, связанные с возникновением повышенных сил трения на продольных шпонках:

1. *Заклинивание одной из лап цилиндра на поперечных шпонках*, которое приводит к поперечному несимметричному смещению оси корпуса подшипника и, как следствие, возникновению дополнительных сил трения на продольных шпонках [1].

Для исключения этой причины были разработаны различные конструкции сочленения, исключающие заклинивание лапы цилиндра турбины на корпусе подшипника.

Так, НПО ЦКТИ разработало конструкцию «разрезной шпонки» [7]. В настоящее время в эксплуатации находятся 16 турбин К-200-130, К-300-240, Т-250-240, оснащенных «разрезными шпонками» (Киришская ГРЭС, Конаковская ГРЭС, Шатурская ГРЭС, ТЭЦ-22 Мосэнерго) [10].

В ГК «Теплоэнергосервис» было разработано и защищено патентами три конструкции т.н. «поворотных шпонок» для различных типов опирания лап цилиндра турбины на корпус подшипников и в зависимости от величины передаваемого осевого усилия [8]: «поворотная поперечная шпонка»; «обратная поворотная шпонка» и «дисковая поворотная шпонка». Поворотные шпонки успешно применялись при ремонтах и модернизациях турбин производства Уральского турбинного завода (Т-100/120-130 и Т-110/120-130, ПТ-135-130, Т-175-130 и Т-185-130, Т-250-240), Ленинградского металлического завода (ПТ-60-130, ПТ-80-130, К-200-130, К-300-240) и Харьковского турбинного завода (К-300-240). Кроме того, поворотные шпонки установлены практически на все турбины собственного производства ГК «Теплоэнергосервис» (К-175-12,8, К-330-23,5 и пр.) Всего было установлено более 60 комплектов поворотных шпонок. Общий принцип работы «разрезных» и поворотных шпонок показан на рис. 1.

В результате исследований турбин, оборудованных «поворотными» поперечными шпонками, было установлено [11], что взаимные угловые перемещения лап и

соответствующих опорных поверхностей корпусов подшипников (т.н. «стульев») достигают значений, которые значительно превосходят пределы, обусловленные формулярными зазорами, заданными заводами-изготовителями, что при штатной конструкции шпонок приводит к заклиниванию лапы цилиндра турбины на корпусе подшипника. Так, например, при заданном заводом-изготовителем для турбины Т-110/120-130-5 зазоре на поперечных шпонках от 0,12 до 0,15 мм взаимные угловые перемещения лап и «стульев» были эквивалентны зазору 0,6 мм. Для турбины К-300-240 ХТЗ взаимные угловые перемещения лап и «стульев» достигали величины эквивалентной зазору 2,03 мм при штатном зазоре на поперечных шпонках от 0,25 до 0,35 мм. Применение «разрезных» и «поворотных» поперечных шпонок позволяет не только полностью исключить заклинивание лапы цилиндра турбины на поперечной шпонке, но и обеспечить стабильные зазоры в этом узле в течение межремонтного периода.

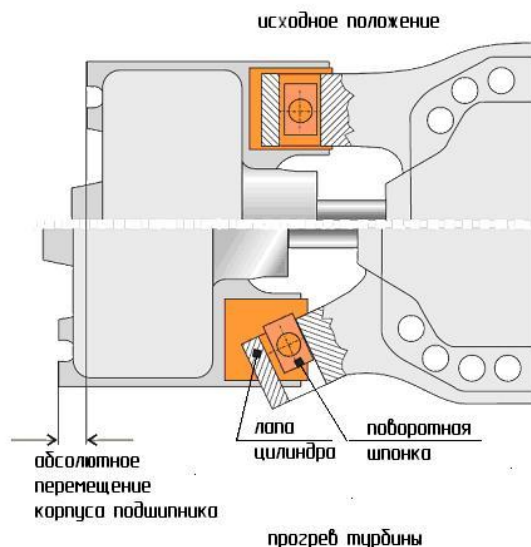


Рис. 1. Принцип работы «поворотных» и «разрезных» поперечных шпонок

Несмотря на то, что проблему возникновения дополнительных сил трения на продольных шпонках в результате заклинивания одной из лап цилиндра на поперечных шпонках можно с технической точки зрения считать решенной, с организационной стороны она никак не решена. Авторам не известны случаи применения заводами-изготовителями мощных паровых турбин (ЛМЗ и УТЗ) «разрезных» и «поворотных» поперечных шпонок или подобных им конструкций, исключающих заклинивание лапы, на новых турбинах.

2. *Возникновение температурного перекоса по фланцам цилиндров турбины* (разная температура фланцев цилиндра слева и справа) является одной из причин заклинивания корпусов подшипников на продольных шпонках в традиционной схеме передачи осевого усилия через лапы цилиндров [1, 7]. Дополнительные силы трения на поверхностях контакта корпуса подшипника и продольных шпонок могут возникать [7, 12] уже при допустимой величине температурного перекоса 10 градусов. В реальности величина температурного перекоса зачастую значительно превышает допустимую (авторы наблюдали разницу температур фланцев в 60 градусов).

