

Интеграция ЭГТУ в теплотехнологию не требует ликвидации оборудования, обеспечивающего ее работу в обычном режиме, как, впрочем, и дополнительного оборудования, кроме самой ЭГТУ. Поэтому возможные «перехлестывания» сезонов работы обоих теплотехнологических объектов, в структуру ТЭСПП которых интегрируется ЭГТУ, не создают никаких проблем, поскольку в эти относительно непродолжительные периоды их работа осуществляется в автономном режиме без ЭГТУ.

Объединение различных производств в использовании общей ЭГТУ расширяет число объектов, где создание энерготехнологических ТЭСПП целесообразно не только с энергетической точки зрения, но становится экономически оправданным. Единственными сдерживающими факторами подобных высокоэффективных объединений являются психологический и межведомственный барьеры, преодолеть которые необходимо, в том числе и с помощью Государственного комитета по энергосбережению и энергетическому надзору.

ЛИТЕРАТУРА

1. Романюк В. Н. Модернизация асфальтобетонных заводов и снижение энергозатрат при производстве асфальтобетонной смеси // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 1998. – № 6. – С. 72–77.

2. Исследовать и разработать эффективную теплоэнергетическую систему асфальтобетонных заводов с целью снижения ими энергопотребления в два раза: Отчет о НИР / М-во образования РБ, БГПА. – Мн., 1997. – 88 с.

3. Теоретические основы энерготехнологии производства битумно-минеральных материалов: Отчет о НИР / М-во образования РБ, БГПА. – Мн., 1998. – 101 с.

Представлена кафедрой
промышленной теплоэнергетики
и теплотехники

Поступила 27.06.2001

УДК 621.165

К ВОПРОСУ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВИБРОБЕЗОПАСНОЙ РАБОТЫ ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ МОЩНОЙ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Докт. техн. наук, доц. БАЛАБАНОВИЧ В. К.

Белорусская государственная политехническая академия

Инж. СКОРОБОГАТЫЙ Н. Н.

Минская ТЭЦ-3

Одной из важнейших остается проблема обеспечения вибрационной надежности последних ступеней турбин, на которые приходится до 60 % аварий от их общего числа (по проточной части). Сложность вопроса заключается в том, что последняя ступень турбины имеет низкую собственную частоту колебаний и это может приводить на малорасходных режимах к резонансным колебаниям и поломкам лопаток. Обследования по-

следних ступеней показали, что в ряде случаев амплитуда колебаний рабочих лопаток может достигать 15...18 мм, о чем свидетельствуют натирки по верхнему ряду демпферной проволоки.

И. П. Усачевым выделен неизвестный ранее возбудитель колебаний лопаток, которым является торовой вихрь, образующийся на малорасходных режимах в периферийной части межвенцового зазора последней ступени. Он вращается вслед за колесом в зазоре между сопловой и рабочей решетками с частотой 28,5 Гц [1]. Проблема заключается в этой частоте. Лопатки последней ступени, постоянно обгоняя вихрь, возбуждаются им, фактически резонируя. Дополнительно опасность возрастает для старого облопачивания и лопаток с поврежденными выходными кромками, так как при этом снижается их собственная частота колебаний. Виброиспытания завода показали, что максимальные напряжения от вибронагрузок возникают на выходных кромках лопаток [2].

Колебания лопаток последней ступени бывают двух типов: резонансные и автоколебания.

Резонансные возбуждаются под действием внешних периодических сил, если одна из частот собственных колебаний лопаток кратна частоте вращения колеса. Источником таких сил является окружная неравномерность потока перед колесом, связанная с отрывным характером течения на малорасходных режимах, в том числе и за счет возникновения торового вихря, на который колесо постоянно «наезжает» с опережением почти вдвое.

Автоколебания, или флаттер, присущи лопаткам осевых компрессоров, а также последних ступеней турбин на малорасходных режимах.

