

УДК 621.165

Н. Н. Гришин, канд. техн. наук

И. И. Кожевурт

И. А. Пальков

ПАО "Турбоатом"

(г. Харьков, Украина, e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua)

ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТИ КОМБИНИРОВАННОГО СВАРНОГО РОТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ИЗ РАЗЛИЧНЫХ ЛЕГИРОВАННЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

В мировой практике турбостроения для паровых турбин применяются основные типы роторов: цельнокованные, валы с насадными дисками, сварные и комбинированные, например, в виде цельнокованных роторов с несколькими насадными дисками. В последние годы применяются комбинированные («компазитные») сварные роторы из различных легированных конструкционных сталей. Вопросами проектирования и технологией изготовления таких роторов в мировой практике паротурбостроения владеют всего несколько фирм.

При проектировании паровых турбин принимается следующее технически обоснованное решение: роторы цилиндров высокого и среднего давлений для турбин на высокие параметры пара применяются цельнокованными, на умеренные параметры – как цельнокованными, так и сварными, иногда комбинированными, для цилиндров низкого давления - цельнокованными, сварными и в виде цельнокованных валов с насадными дисками. При этом следует отметить, что с 1990 г. ОАО «Турбоатом» не применяет в цилиндрах НД всех выпускаемых турбин роторы с насадными дисками, а исключительно сварнокованные роторы, учитывая их преимущества при производстве и эксплуатации. Эти решения обоснованы расчетными данными напряженно-деформированного состояния по каждому из вариантов конструкций и оценкам запаса прочности.

ПАО «Турбоатом» в паровых турбинах типа К-300-240 с совмещенным цилиндром среднего и низкого давлений применял цельнокованный ротор с несколькими насадными дисками.

В 2012 г. было принято решение о применении в совмещенном ЦСНД турбины К-325-23.5, изготавливаемой для новых поставок или для модернизации турбин К-300-240, сварнокованного ротора вместо цельнокованного ротора с насадными дисками. Этому решению предшествовали расчетные и экспериментальные исследования на натуральных образцах сварного соединения поковок из различных материалов. «Компазитный» ротор цилиндра среднего и низкого давлений модернизированной турбины К-300-240 состоит из цельнокованной головной части собственно среднего давления, выполненной из теплоустойчивой стали ЭИ-415 (20Х3МВФА), хорошо работающей при высоких до 560°С температурах, и сварнокованных частей первого потока низкого давления, выполненных из стали 25Х2НМФА. Сталь 25Х2НМФА с отрицательной температурой переходной хрупкости t^{50} применяется для работы в условиях низких, ~ 30...400°С, температур.

В ПАО «Турбоатом» изготовлено 3 «компазитных» ротора, выполненных из различных марок сталей. При производстве подтвердились преимущества сварнокованных «компазитных» роторов. Например, при дорогостоящих работах по балансировке таких роторов, требуется выполнить вдвое меньше пусковых операций. «Компазитный» сварной ротор при наборе оборотов, при переходе через критические

частоты вращения и на номинальных оборотах ведет себя более устойчиво, отмечается более плавный ход при вращении ротора.

Приведены результаты прочностных расчетов «композитного» ротора в составе валопровода турбины К-325-23.5. Результаты расчетов соответствуют требованиям нормативно – технической документации.

О. Ю. Черноусенко, д-р техн. наук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

(м. Київ, Україна, e-mail: chernousenko20a@gmail.com

УПРАВЛЕНИЕ ОСТАТОЧНЫМ РЕСУРСОМ КОРПУСОВ ЦВД И ЦСД ТУРБИН 200 МВт

По нормативным документам Министерства энергетики и угольной промышленности Украины [1] парковый ресурс паровых турбин К-200-130 и К-300-240 АО ЛМЗ равен 220 тыс. ч при допустимом количестве пусков 800, паровых турбин К-800-240 АО ЛМЗ - 150 тыс. ч при допустимом количестве пусков 400, паровых турбин К-300-240 ОАО “Турбоатом” - 200 тыс. ч при допустимом количестве пусков 600, парковый ресурс паровых турбин Т-250/300-240 ОАО “Турбоатом” равен 220 тыс. ч при допустимом количестве пусков 800.

В Украине ресурс большинства энергоблоков ТЭС мощностью 200-800 МВт превысил парковый. 79 энергоблока из 97 находятся на границе превышения паркового ресурса (220 тыс. ч). Еще 17 энергоблоков (17 %) вплотную приближаются к наработке паркового ресурса, а 11 блоков (10 %) достигли расчетного ресурса (100 тыс. ч) [2]. Таким образом, ресурс большинства энергоблоков требует продления [3, 4].