Несмотря на то, что необходимость избегать температурного перекоса записана в инструкциях по эксплуатации турбин, у персонала станций в настоящее время нет надёжных инструментов, позволяющих регулировать эту величину. Имеющиеся системы

обогрева фланцев и шпилек не позволяют оперативно и с необходимой точностью изменять разность температур фланцев. При этом, как правило, этот параметр можно отслеживать и регулировать только на ЦВД. По фланцам/сторонам ЦСД и ЦНД разность температур практически не контролируется. Необходимо отметить, что у большинства мощных турбин осевое усилие от ЦНД передается непосредственно на корпус ЦСД и далее на корпус подшипника между ЦВД и ЦСД. Таким образом, разное удлинение сторон ЦНД, даже при отсутствии температурного перекоса на ЦСД, может привести к тому, что одна из лап ЦСД, опирающихся на корпус подшипника, будет опережать другую. В этом случае также возможно возникновение дополнительных сил трения в паре «паз – продольная шпонка».

Избежать влияния температурного перекоса на работу СТР позволяют схемы с передачей осевого усилия от цилиндра на корпус подшипника по оси турбины. Известно о реальном использовании трёх типов таких устройств.

С 90-х годов прошлого века Харьковский турбинный завод (ныне НПО «Турбоатом») на своих турбинах, в частности на турбинах типа К-325-23,5 и К-500-23,5-2, применяет сцепное устройство, т.н. «тяги-толкай» (рис. 2), которое выполняет одновременно функции поперечных и вертикальных шпонок.

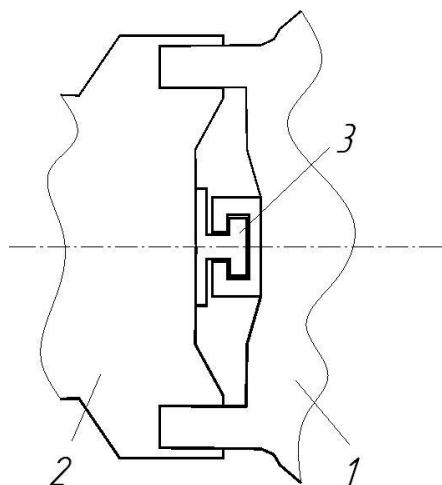


Рис. 2. Сцепное устройство типа «тяги-толкай»:

1 – корпус цилиндра турбины; 2 – корпус подшипника; 3 – сцепное устройство

Похожая конструкция применяется на ряде зарубежных машин. В частности, на турбинах фирмы «Парсонс» в 60-х годах XX века [13] задача передачи осевого усилия от цилиндра турбины на корпус подшипника решалась применением конструкции на основе упругого элемента в виде гибкой горизонтальной пластины, также выполнявшей роль поперечной и вертикальной шпонок традиционной СТР. Общий вид такой конструкции, используемой в настоящее время, например в турбинах *Skoda*, показан на рис. 3. Упругий элемент допускает взаимное перемещение цилиндра турбины и корпуса подшипника по вертикали, но при этом остается очень жестким в поперечном и осевом направлении.

Другая конструкция сцепного устройства [8] была применена на турбине Т-250/300-240 ст.№9 ТЭЦ-22 «Мосэнерго» в 1993 году. Общий вид сцепного устройства, т.н. «серьгового» типа, представлен на рис. 4. Для установки устройства использовались штатные места под вертикальные шпонки. Крепление к корпусу подшипника, по сравнению со штатной вертикальной шпонкой, было усилено, чтобы воспринять повышенные нерасчётные усилия. Необходимо также отметить, что одновременно со сцепным устройством на этом турбоагрегате были установлены, в страхующем режиме, т.е. с

увеличенными зазорами по лапе, «разрезные» шпонки ЦКТИ. По прошествии двух межремонтных периодов была выполнена ревизия сцепного устройства. Натиров, задиров и следов выработки на сопрягаемых поверхностях устройства при ревизии не было обнаружено. Проблем с тепловыми расширениями после выполнения модернизации на этой турбине не наблюдалось. Поскольку одновременно было внедрено две конструкции, предназначенных для нормализации тепловых расширений, то определить какая из них внесла больший вклад затруднительно. По мнению авторов, больший эффект дало применение сцепного устройства.

Необходимо особо отметить, что применение вышерассмотренных устройств, кроме исключения влияния температурного перекося, позволяет ещё снизить величину момента, закручивающего ригель фундамента при перемещении корпуса подшипника по фундаментной раме за счёт переноса точки приложения горизонтального усилия из плоскости горизонтального разёма практически в плоскость поверхности скольжения.