Опасность автоколебаний заключается в том, что они возникают в широком диапазоне оборотов ротора и, вследствие этого, не могут быть отстроены в заводских условиях. Продолжительность таких режимов для теплофикационных турбин очень велика. Единственной для них является режимная отстройка, что и сделано в данной работе. В ее основу положены результаты виброиспытаний заводом лопаток последних ступеней мощных теплофикационных турбин [2]. Исследования проводились по таким параметрам, как частота вращения ротора, величина объемного пропуска пара через последнюю ступень, давление в конденсаторе. Исследовалось также влияние эрозионного износа выходных кромок рабочих лопаток последней ступени на снижение предела усталости их металла. В частности, при виброиспытаниях лопаток 31-й и 30-й ступеней турбины Т-250/300-240 удалось обнаружить 24 формы колебаний лопаток 31-й и 15–30-й ступеней. Первая форма колебаний не возбуждается ни в одном из колес из-за усталости демпферных связей. Наиболее интенсивно возбуждается вторая форма колебаний. Для диска 31-й ступени характерно наличие на 3-й кратности близко расположенных двух резонансов: основного и дополнительного. Эпюры динамических напряжений при второй форме колебаний 31-й и 30-й ступеней существенно отличаются в эксплуатационных и статических условиях на вибростенде. Наиболее напряженной является корневая часть выходной кромки лопаток при второй форме колебаний (40...50 мм от корня). При динамических испытаниях уровень напряжений на периферии лопаток понижается по сравнению с уровнем, замеренным при статических испытаниях на вибростенде. При 3-й и других более высоких формах колебаний максимально напряженной зоной является периферийная

часть лопаток обеих ступеней, что зафиксировано как испытаниями на вибростенде, так и динамическими испытаниями на паровом стенде и на электростанции. Основной резонанс для лопатки 31-й ступени соответствует скорости вращения ротора $43,3...43,6 \text{ с}^{-1}$ (2600...2620 об/мин), дополнительный – при $45...45,5 \text{ с}^{-1}$ (2700...2730 об/мин). В диапазоне 2800...3150 об/мин наблюдаются также зоны с повышенными напряжениями. Однако их уровень значительно меньше резонансных напряжений. Датчики регистрировали на периферии лопаток 6-ю форму колебаний по частоте 420...490 Гц с уровнем резонансных напряжений в 2...3 раза меньшим, чем при второй форме колебаний. Вторая форма колебаний с частотой 181...185 Гц регистрировалась преимущественно в корневом сечении. Она наиболее интенсивно возбуждается на 4-й кратности. С увеличением кратности уровень напряжений падает. Третья форма колебаний, регистрируемая периферийным датчиком, возбуждается значительно слабее. Таким образом, во всех исследованиях выявлено, что наиболее интенсивно возбуждается вторая форма колебаний, причем наибольший их уровень наблюдается на наименьшей кратности возбуждения.

Более высокие формы колебаний регистрировались периферийными датчиками. Уровень напряжений при этих формах в 3...5 раз меньше, чем при второй форме колебаний. Тем не менее, поломки лопаток происходят в основном по их периферийным сечениям, а это исключает всякую безобидность колебаний по более высоким формам. Отметим также и то, что на более высокой частоте колебаний накопление усталостных явлений в металле лопаток всегда будет идти более быстрыми темпами. Завод отстраивал колеса от второй формы колебаний. С этой целью установлен третий ряд демпферной проволоки. Отстроиться от более высоких форм колебаний невозможно, кроме того, на момент проведения виброиспытаний заводом не было даже представления о том, что торовый вихрь вращается за колесом со стабильной частотой 28,5 Гц, т. е. является мощным возбудителем колебаний лопаток по кратностям, выше второй [1, 3]. Максимальные напряжения регистрировались на выходной кромке в корневом сечении, тем не менее, не зарегистрировано ни одного случая поломок лопаток по корню. Все случаи поломок отмечены только в верхних сечениях, а это значит, что основной причиной этого является быстрое накопление усталостных явлений под действием торового вихря. Совпадает и место его воздействия с максимумом напряжений в периферийных сечениях лопаток. Торможение торового вихря сопловыми каналами приводит к тому, что колесо постоянно рвет поток вихря, увлекая его по ходу вращения. Этим и объясняются 28,5 Гц, а также факт динамического воздействия сопловой решетки на рабочую через шнурок торового вихря. Кардинально решить задачу можно, очевидно, путем разрушения торового вихря, например за счет его наддува при организации защитного охлаждения последней ступени. Примером такого наддува является последний вариант схемы охлаждения ЦНД К. Я. Маркова с подачей охлаждающего пара в камеру первого регенеративного отбора и парового экрана за последней ступенью, что фактически реализовано в последнем варианте его схемы охлаждения ЦНД. Надежность работы облопачивания ЦНД с предельно низкими вентиляционными пропусками пара (20 и даже 4 т/ч) – этому подтверждение.