В рамках управления ресурсом энергетических объектов замена оборудования должна быть технически и экономично обоснована, необходимо провести оценку остаточного ресурса паротурбинного энергетического оборудования и выработать стратегию технического перевооружения паровых турбин энергоблоков ТЭС с целью оптимизации финансовых затрат. При этом, продление работоспособности действующего оборудования при обязательном выполнении требований к надежности и безопасности должно включать комплекс мероприятий по оптимальной модернизации. Так же необходимо обеспечить максимально обоснованную оценку остаточного ресурса и продления срока эксплуатации турбинного оборудования с привлечением широкого спектра данных расчетных и экспериментальных исследований по уточнению коэффициентов запаса прочности и ремонтно-восстановительных изменений конструкций элементов паровых турбин [5], а также экспериментальных данных по исследованию длительной прочности.

Предложен технологический метод управления остаточным ресурсом корпусных элементов паровых турбин путем изменения усилий затяжки шпилек во фланцевом соединении. Выполнена оценка влияния учета данных усилий на напряженно-деформированное состояние и ресурсные показатели корпуса ЦВД турбины К-800-240-2 блока № 7 Славянской ТЭС. На номинальном режиме эксплуатации, учет усилий затяжки шпилек увеличил максимальную интенсивность условных упругих напряжений на 17,7 % в области задних концевых уплотнений, на 2-4 % – для остальных элементов внутренней поверхностей корпуса. На внешней поверхности фланцев напряжения выросли на 70-80 %. Суммарная поврежденность при этом увеличилась с 76% до 89%, а остаточный ресурс уменьшился с 90083 ч до 35274 ч. Возможность уменьшения напряжений путем управления усилиями затяжки шпилек улучшит ресурсные показатели корпуса ЦВД (суммарная поврежденность – 81 %, остаточный ресурс – 66730 ч).

Для турбины К-200-130-3 блока № 3 Кураховской ТЭС при пуске из ГС подача пара из горячей линии промперегрева позволит уменьшить интенсивность напряжений в момент времени 2800 с на 56,4 %, что уменьшит суммарную поврежденность корпуса ЦВД на 6 % и увеличит остаточный ресурс с 33192 ч до 56017 ч.

Литература

1. СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004 Контроль металлу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій: Типова інструкція / Міністерство палива та енергетики України / В.Є. Добровольський - Офіц. вид. - К. : ОЕП ГРІФРЕ, 2005. - IX, 76с.
2. *Вольчин І.А.* Перспективи впровадження чистих вугільних технологій в енергетику України / І.А. Вольчин, Н.І. Дунаєвська, Л.С. Гапонич, М.В. Чернявський, О.І. Топал, Я.І. Засядько. – ГНОЗІС, 2013. – 308 с.
3. *Воробьев И.Е.* Реабилитация ТЭС и ТЭЦ: пути, эффективность / И.Е. Воробьев, Е.Г. Годорович. – Киев: Энергетика и электрификация, 2000. – Вып. 1. – 256 с.
4. *Черноусенко О.Ю.* Стан енергетики України та результати модернізації енергоблоків ТЕС / О.Ю. Черноусенко // – Киев: Проблеми загальної енергетики, 2014. – Вип. 4 (39). – С. 20 – 27.
5. *Черноусенко О.Ю.* Оценка остаточного ресурса и продление эксплуатации паровых турбин большой мощности: Монография / О.Ю.Черноусенко// – Х.: ФОП Бровин А.В., 2014. – 308 с. ISBN: 978-966-2445-79-4.

УДК 629.7.036.3:621:43.056

О. Ю. Черноусенко, д-р техн. наук
Л. С. Бутовський, канд. техн. наук
О. О. Грановська, канд. техн. наук
О. С. Мороз

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»
(м. Київ, Україна, e-mail: chernousenko20a@gmail.com)*

МОДЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕРІВНОМІРНОСТІ ТЕМПЕРАТУРИ ГАЗІВ НА ТЕРМО-НАПРУЖЕНИЙ СТАН ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ТА ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ

В енергетиці та промисловості України експлуатується значна кількість енергетичних та промислових об'єктів – котлів, печей, підігрівачів, сушил, газотурбінних установок тощо, моральна та фізична зношеність яких вимагає суттєвого підвищення рівня ефективної роботи. При цьому, в першу чергу, мають на увазі підвищення економічності, екологічної безпеки та надійності експлуатації. В даний час можливості вітчизняної економіки не дозволяють замінювати в значній кількості старе обладнання на нове, тому необхідним є проведення аналізу стану окремих елементів, які мають найбільше навантаження, розрахунок можливості подальшої роботи, а також розробка заходів щодо продовження їх експлуатації. Досвід роботи теплових установок показує, що на долю високотемпературних елементів припадає найбільша кількість аварійних зупинок [1]. Одним з суттєвих факторів, які погіршують надійність та економічність обладнання, є перевищення температури газів понад розрахункову, а також локальна нерівномірність температури, яка може досягати 400-500⁰С. Крім того, відмічаються такі явища, як нестійкість та пульсації факелу до 300 -350⁰С в тому ж самому місці [2]. Аналогічні явища спостерігаються і в інших теплоенергетичних установках, особливо на перехідних режимах.

Для визначення впливу рівня температури та локальної нерівномірності температури газів на тепловий та напружено-деформований стан в КПП ім. І. Сікорського (м. Київ) були проведені відповідні експериментальні та комп'ютерні дослідження з використанням програмного комплексу ANSYS Fluent. Експериментальні дослідження виконувались на дослідному стенді [3] з робочою ділянкою в перерізі 150 x 100 мм. В стенді встановлювався пальниковий пристрій, який складався з трьох плоских стабілізаторів шириною $B_{ст} = 15$ мм з кроком розміщення $t_{ст} = 50$ мм. Стабілізатори одбігались повітряним потоком. В залежності від поставленої задачі в стенді забезпечувалась можливість зміни швидкості повітря і рівня температури газів (коефіцієнту надлишку повітря). Завдяки зміні схеми газороздачі в стабілізаторах забезпечувалась можливість регулювання локального характеру поля температур газів в топковому просторі. На відповідній відстані від стабілізаторів у вогняному просторі встановлювався модельний патрубок діаметром 36 x 6 мм і довжиною 150 мм. В якості середовища, що сприймає тепло в патрубку, використовувалась вода чи повітря.

Під час випробувань виконувались заміри газодинамічних характеристик потоку – загальна і локальна швидкість повітря і продуктів згоряння, температура газів в місці встановлення патрубку.

Температура газів на зрізі стабілізаторів дорівнювала $T_r = 1300$ К, температура повітря $T_n = 300$ К, швидкість газів $W_r = 10$ м/с. Модельний патрубок встановлювався

на відстані $x = 150$ мм від стабілізаторів. В патрубку протікала вода з швидкістю $W_{\text{вд}} = 0,5$ м/с і температурою $T_{\text{вд}} = 300$ К.

Результати розрахунків за допомогою програми ANSYS Fluent показали, що максимальна температура на стінці патрубка знаходиться на задній стінці патрубка і дорівнює 224 °С, мінімальна температура на сусідній ділянці складає 160 °С. Максимальне значення інтенсивності напружень по Мізесу локальне, складає 445 МПа і відмічається в місці максимальної температури на задній стінці патрубка. Мінімальне значення інтенсивності напружень по Мізесу відмічено на передній поверхні патрубка в місці мінімуму температури, воно також є локальним і складає 357 МПа.

Розподіл інтенсивності напружень по Мізесу по товщині стінки патрубка вказує на те, що максимальне значення інтенсивності напружень має місце на зовнішній поверхні патрубка (445 МПа), а мінімальне значення інтенсивності напружень виникає на внутрішній поверхні патрубка в місці мінімуму температури (357 МПа).

За отриманими даними теплового та напружено-деформованого стану є можливість виконати розрахункову оцінку статичного пошкодження трубопроводу

Література

1. *Попов А.Б.* Основные причины повреждения высокотемпературных поверхностей нагрева энергетических котлов / А. Б. Попов/ Теплоэнергетика, 2011. - №2. – С. 13-19.
2. *Головин В.Н.* Температурные поля в топочных камерах мощных паровых котлов / В.Н. Головин, Л.М. Сорокопуд, О.А. Резник // Теплоэнергетика, 1988 – С. 48 – 50.
3. *Черноусенко О.Ю.* Оцінка залишкового ресурсу високотемпературних елементів енергетичного та промислового обладнання / О.Ю. Черноусенко, Л.С. Бутовський, Д.В. Риндюк, О.О. Грановська, О.С. Мороз // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2017. - № 1/8 (85). – С. 20-26.