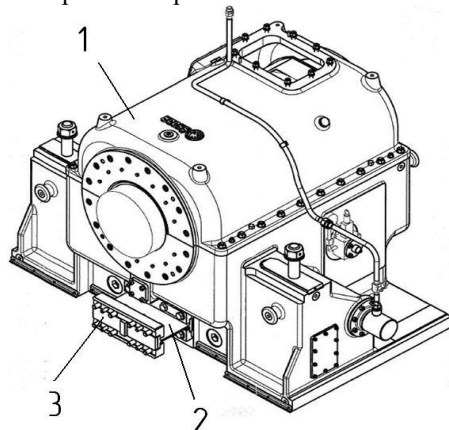


Рис. 3. Сцепное устройство в виде гибкой пластины:

1 – корпус подшипника; 2 – гибкая пластина; 3 – крепление к корпусу подшипника

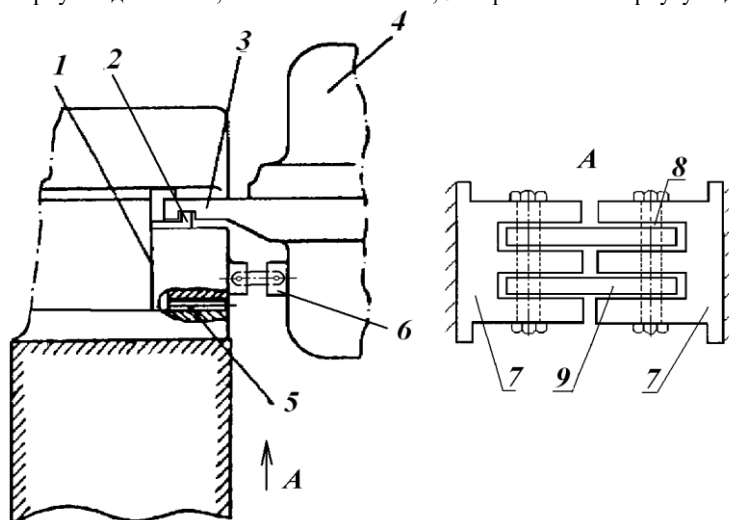


Рис. 4. Сцепное устройство «серьгового» типа:

1 – опора под лапу; 2 – поперечная шпонка; 3 – лапа цилиндра; 4 – корпус цилиндра;
5 – продольные шпонки; 6 – сцепное устройство; 7 – вилчатый хвостовик; 8 – штифт; 9 – серьга

Несмотря на явные преимущества вышеописанных устройств передачи осевого усилия, ни одно из них, или их аналоги, не были применены серийно отечественными заводами-изготовителями турбин. Применение подобных устройств ремонтными организациями осложнено необходимостью выполнения доработки, как минимум, корпусов подшипников в заводских условиях и необходимостью согласования модернизации с заводами-изготовителями.

Таким образом, проблему влияния температурного перекося на фланцах цилиндров турбин на работу СТР возможно решить двумя способами: созданием системы обогрева фланцев цилиндров, способной предотвращать появление разности температур на фланцах; изменением схемы передачи осевого усилия от цилиндра турбины на корпус подшипника с исключением из неё лап цилиндра.

3. *Влияние усилий от присоединённых к турбине трубопроводов может вызвать дополнительные силы трения на поверхностях контакта корпусов подшипников и продольных шпонок.*

Результаты анализа данных по эксплуатации турбин, у которых была выполнена замена штатных неподвижных поперечных шпонок «разрезными» и «поворотными» поперечными шпонками и на поверхностях скольжения установлена МФЛ, показали, что выполненные мероприятия позволили, как правило, нормализовать работу традиционной СТР. Тем не менее, в ряде случаев проблемы с тепловыми перемещениями корпусов подшипников проявлялись вновь.

Анализ таких случаев показывает, что затруднения связаны с повышенными силами трения, возникающими в паре «паз – продольная шпонка» при повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости. Применение «разрезных»/«поворотных» поперечных шпонок полностью исключает возможность заклинивания одной из лап на стуле корпуса подшипника. Поэтому, кроме ранее рассмотренных температурных перекосов по фланцам цилиндров, причиной появления дополнительных сил трения на продольных шпонках, по мнению авторов, является действие на турбину усилий и моментов со стороны присоединённых к ней трубопроводов.

Проблема влияния усилий от трубопроводов на работу СТР является, по-видимому, самой малоизученной, ей в настоящее время уделяется ещё значительно меньше внимания, чем ранее рассмотренным причинам возникновения нарушений в работе СТР. Чаще всего рассматривается изменение вертикальных усилий, передающихся от присоединённых к цилиндрам турбин трубопроводов на корпуса подшипников [7, 14].

Несмотря на то, что о необходимости устранения ошибок, допущенных при монтаже или ремонте трубопроводов, корректировки проектных решений, связанных с несовершенством расчётных методов, принятых до широкого внедрения электронно-вычислительной техники, известно достаточно давно, на станциях этой теме уделяется недостаточно внимания. Чаще всего это связано с недостатком информации для диагностирования причин затруднённых СТР и с нечеткими представлениями о принципах работы систем компенсации тепловых расширений (СКТР) трубопроводов, которые призваны если не исключить, то максимально снизить уровень усилий, передаваемых от трубопроводов на турбину.