Измерение амплитуд колебаний лопаток выявило их волновой характер распределения в окружном направлении. Количество максимумов амплитуд всегда равно удвоенному числу преобладающей в данном сечении формы колебаний. Например, при третьей кратности второй формы колебаний наблюдается шесть пиков амплитуд на колесе, а следовательно, и пиков напряжений в лопатках (узлов), при четвертой – 8 узлов и т. д. Этот результат, в свою очередь, объясняется асимметрией упругих и массовых характеристик колеса, что всегда имеет место за счет технологических отклонений облопачивания [3]. На заводском стенде оттарированы величины напряжений в лопатках в функции амплитуд их колебаний, что представляет большую ценность. Линейная зависимость первых позволяет по следам натиров на бандажной проволоке достаточно точно оценивать уровни напряжений в лопатках в условиях электростанции. Такая оценка по данным замеров на турбинах Минской ГЭЦ-4 выполнена нами и приводится ниже. Для нее можно использовать для 31-й ступени коэффициент $K = 60$ (кгс/см²)/мм, а для 30-й ступени – $K = 35$ (кгс/см²)/мм амплитуды колебаний. При этом необходимо пересчитывать величину амплитуды на периферийный радиус лопатки. Обратим внимание еще на один важный аспект проблемы. Разные возбудители колебаний вдоль лопатки (у корня вихрь корневой со стороны выхлопа, у периферии – торовой вихрь со стороны входной кромки). Накладка их и взаимодействие никем не исследовались, а это может расцениваться, в свою очередь, как непредсказуемость, другими словами, вдоль лопатки могут быть свои узлы с максимумом напряжений, что и подтверждается поломками 31-й лопатки по верхнему ряду демпферной проволоки. Другое объяснение этому трудно найти.

Однако вернемся к анализу величин напряжений в лопатках, что представляет практическую ценность. При заводских испытаниях фиксировалась амплитуда колебаний лопаток 31-й ступени в 10 мм. Это означает, что напряжения в них составляли около 60 МПа. Такая догрузка лопаток вибронапряжениями при их цикличности не может не приводить к быстрому накоплению усталостных явлений в металле и их поломкам, с одной стороны, с другой – крайне важно обеспечить работу облопачивания с минимальными напряжениями. Последнее возможно только путем режимной отстройки, что и составляет цель данной работы. Обследование лопаток 31-й ступени показало, что натир на верхней бандажной проволоке составляли по отдельным лопаткам около 18 мм. Это соответствует вибронапряжениям в 120 МПа. Разные величины натиров по лопаткам колеса показывают на неодинаковый уровень напряжений по отдельным лопаткам, а это означает только одно: вибронагрузки «выбирают» наиболее слабую на колесе лопатку и доводят ее до разрушения. Из такого предположения может быть сделан вывод о важности разработки системы виброконтроля лопаток. Эта система в настоящее время может быть разработана на основе использования дискретно-фазного метода контроля амплитуд колебаний концов лопаток. Результаты испытаний завода подтверждают вывод о наличии на колесе лопатки-жертвы [2]. Тензометрированием выявлен разброс напряжений по отдельным лопаткам колеса в 2...2,5 раза. Если бы это предположение было неверным, то ломались бы одновременно несколько лопаток колеса, так как все они испытывают одно и то же воздействие потоков пара в плане вибронагрузок. Аппаратуру виброконтроля лопаток последних ступеней можно задействовать не только в системе за-

щиты, но и для решения задач прогнозирования остаточного ресурса облопачивания.