УДК 539.5

А. В. Линник

А. В. Душин

Е. А. Стрельникова*, д-р техн. наук

В. В. Науменко**, канд. техн. наук

Р. П. Москаленко**

ПАТ «ТУРБОАТОМ»

(г. Харьков, Украина, e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua)

**Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,*

(г. Харьков, Украина, e-mail: elena15@gmx.com)

***Харьковский национальный университет им. В.Н. Каразина*

(г. Харьков, Украина)

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАСТЕЙ ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

В работе исследованы малые колебания пластин и пологих оболочек, моделирующих лопасти гидротурбин, при взаимодействии с идеальной несжимаемой жидкостью. Изучение частот и форм собственных колебаний лопастей в жидкости является актуальной задачей при проектировании рабочих колес гидротурбин. Такие исследования необходимо проводить для предотвращения резонанса. Предполагается, что жидкость идеальная; свободные вихри не образуются и не сходят с несущей поверхности. В таком случае существует потенциал скоростей, удовлетворяющий всюду вне пластины гармоническому уравнению, а на лицевых поверхностях лопасти - условию непротекания. Для определения давления жидкости на лопасть используется метод интегральных уравнений. Задача сводится к решению гиперсингулярного интегрального уравнения. Для его численного решения предложен эффективный метод регуляризации расходящихся интегралов. Определены частоты колебаний прямоугольных и секториальных консольно-защемленных пластин. Проведено сравнение с экспериментальными данными. Рассмотрена модель лопасти поворотно-лопастной турбины. Изучены свободные и вынужденные колебания лопасти с учетом присоединенных масс жидкости.

УДК

В. И. Гнитько*, канд. техн. наук

В. Н. Ефименко

О. Н. Зеленская

Н. А. Ильичева

Л. Д. Мищенко

Т. И. Бевз

В. Ю. Кожарин**

**Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, Украина, e-mail: shurikov@ipmach.kharkov.ua)*

ПАТ «Турбоатом» (г. Харьков, Украина)

***ГП «КБ «Южное», (г. Днепр, Украина)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СТАЛИ ЭИ-10 ДЛЯ ПОВЫШЕННЫХ ТРЕБОВАНИЙ К РЕСУРСУ КРЕПЕЖА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГИДРОТУРБИН

В работе рассматривается возможность обеспечения требований тендерной документации к сроку службы крепежа ответственных фланцевых соединений радиально осевых, поворотных-лопастных гидротурбин и гидромашин, увеличен с 30 до 40 лет без демонтажа и проведения неразрушающего контроля. С этой целью выполнена оценка уровня основных характеристик, определяющих работоспособность крепежа на стали ЭИ-10, широко применяемой на ПАО «Турбоатом». Химический состав стали ЭИ-10 для исследования соответствует среднему для марки, а термическая обработка типовой, используемой в практике изготовления крепежа. Проведен анализ результатов неразрушающего контроля заготовок, макро и микростроения, механических свойств указанных заготовок по сечениям в продольном направлении, трещиностойкости стали, определенной по характеристикам KCU, KV, T₅₀ с оценкой K_{1c}, предела выносливости. С учетом полученных результатов выполнено исследование напряженно-деформированного состояния крепежа ответственного фланцевого соединения модернизируемого агрегата. Сделан вывод относительно возможности использования стали ЭИ-10 для обеспечения требований тендерной документации.

УДК

А. В. Нечаев

Н. В. Сурду, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков, Украина*

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИХ
ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ПРОЧНОСТНЫЕ СВОЙСТВА ЛОПАТОЧНЫХ
МАТЕРИАЛОВ**

УДК 539.3

Н. Г. Шульженко, д-р техн. наук

П. П. Гонтаровский, канд. техн. наук

Н. Г. Гармаш, канд. техн. наук

И. И. Мележик, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, Украина, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

ОЦЕНКА РАЗВИТИЯ ТРЕЩИНЫ В ПЛОСКИХ И ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИЙ НА ОСНОВЕ НАКОПЛЕНИЯ РАССЕЯННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Расчетный ресурс элементов конструкций с трещинами, развивающимися под действием циклического нагружения, зачастую выполняется с использованием методов хрупкого разрушения. При этом зона пластичности в вершине трещины считается малой по сравнению с ее длиной. А применение кинетических диаграмм усталостного разрушения связано с необходимостью проведения трудоемких и дорогостоящих испытаний специальных образцов с трещинами.