У теплофикационных турбин проблемы тепловых расширений зачастую связаны с неправильной ориентацией стяжек линзовых компенсаторов на трубопроводах большого диаметра [11]. Во время эксплуатации это проявляется, как правило, в зависимости вибрационного состояния турбоагрегата от режимов работы. На самих трубопроводах появляются такие дефекты, как деформация или обрыв стяжек линзовых компенсаторов, появление свищей на линзовых компенсаторах и их деформация (как правило, удлинение и раздутие). В редких случаях станции обращаются по таким поводам к специализированным организациям для выяснения причин возникновения дефектов; зачастую ограничиваются заменой компенсаторов исходя только из диаметра трубы и количества линз. Например, на

турбине Т-100-130 ст.№4 Казанской ТЭЦ-3, где наблюдалось появление низкочастотной вибрации на отдельных режимах работы турбины, часть линзовых компенсаторов на одной нитке трубопровода отбора пара к ПСГ-2 была станцией самостоятельно, без консультаций с заводом или специализированной организацией, заменена на компенсаторы того же внутреннего диаметра, с тем же количеством линз, но с меньшей компенсирующей способностью. Соответственно, после такой замены усилия и моменты, действующие на ЦСД турбины со стороны этой нитки трубопровода, отличаются от расчётных в большую сторону.

С другой стороны, кроме недостаточного внимания со стороны ремонтных организаций и эксплуатационного персонала, заводы-изготовители, по мнению авторов, также уделяют недостаточно внимания проблеме влияния усилий от трубопроводов на работу СТР турбин.

Несмотря на постоянное совершенствование расчётных методов определения усилий и моментов, действующих на турбину со стороны присоединённых трубопроводов, на некоторых новых турбинах авторы наблюдали явное влияние изменения теплового состояния трубопроводов, например, при включении теплофикационного отбора, на работу СТР. Тем не менее, насколько известно авторам, моделирование влияния присоединённых трубопроводов на работу турбины при переходных режимах работы практически отсутствует. Расчёты трубопроводов при проектировании турбоустановок выполняются только для холодного и полностью прогретого состояния турбины. Промежуточное тепловое состояние турбоустановки и интегральное воздействие трубопроводов на турбину при проектировании не рассматриваются.

Также необходимо отметить, что конструкция стяжек линзовых компенсаторов, применяемых заводами, эффективность которых сильно зависит от их ориентации [8], не изменяется с 50-х годов XX века. С тех пор были разработаны и производятся новые конструкции стяжек, лишённые прежних недостатков и ограничений. Для трубопроводов большого диаметра может оказаться целесообразным применение конструкции шарнирных узлов с карданными стяжками [8], работа которых не зависит от их ориентации относительно осей трубопровода.

Считаем, что кроме пути снижения интегральных усилий и моментов, прилагаемых к турбине со стороны присоединённых трубопроводов, необходимо также обратить внимание и на разработку конструкций СТР, устойчивых к внешнему воздействию, принципиально исключающих заклинивание в узле «паз – продольная шпонка». Анализ взаимодействия корпуса подшипника с продольными шпонками показал, что возможно четыре вида контакта в сопряжении «продольная шпонка — паз». Наиболее «опасным» для работы СТР, с точки зрения возникновения «заклинивания» в паре «паз – продольная шпонка», является «диагональный» контакт [15], когда продольные шпонки контактируют одновременно с обеими стенками паза. Выполненное авторами расчётное исследование для традиционной СТР показало, что при определенном соотношении величин зазоров на продольных, вертикальных и поперечных шпонках никакое смещение цилиндров турбины, ограниченное зазорами в СТР, не может привести к заклиниванию в паре «паз -- продольная шпонка». Изменение соотношения величин зазоров, в частности, увеличение зазоров на поперечных шпонках в результате взаимных угловых перемещений лап и поперечных шпонок при изменении теплового состояния цилиндра [11], приводит к потере устойчивости СТР и повышает вероятность заклинивания в паре «паз – продольная шпонка». Этот эффект во многом объясняет и возникновение затруднённых тепловых перемещений через 25 – 30 тыс. часов эксплуатации турбины.

4. Износ контактных поверхностей продольной шпонки и направляющего паза в подошве корпуса подшипника.

В современных турбинах продольные шпонки, как правило, выполнены из стали 45 или 35ХМ. Допускаемые напряжения смятия для этих сталей около 300 МПа (3 000 кг/см²).

Корпуса подшипников (в т.ч. подошву) выполняют, как правило, сварными, из простой углеродистой стали (Ст.3). Допускаемые напряжения смятия для Ст.3 около 190 МПа ($1\,900\text{ кг/см}^2$).