В данной работе на основе концепции накопления рассеянных повреждений в материале развита методика оценки роста трещины в плоских и осесимметричных элементах конструкций при циклическом нагружении. Процессы знакопеременного упруго-пластического деформирования материала моделируются решением задачи теории пластичности, а разрушения – с использованием данных усталостных испытаний гладких образцов. Для нескольких фиксированных длин трещины методом конечных элементов определяется тепловое и напряженно-деформированное состояние конструкции при разных режимах нагружения. Повреждаемость материала на заданном пути развития трещины определяется с использованием данных по малоциклового усталости и полученных размахов упруго-пластических деформаций на основе принципа линейного суммирования. Не накладываются ограничения на размер зоны пластичности.

Рассмотрены пластина при наличии двух симметрично расположенных поверхностных трещин и цилиндр с кольцевой трещиной в условиях циклического нагружения с разными коэффициентами асимметрии. Наблюдается контакт берегов трещины на сжимающих полуциклах нагружения. Результаты сравниваются с данными, полученными по другим методикам. Отмечается согласование результатов.

Предложенная методика расчетной оценки развития трещины на основе концепции накопления рассеянных повреждений может использоваться при оценке ресурса элементов энергетического оборудования.

УДК 620.179.14

Н. Г. Шульженко, д-р техн. наук
П. П. Гонтаровский, канд. техн. наук
Н. Г. Гармаш, канд. техн. наук
А. А. Глядя

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, Украина, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

ПРИМЕНЕНИЕ МОДЕЛЕЙ РАЗЛИЧНОЙ СЛОЖНОСТИ ДЛЯ РАСЧЕТА ВИБРАЦИЙ ТУРБОАГРЕГАТА ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

Проведена оценка влияния моделей различного уровня сложности на результаты расчета параметров вибраций системы турбоагрегат-фундамент-основание (ТФО) К-1100-5.9/25 при сейсмических воздействиях.

Анализируются силовые факторы, возникающие в элементах крепления турбоагрегата на фундаменте, подшипниках и других элементах системы, а также максимальные относительные смещения роторов и корпусов цилиндров, вызывающие выборку зазоров и, как следствие, возможные задевания валопровода о корпус. Расчетные исследования проводятся с помощью разработанного авторами на основе метода конечных элементов методики и программного обеспечения. Элементы системы представляются набором произвольно ориентированных стержней и сосредоточенных масс, соединяющихся между собой жестко или с помощью линейных или нелинейных упруго-демпферных связей. В стержневых элементах с распределенными параметрами учитываются все виды деформаций, возникающие при колебаниях.

Пластинчатые элементы рамно-стенового фундамента турбоагрегата представляются как в виде решеток из стержней, позволяющих учесть их изгибные деформации во взаимноперпендикулярных направлениях, так и в виде отдельных стержней.

Сейсмическое нагружение моделируется переменными инерционными силами, передающимися от грунта на нижнюю фундаментную плиту, податливость почвы при этом учитывается моделью Винклера.

Исследования показали, что учет нелинейных упруго-демпферных характеристик упорного подшипника увеличивает возникающие в нем усилия приблизительно в 1,5 раза, а учет реальных зазоров в шпоночных соединениях приводит к увеличению в них усилий примерно в 2 раза. Результаты расчетов при использовании моделей различного уровня сложности несущественно отличаются между собой.

Проведенные исследования представляют практический интерес и позволяют повысить надежность, а также обеспечить сейсмостойкость энергетического оборудования.

УДК 539.3

Б. Ф. Зайцев, д-р техн. наук

Н. Г. Шульженко, д-р техн. наук

А. В. Асаенок, канд. техн. наук

Т. В. Протасова, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, Украина, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

КОЛЕБАНИЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО РОТОРА ТУРБИНЫ С ПОПЕРЕЧНОЙ «ДЫШАЩЕЙ» ТРЕЩИНОЙ

На основе использования трехмерной модели МКЭ определяются характеристики колебаний и напряженного состояния ротора с «дышащей» трещиной с учетом влияния температурного поля. Оценивается возможность усталостного развития трещины при колебаниях ротора турбины в поле высоких температур с использованием определяемых коэффициентов интенсивности напряжений (КИН).

Влияние температурного поля учитывается фиктивными объемными силами в трехмерной модели колебаний ротора с поперечной «дышащей» трещиной. Температурное поле полагается осесимметричным и определяется из решения нестационарной задачи теплопроводности.

Расчетные исследования выполнены на примере ротора паровой турбины для разных его тепловых состояний. Установлены особенности влияния температурного поля на контактирование берегов трещины и на виброперемещения ротора. Температурное поле оказывает значительное влияние на колебания ротора с поперечной трещиной, изменяя характер контактирования берегов трещины и спектральный состав вертикальных колебаний. Это наиболее заметно проявляется для температурного поля с максимальным радиальным перепадом. В средней части вала контактирование берегов отсутствует, но наблюдается оно на периферии. Амплитуды колебаний ротора уменьшаются с учетом температурного поля. В вертикальных колебаниях заметно выделяется вторая гармоническая составляющая.