Расчеты, выполненные с использованием аналитической и МКЭ моделей взаимодействия корпуса подшипника и фундаментной рамы (продольных шпонок) при возникновении допустимого температурного прекося в 10 градусов на фланцах ЦВД, показали [12], что величина усилия, приложенного к продольной шпонке со стороны корпуса переднего подшипника, составляет около 160 кН. Соответственно, площадь контактной поверхности в паре «паз – корпус подшипника», при которой ещё не возникают пластические деформации, должна составлять не менее $8,68\text{ см}^2$. С учётом того, что обычно высота части продольной шпонки, контактирующей с корпусом подшипника, составляет 20 мм, то длина контактной площадки должна быть не менее 44 мм. Если предположить, что увеличение уклона ригеля вместо расчётной величины 0,2 мм/м [16] до допустимой величины 0,5 мм/м [3] происходит за счёт дополнительной силы трения на продольных шпонках и исходить из коэффициента трения 0,3, как принимается для поверхности скольжения подошвы корпуса подшипника по фундаментной раме [16], то для корпуса среднего подшипника турбины типа Т-100/110-130 УТЗ, например, длина контактной площадки, обеспечивающей отсутствие пластических деформаций, должна составить не менее 162 мм.

Учитывая, что продольные шпонки изготовлены из более твердого материала, при повороте корпуса подшипника в горизонтальной плоскости пластические деформации будут возникать на боковых поверхностях паза в подошве корпуса подшипника. Продольная шпонка врежется в тело корпуса подшипника и препятствует его перемещению вдоль оси турбины. Так, при осмотре паза в подошве корпуса переднего подшипника новой одноцилиндровой турбины мощностью 63 МВт, выполненном при выявлении причин неудовлетворительного вибрационного состояния при первых пусках, были обнаружены значительные натир и вмятина. На продольных шпонках также возникли натир [17].

Ретроспективный анализ конструкции этого узла показал, что первоначально корпуса подшипников изготавливались из чугуна, который имеет более высокую твердость, чем материал продольных шпонок. Соответственно, при взаимодействии продольных шпонок и корпусов подшипников пластические деформации возникали на поверхности продольных шпонок (шпонки естественным образом принимали ромбовидную форму) и не препятствовали перемещению корпуса подшипника. Кроме того, содержащийся в чугуне графит выполнял функцию смазки в этой контактной паре.

К сожалению, при замене материала заводы-изготовители турбин не учли этого аспекта.

Решить эту проблему можно двумя способами: изменением соотношения прочностных характеристик материалов в паре «паз – продольная шпонка» или/и изменением конструкции этого узла таким образом, чтобы площадь контактной поверхности в этом узле всегда была постоянной.

Первый способ был реализован при выполнении работ по наладке работы СТР турбин типа Т-250/300-240 УТЗ на Минской ТЭЦ [6]. Участки боковых поверхностей пазов с пластическими деформациями в подошвах корпусов подшипников были выбраны, и на их место установлены пластины из литого антифрикционного композиционного материала, имеющего повышенную твердость. Кроме того, такие же пластины были установлены на поверхности скольжения корпусов подшипников по фундаментным рамам. В результате внедренных мероприятий все ограничения по режимам работы турбины были сняты.

Второй способ предполагает применение продольных шпонок (направляющих), использующих принцип поворотности (аналогично поворотным поперечным шпонкам). Один из вариантов таких продольных шпонок был реализован предприятием ООО «Комтек –Энергосервис» на турбине Т-180-130 ЛМЗ Вильнюсской электростанции

[18]. Другой вариант конструкции направляющих, обеспечивающих постоянство площади контактной поверхности, был предложен авторами настоящей работы [19]. В настоящее время прорабатывается его реализация при проведении реновации паровых турбин мощностью 60 ... 100 МВт.

Организационные проблемы

Кроме рассмотренных выше технических проблем, препятствующих решению задачи нормализации тепловых расширений, необходимо отметить и организационные проблемы.

5. Вопросы изменения конструкций отдельных узлов СТР

Проблема изменения конструкций отдельных узлов СТР связана с отсутствием со стороны таких крупных отечественных изготовителей турбин, как ЛМЗ и УТЗ, интереса к внедрению существующих и разработке новых технических решений по минимизации сил трения, возникающих в паре «паз - продольная шпонка», отсутствием комплексного подхода к организации работы СТР.

6. Вопросы организации ремонтов элементов СТР в процессе эксплуатации турбоагрегатов

Другая организационная проблема связана с профилактикой причин нарушений в работе СТР, с организацией ремонта турбин на электростанциях. Опыт эксплуатации показывает, что при выполнении ремонтов турбин недостаточное внимание уделяется ревизии узлов системы тепловых расширений, в ряде случаев при продолжительных ремонтах работы по СТР вообще не проводятся, что приводит к проблемам при пуске из ремонта и дальнейшей эксплуатации турбоагрегата. При традиционной конструкции СТР выполнение регламентных работ обеспечивает нормальную работу этого узла, но при наработке турбин после ремонта 25–30 тыс. часов, как упоминалось ранее, в ряде случаев наблюдаются нарушения в работе СТР, которые приводят к возникновению дефектов как в проточной части, так и подшипников [2].