Для различных фазовых положений ротора при вращении с рабочей частотой определены КИН и их размахи вдоль линии поперечной трещины с учетом контакта берегов при колебаниях. Максимальные значения КИН значительно меньше критических. Выполненная оценка усталостного развития трещины свидетельствует о возможности ее подрастания за время эксплуатации турбины.

УДК 539.4

М. Г. Шульженко, д-р техн. наук

Ю. Г. Єфремов, канд. техн. наук

О. В. Депарма

В. Й. Цибулько

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України,
(м. Харків, Україна, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

РОЗШИРЕННЯ ФУНКЦІЙ І ЗАСТОСУВАННЯ ВИХРОСТУМОВИХ ДАТЧИКІВ ВІБРАЦІЇ ЕНЕРГООБЛАДНАННЯ

При вирішенні проблеми підвищення надійності і безпеки експлуатації агрегатів може використовуватися новітні інтелектуальні засоби діагностування вібраційного стану з визначенням небезпечних несправностей. На вірогідність оцінки вібраційного стану агрегатів істотно впливає точність і надійність технічних засобів і програмного забезпечення визначення й контролю параметрів вібрації. Тому необхідно вирішити задачі щодо зниження похибки від впливу зовнішнього середовища, розширення динамічного та частотного діапазону вимірювання. Одним із засобів вирішення цієї задачі є використання цифрової обробки сигналу. Поєднання чутливого елемента з мікропроцесором дозволяє розширити функціональні можливості датчика, покращити його експлуатаційні та метрологічні характеристики.

На сучасній елементній базі з використанням мікроконтролера типу STM32 створено датчики віброшвидкості, вібропереміщення, переміщення та частоти обертання для оцінки технічного стану енергообладнання. Датчик має вихорострумний первинний перетворювач та функціональний перетворювач для обробки сигналу. Наявність цифрового інтерфейсу дозволяє підключати датчик в промислову мережу для двохстороннього обміну даних і в процесі експлуатації проводити конфігурування датчика, вибирати режими його роботи та проводити діагностику його функціонування. Програмне забезпечення датчика виконує функції автоматичної компенсації впливу температури і нелінійності амплітудно-фазо-частотної характеристики первинного перетворювача та автоматичної перевірки справності функціонування.

Діапазон частот вимірювання датчиком віброшвидкості необертюваних частин обладнання від 5 до 1000 Гц. Діапазон вимірювання середньо-квадратичного значення віброшвидкості 0,5 – 16 мм/с із дискретністю 0,1 мм/с. Датчик визначає спектральні складові та середньоквадратичні значення віброшвидкості у заданих смугах частот вимірювання, сигналізує про перевищення середньоквадратичних значень віброшвидкості заданих рівнів та про різку зміну (стрибок) вібрації.

Діапазон частот вимірювання датчиком вібропереміщення обертюваних частин обладнання від 5 до 500 Гц. Діапазон вимірювання розмаху вібропереміщення 20 – 1000 мкм із дискретністю 1 мкм. Датчик визначає розмах вібропереміщення у заданих смугах частот, амплітуди і фази $\frac{1}{2}$, 1, 2 гармонічних складових вібропереміщення, сигналізує про перевищення розмаху вібропереміщення заданих рівнів та про різку зміну (стрибок) вібрації.

Створені датчики випробувано на турбоагрегаті К-300-240. З використанням датчиків отримано спектральні характеристики віброшвидкості опор турбоагрегату та вібропереміщення ротору. Датчики можуть використовуватися для оцінки вібраційного стану енергообладнання ТЕС і ТЕЦ та інших промислових об'єктів.

УДК 539.4

М. Г. Шульженко, д-р техн. наук

Ю. Г. Єфремов, канд. техн. наук

О. В. Депарма

В. Й. Цибулько

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України,
(м. Харків, Україна, e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua)*

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ТУРБОАГРЕГАТІВ СТВОРЕНИМИ ЗАСОБАМИ

В ПМаш НАН України створено мобільні засоби контролю й діагностування вібраційного стану енергетичного обладнання: вимірювач вібрації зі смуговим спектроаналізатором, вимірювач вібрації з функцією визначення дисбалансу жорстких роторів, оптичний тахометр і мобільний багатоканальний вимірювально-діагностичний комплекс на базі ноутбука. На відміну від існуючих, мобільний комплекс має функціональні можливості стаціонарної системи й дозволяє проводити оцінку технічного стану по параметрах коливань необертювих та обертювих частин (роторів) агрегатів. Створене методико-програмне забезпечення функціонування мобільного вимірювально-діагностичного комплексу включає модулі: збору, візуалізації і первинної обробки інформації (нормалізації, фільтрації та обчислення основних показників сигналу); автоматизованого контролю вібраційного стану обладнання, що задовольняє Правилам технічної експлуатації електричних станцій і мереж, ГОСТ 25364-97 та ГОСТ 27165-97; оцінки спектральних характеристик та трендів вібропараметрів; визначення дисбалансу роторів (розрахунку системи вантажів за відомими значенням динамічних коефіцієнтів впливу в одній або двох площинах). Комплекс використовувався при діагностуванні вібраційного стану турбоагрегатів та допоміжного обладнання на підприємствах України.

Так, після капітального ремонту турбоагрегату К-300-240 ЛМЗ з генератором ТГВ-200-М при наборі потужності спостерігалася підвищена вібрація ротора збудника. Для оцінки вібростану, визначення причин підвищеної вібрації підшипника збудника та розробки рекомендацій щодо зниження рівня вібрації були проведені вібродослідження з використанням мобільного комплексу. Вимірювання і реєстрація параметрів вібрації опор і вала проводилося паралельно по 5 каналам з синхронізацією від фазової мітки. Осцилограмми віброшвидкості реєструвалися на холостому ході турбоагрегата. Рівень середньоквадратичних значень (СКЗ) віброшвидкості опор 3-9 турбоагрегату не перевищував допустимих нормативних значень. Спектральний аналіз віброшвидкості опор 3-9 засвідчив відсутність низькочастотної вібрації. Основними у СКЗ віброшвидкості опор були перша і друга обертові складові. Рівень вібропереміщення ротора в опорах генератора і збудника перевищував допустимі нормативні значення вібрації. У спектрі вібропереміщення шійки ротора в підшипниках 7, 8 переважала моногармонічна складова вібрація з частотою 50 Гц, а в підшипнику 9 - подвійна обертова складова. За результатами вимірювання вібрації турбоагрегату оцінено, що підвищена вібрація роторів генератора й збудника виникає через механічний дисбаланс ротора збудника. Рекомендовано провести балансування ротора збудника. Після його балансування рівні вібраційних параметрів агрегату не перевищували нормативних.

Мобільні засоби контролю й діагностування вібраційного стану енергетичного обладнання рекомендуються застосовувати для періодичного контролю й діагностування технічного стану основного та допоміжного обладнання.

УДК 539.3

А. Н. Шупиков, д-р техн. наук
С. Ю. Мисюра, канд. техн. наук

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, Украина, e-mail: shupikov@ipmach.kharkov.ua)*

ИЗМЕНЕНИЕ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КРЫШКИ ГИДРОТУРБИНЫ ПРИ МИНИМИЗАЦИИ МАССЫ

Крышка является одним из важнейших и ответственных элементов конструкции гидротурбины, поскольку она воспринимает основные нагрузки, а срок ее эксплуатации составляет более 30 лет.

В данной работе объектом исследования является крышка поворотно-лопастной гидротурбины.

Целью работы является анализ собственных частот конструкции крышки гидротурбины при минимизации ее массы. Крышка гидротурбины является трехмерной циклически-симметричной конструкцией, состоящей из тонкостенных оболочек вращения, объединенных ребрами – меридиональными пластинами сложной конфигурации.

На основе метода конечных элементов разработана математическая модель крышки с использованием оболочечных конечных элементов.

Проведено рациональное проектирование крышки гидротурбины на основе градиентного метода. При оптимизации в качестве функции цели принята масса конструкции. Варьируемыми параметрами являются толщины всех элементов конструкции. Вводятся ограничения по прочности конструкции.

Оптимальная конструкция имеет массу на треть меньше, чем исходная. Кроме того, преимуществом данной конструкции является, тот факт, что номенклатура используемого проката уменьшилась на пять позиций.

Выполнены численные исследования собственных частот колебаний исходной конструкции крышки гидротурбины и конструкции с уменьшенной массой.