7. Вопросы оснащения турбоагрегатов КИПиА в объеме, необходимом для уверенной диагностики причин возникающих затруднений в работе СТР

Необходимо также отметить проблему получения достаточного объема данных для достоверной диагностики причин изменения вибрационного состояния турбоагрегата.

Как показано в работе [20], для оценки состояния СТР и первичного диагностирования причин нарушений в её функционировании необходимо оснащение турбины следующими измерениями:

- абсолютное тепловое расширение – 2 канала на каждый корпус подшипника;
- уклоны ригелей – 2 канала на каждый ригель под корпусом подшипника;
- уклоны корпусов подшипников – 1 канал на каждый корпус подшипника;
- поперечные перемещения лап – 2 канала на каждую пару лап, опирающихся на корпуса подшипников.

Указанный объем измерений позволяет (при наличии данных о параметрах теплового состояния турбоустановки) выявлять и дифференцировать нарушения в СТР, вызванные увеличенными силами трения на поверхностях скольжения корпусов подшипников, и нарушения, возникающие вследствие закусывания корпусов подшипников на продольных шпонках.

Анализ данных по оснащению турбоагрегатов измерительными каналами механических величин показывает, что при поставке новых турбин заводы-изготовители турбин стремятся ограничиться минимальным объемом оснащения, прописанным в устаревших нормативных документах, но недостаточном для уверенной диагностики причин нарушений в работе СТР. При переоснащении турбоагрегатов средствами вибромониторинга или АСУ ТП станции заказывают комплектность, исходя из собственных представлений о возможности диагностики или исходя из ограниченности выделенных средств. При этом основное внимание уделяется контролю вибрационного состояния турбоагрегата; объем закупки приборов контроля работы элементов системы

тепловых расширений турбины, как правило, недостаточен для выявления причин нарушения в работе СТР, вызывающих изменения вибросостояния турбины. Учитывая общую стоимость систем вибромониторинга или АСУ ТП и стоимость отдельных измерительных каналов, дооснащение их до необходимого уровня не вызовет значительного роста стоимости системы, но позволит значительно снизить затраты на выявление причин изменения вибросостояния турбины.

Основные выводы

1. На протяжении более 30 лет вопросы нормализации работы систем тепловых расширений и предотвращения повреждений турбин из-за проблем этого узла остаются актуальными.

2. При проектировании новых турбин необходимо обеспечивать комплексный подход к решению задач стабильной работы СТР. Применяемые технические решения должны обеспечивать стабильность триботехнических характеристик контактных поверхностей в паре «корпус подшипника – фундаментная рама» и устойчивость СТР к внешнему воздействию.

3. При разработке новых турбин, для исключения возникновения нарушений в работе СТР, целесообразно применить конструкцию сочленения цилиндров турбины и корпусов подшипников с передачей сдвигового усилия от тепловых расширений по оси турбины.

4. Целесообразно изменить конструкцию направляющих осевого перемещения корпусов подшипников таким образом, чтобы всегда обеспечивалось постоянство площади контактной поверхности, что исключит пластические деформации в этом узле.

5. Для турбин с традиционной СТР целесообразно разработать систему управления обогревом фланцев горизонтального разъема цилиндров.

6. Для турбин с традиционной СТР особое внимание необходимо уделить обеспечению устойчивости СТР к внешнему воздействию, в частности усилиям от трубопроводов.

Литература

1. Трухний А.Д. Стационарные паровые турбины / А.Д. Трухний; 2-е изд., перераб. и доп. М.: Энергоатомиздат, 1990. 640 с.
2. Мурманский Б.Е. Стратегия ремонтов паровых турбин на основе анализа надежности их узлов / Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, С.Л. Васенин, В.В. Лебедев // Надежность и безопасность энергетики. 2014. №4(27). С. 58–63.
3. РД 34.30.506—90 Методические указания по нормализации тепловых расширений паровых турбин тепловых электростанций: М.: Минэнерго, 1990. 40 с.
4. Авруцкий Г.Д. Металлофторопластовая лента на поверхностях скольжения корпусов подшипников турбин / Г.Д. Авруцкий, С.Л. Дубровский, И.А.Савенкова // Теплоэнергетика. 1995. №5. С.62–65.
5. Шаргородский В.С. Нормализация тепловых расширений мощных паровых турбин / В.С. Шаргородский, Л.А. Хоменок, М.К. Курмакаев. //Электрические станции. 1996. №6. С. 12–19.
6. Жорник В.И. Рекомендации по ремонту и реконструкции тяжело нагруженных узлов скольжения с использованием композиционных материалов / В.И. Жорник, А.С. Калинин, В.Я. Кезик, Ю.В. Кобзарь, А.А. Кот. Минск: Институт технической кибернетики НАН Беларуси, 2000. 88с.
7. Хоменок Л.А. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС. Том 1. Совершенствование паровых турбин / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалев, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг, В.И. Олимпиев / под ред. Л.А. Хоменка. СПб.: Изд. ПЭИпк, 2001. 340 с.
8. Сосновский А.Ю. Системы тепловых расширений паровых турбин: учебное пособие для вузов / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов / под общ. ред. Ю.М. Бродова. Екатеринбург: УРФУ, 2015. 132с.
9. Применение фторсодержащих поверхностно-активных веществ для повышения