УДК 539.3

Е. А. Стрельникова, д-р техн. наук
Т. Ф. Медведовская, канд. техн. наук
Е. Л. Медведева
О. Н. Зеленская*

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, Украина, e-mail: elena15@gmx.com)*

**ПАО «Турбоатом»*

(г. Харьков, Украина, , e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua)

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ КРЫШЕК ГИДРОТУРБИН ПЛ20-В-500

Одной из проблем, возникающих перед конструктором при модернизации действующих гидроагрегатов, является анализ возможности обеспечения прочности и надежности узлов и деталей турбины в условиях дальнейшей продолжительной работы под действием многоциклового динамической нагрузки или их замена, оптимальная как по массе, так и по динамическим характеристикам. Решение этой проблемы возможно с использованием компьютерных технологий для исследования динамики несущих конструкций гидротурбин при разных режимах эксплуатации.

В работе описаны методики и пакеты прикладных программ, разработанные для исследования динамического НДС крышки гидротурбины, которая воспринимает гидродинамическое давление, действующее на ее контактирующую с водой поверхность, а также вес размещенных на ее поверхности узлов и деталей.

Впервые в трехмерной постановке с применением теории гиперсингулярных уравнений и сочетания методов конечных и граничных элементов учтено влияние на собственные частоты крышки присоединенных масс воды. Получены численные результаты, позволяющие оценить динамическое НДС с учетом влияния воды литой чугунной крышки гидротурбины ПЛ20-В-500, установленной на ГЭС. Даны рекомендации на разработку для ПЛ20-В-500 новой технологичной конструкции сварной стальной крышки, позволяющие исключить резонанс. Примененные методики обоснованы нормативным документом «Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Методичні вказівки» СОУ-Н МЕН 40.1 – 21677681–51: 2011.

УДК 539.3

Ю. С. Воробьев¹, д-р техн. наук
Р. Жондковски², д-р техн. наук
Т. Ю. Берлизова³,
Н. Ю. Овчарова¹
П. Н. Кулаков¹

¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, Украина, e-mail: shurikov@ipmach.kharkov.ua)*

²*Институт проточных машин им. Р. Шевальского Польской Академии наук
(г. Гданськ, Польша)*

³*Национальный технический университет «ХПИ» (г. Харьков, Украина)*

ПРОБЛЕМЫ СТАТИЧЕСКОЙ И ВИБРАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

Современная тенденция к увеличению единичной и удельной мощности турбоагрегатов приводит к росту параметров рабочего тела и, как следствие, к более интенсивным температурным, статическим и динамическим нагрузкам. Наиболее высокие температуры воздействуют на лопатки первых ступеней газотурбинных двигателей. Поэтому именно здесь используются жаропрочные монокристаллические сплавы, а также различные системы охлаждения лопаток в виде внутренних каналов. Все это приводит к возникновению концентрации и локализации напряжений, а неравномерность температурных полей вызывает значительные температурные напряжения. Кроме того монокристаллические сплавы обладают неоднородностью механических свойств, которая зависит от ориентации кристаллографических осей. В результате возникают сложные задачи термочности и колебаний лопаток из монокристаллических сплавов.

В данном случае рассматривается распределение термоупругих напряжений в лопатке со сложной вихревой системой охлаждения и каналами для плёночного охлаждения. Показано, что при изменении ориентации кристаллографических осей происходит перераспределение всех напряжений и изменение всей картины НДС лопатки.

При колебаниях охлаждаемых лопаток возникает значительная локализация напряжений, которая определяется формой каналов и температурными полями.

Результаты экспериментов выполненных на ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект» по разрушению лопаток подтверждают достоверность численных исследований локализации вибрационных напряжений.

Стремление повысить единичную мощность паровых турбин приводит к увеличению длины лопаток последних ступеней, что можно достичь, используя титановые сплавы. В настоящее время созданы лопатки из титановых сплавов длиной 1200 мм при скорости вращения ротора 3000 об/мин. В паровой турбине К-1000-60/3000 для атомной электростанции использовались лопатки последней ступени длиной 1200 мм из титанового сплава ТС5. При эксплуатации турбины на ОП «Хмельницкая АЭС» после отработки более 180 тыс. часов наблюдались заметные эрозионные повреждения. Эрозионные повреждения вызывают появления зон

локализации и концентрации напряжений. Определены относительные изменения вибрационных напряжений в области эрозионных повреждений.

На основе литературных данных может быть определено снижение предела выносливости для лопаток из титановых сплавов в зависимости от относительных размеров повреждений.

Использование монокристаллических материалов, титановых сплавов и композитных материалов позволяет существенно расширить возможности повышения единичной и удельной мощности турбомашин их экономичности и надёжности, но требует специальных исследований, связанных с особенностями их эксплуатации.