надежности работы турбоагрегатов / Б.Е. Мурманский, Г.Д. Бухман, М.М. Мительман, В.А. Зайцев // Электрические станции. 2002. №5. С. 52–53.

10. Модернизация системы опирания цилиндров [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.ckti.ru/cylinders_support.html (дата обращения: 24.04.2018).

11. Ермолаев В.В. Комплексный подход к нормализации тепловых расширений турбины / В.В. Ермолаев, А.Ю. Сосновский, А.И. Шкляр, М.В. Великович, М.В. Фертников, Б.Е. Мурманский, М.М. Мительман // Электрические станции. 2002. №5. С. 26–31.

12. Сосновский А.Ю. Разработка моделей для исследования влияния температурного перегиба по фланцам корпуса цилиндра на работу системы тепловых расширений паровой турбины / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, М.Ф. Целищев, Ю.М. Бродов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». 2016. Т.16, N 2. С. 5–13. DOI: 10.14529/power160201.

13. Зильберштейн С.Л. Английские паровые турбины большой мощности и тенденции развития паротурбостроения Англии / С.Л. Зильберштейн, Л.Г.Тененбойм. М.: ОРГРЭС, 1966. 72 с.

14. Балашова Р.К. Нормализация перемещений турбин от действия усилий, передаваемых трубопроводами на лапы цилиндров // Р.К. Балашова, В.В. Власов, К.А. Пашнин, Е.А. Попова, А.Е. Языков // Электрические станции. 2013. № 6 (983). С. 14–16.

15. Сосновский А.Ю. Устойчивость функционирования системы тепловых расширений паровой турбины к внешнему воздействию / А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, Ю.А. Сахнин // Электрические станции. 2017. №6. С. 35–40.

16. РТМ 108.021.102-85. Агрегаты паротурбинные энергетические. Требования к фундаментам. Введ. 1987-01-01. М., 1985.

17. Мурманский Б.Е. О выявлении причин затруднённых тепловых расширений паровых турбин / Б.Е. Мурманский, А.Ю. Сосновский. //Энергетик. 2017. №12. С.33–37.

18. Инженерная поддержка электростанций в решении проблем эксплуатации и ремонта турбинного оборудования [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.comtec-energyservice.ru/upload/file/prezentazii/Injenernaya-podderjka-yelektrostantsiy-v-reshenii-problem-yeekspluatatsii-i-remonta-turbinnogo-oborudovaniya.pdf> (дата обращения: 10.04.2018).

19. Патент 164088 RU, МПК F16C 31/00, F04D 29/04. Дисковая направляющая выносного корпуса подшипника паровой турбины / Сосновский А.Ю., Мурманский Б.Е., Бродов Ю.М. Заявл. 08.12.2015, опубл. 20.08.2016. Бюл. №23.

20. Мурманский Б.Е. Разработка модуля для мониторинга и диагностики состояния системы тепловых расширений паровых турбин в составе современных АСУ ТП / Б.Е. Мурманский, А.Ю. Сосновский, Ю.М. Бродов // Энергетик. 2015. №4. С.51–53.

Авторы публикации

Сосновский Андрей Юрьевич – канд. техн. наук, заместитель технического директора ООО «УК Теплоэнергосервис» по турбоустановкам.

Мурманский Борис Ефимович – д-р техн. наук, начальник теплотехнического управления филиала «Свердловский» ПАО «Т Плюс».

Бродов Юрий Миронович – д-р техн. наук, профессор, действительный член АИИ РФ, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета (УрФУ).

References

1. Trukhnii A.D. Stationary steam turbines. / A.D. Trukhnii; 2-e Izd., Rev. and add. // Moscow: Energoatomizdat, 1990, 640 p.
2. Murmansk B.E. The strategy of steam turbines repairs based on the analysis of the reliability

of their assemblies / B.E. Murmanskii, Yu.M. Brodov, S.L. Vasenin, V.V. Lebedev // Reliability and safety of energetics. 2014. № 4(27). P. 58–63.

3. RD 34.30.506—90. Methodical instructions for thermal expansion normalization of steam turbines of thermal power plants. M.: Minenergo, 1990. 40 p.

4. Avrutskii G.D. Metal-fl uoroplastic tape on the sliding surfaces of turbine bearing housings / G.D. Avrutskii, S.L. Dubrovskii, I.A. Savenko // Teploenergetika. 1995. №5. P. 62–65.

5. Shargorodskii V.S. The normalization of the thermal expansion of powerful steam turbines / V.S. Shargorodskii, L.A. Khomenok, M.K. Kurmakaew. // Power stations. 1996. №6. P. 12–19.

6. Zhornik V.I. Recommendations for repair and reconstruction of heavy-duty sliding assemblies using composite materials / V.I. Zhornik, A.S. Kalinichenko, V.J. Keswick, J.B. Kobzar, A.A. Cat. Minsk: Institute of Industrial Cybernetics of national Academy of Sciences Belarus, 2000. 88 p.

7. Homenok L.A. Increasing of the equipment operation for steam turbine units of thermal and nuclear power stations. Vol.1. Steam turbines improvement. / L.A. Homenok, A.N. Remezov, I.A. Kovalyov, V.S. Shargorodsky, S.Sh. Rosenberg, V.I. Olimpiyev./ under the editorship of L.A. Homenok. SPb.: Prod. PEIpk, 2001. 340 p.

8. Sosnovskiy A.Y. Thermal expansion systems of steam turbines: a textbook for high schools / A.Y. Sosnovskiy, B.E. Murmanskii, Yu.M. Brodov./ under the General editorship of Yu. M. Brodov. Ekaterinburg: URFU, 2015. 132 p.

9. Use of fluorinated surfactants for increasing the reliability of turbine units operating / B.E. Murmanskii, G.D. Buchmann, M.M. Mitelman, V.A.Zaytsev //Power plants. 2002. No. 5. P. 52–53.

10. Modernization of cylinders bearing system [Digital resource]: http://www.ckti.ru/cylinders_support.html (24 of April 2018).

11. Yermolaev V.V. Integrated approach to thermal expansion normalization of a turbine / V.V. Yermolaev, A.Yu. Sosnovsky, A.I. Shklyar, M.V. Velikovich, M.V. Fertikov, B.E. Murmanskii, M.M. Mitelman // Power stations. 2002. №5. P. 26–31.

12. Sosnovskiy A.Y. Design of models for studying the effect of temperature skew of the cylinder body's flanges on the operation of the thermal expansion system of a steam turbine / A.Y. Sosnovskiy, B.E. Murmanskii, M.F. Tselishchev, Yu.M. Brodov // Bulletin of the SUSU. Series «Energy». 2016. Vol. 16, №2. P.5–13. DOI: 10.14529 / power160201.

13. Zilberstein S.L. English high power steam turbines and tendency of development of steam turbine construction in England / S.L. Zilberstein, L.G. Tenenboym. M.^ ORGRES, 1966. 72 p.

14. Balashova R.K. Normalization of displacement of turbines from the action of forces transmitted by pipelines to the feet of cylinders / R.K. Balashov, V.V. Vlasov, K.A. Pashnin, E.A. Popova, A.E. Yazykov // Power stations. 2013. №6. P. 14–16.

15. Sosnovskii A.Y. Stability of the thermal-expansion system of a steam turbine against external factors /A.Y. Sosnovskii, B.E. Murmanskii, Y.M. Brodov, Y.A. Sakhnin // Power stations. 2017. №6. P.35–40.

16. RTM 108.021.102–85. Technical Guides. Steam-Turbine Units: Requirements to Foundations [in Russian]. Moscow, 1985.

17. Murmanskii B.E. About the identification of the reasons of the steam turbines complicated thermal expansions / B.E. Murmanskii, A.Yu. Sosnovskiy, // Energetik. 2017. No. 12. P. 33–37.

18. Power stations engineering support in operation and service turbine equipment problems solving [Digital resource].<http://www.comtec-energосervice.ru/upload/file/prezentazii/Injenernaya-podderjka-yelektrostanciy-v-reshenii-problem-yekspluatatsii-i-remonta-turbinnogo-oborudovaniya.pdf> (10 of April 2018).

19. Patent 164088 RU, IPS F16C 31/00, F04D 29/04. Disk direction device of the portable case of the steam turbine bearing / A.Yu. Sosnovskiy, B.E. Murmanskii, Yu.M. Brodov / Published 20.08.2016. Bulletin No. 23.

20. Murmanskii B.E. Development of the module for monitoring and diagnostics condition of thermal expansions system of steam turbines as a part of modern industrial control system. / B.E. Murmanskii, A.Yu. Sosnovskiy, Yu.M. Brodov // Energetik. 2015. No. 4. P. 51–53.

© А.Ю. Сосновский, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов

Authors of the publication

Andrey Yu. Sosnovskiy - Teploenergoservis Management Company, Ekaterinburg, Russia

Boris E. Murmanskii - T-plus group, Ekaterinburg, Russia

Yuri M. Brodov - Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia.

Поступила в редакцию

08 июня 2018 г.