Испытания вибрационного состояния лопаток выполнялись заводом на вибростенде, натурном паровом стенде на СуГРЭС и на натурной турбине ТЭЦ-22. При стендовых испытаниях колебания в лопатках возбуждались воздействием паровой струи, вытекающей из одиночных сопел, что не позволяло имитировать реальные условия, однако позволяло надежно выполнить ряд важных работ тарировочного характера. Испытания на паровом стенде натурального облопачивания, в свою очередь, позволили выполнить исследования по влиянию на вибрацию переменного числа оборотов, что практически невозможно сделать на действующей турбине. Логически один вид испытаний дополнял второй.

Стендовые испытания проводились в широком диапазоне изменения давления отработавшего пара $p_k = 10...30$ кПа. Расход пара в конденсатор изменялся от минимального вентиляционного до 200...210 т/ч. Уровень резонансных напряжений существенно зависит от давления в конденсаторе и расхода пара в него.

Практически важной представляется выявленная зависимость резонансных колебаний от объемного пропуска пара в конденсатор \overline{G}_{v_k} , но она неоднозначна. При общей качественной картине зависимости резонансных напряжений от \overline{G}_{v_k} их абсолютная величина определяется давлением в конденсаторе, возрастая линейно с увеличением последнего.

Анализ показал наличие максимума резонансных напряжений при $\overline{G}_{v_k} \cong 0,08$. Объяснение заводом этого максимума взаимным влиянием резонансных и автоколебаний крайне неудовлетворительное. Фактически это означает, что нет никакого объяснения. Оно появилось позже в трудах И. П. Усачева [1, 3]. Им выявлен новый, не учитываемый ни при какой виброотстройке облопачивания возбудитель колебаний – торовый вихрь, возникающий в периферийной зоне межвенцового зазора последних ступеней на малорасходных режимах. Опасность его воздействия на лопатки – в устойчивой скорости его вращения за колесом (28,5 Гц). В такой ситуации колесо постоянно наезжает на этот вихрь, что и возбуждает колебания лопаток, причем с резонированием по 4-й кратности для лопаток последней ступени. Расшифровка И. П. Усачева была настолько исчерпывающей, что к вопросу в технической литературе полностью утрачен научный интерес. Отметим, что возбудитель с частотой 28,5 Гц присущ ступеням всех турбин на номинальную частоту 50 Гц.

Зависимость резонансных напряжений от давления в конденсаторе носит линейный характер. В отчете завода нет подтверждения, что выбрана лопатка с максимальным уровнем напряжений. Да и неспроста, так как практически тензодатчики размещались порядка на 30 % лопаток последней ступени. Кроме того, потеря датчиков из-за выхода их из строя имела место на протяжении всех испытаний и была значительной. Обратим внимание на большой разброс как фиксируемых при испытаниях величин напряжений в лопатках одного колеса, так и амплитуд их колебаний. Четко выраженный максимум напряжений в лопатках при $\overline{G}_{v_k} = 0,08$ и сильное влияние на их абсолютный уровень величин p_k представляют большой практический интерес. Значимость резонансных виброиспытаний состоит и в том, что кроме основного виброрезонанса, зафиксированного при ско-

рости вращения ротора $43,3 \text{ с}^{-1}$ (2600 об/мин), обнаружен второй – при $45,5 \text{ с}^{-1}$ (2730 об/мин). При пуске турбин оба этих резонанса должны проходить быстро, как и критические обороты роторов. Целесообразно вынести их в общий список с критическими числами оборотов путем соответствующих дополнений в эксплуатационные инструкции. Результаты испытаний на оборотах второго виброрезонанса показали, что существует общая закономерность для обоих виброрезонансов. Она заключается в четко выраженном пике напряжений при $\overline{Gv_k} \cong 0,05...0,08$ при общей зоне режимов с повышенными напряжениями в диапазоне изменения $\overline{Gv_k} \cong 0,05...0,18$. Анализ этих результатов показывает, что при пусках турбины Т-250/300-240 в диапазоне оборотов ротора $40...45,8 \text{ с}^{-1}$ (2400...2750 об/мин) при $p_k = 0,15 \text{ кгс/см}^2$ в лопатках 31-й (40-й) ступеней возникают напряжения до 40 МПа. Режимная отстройка от них заключается в быстром уходе с этих оборотов.

Практический интерес представляют и виброиспытания 30-й (39-й) ступеней. Качественная картина по влиянию $\overline{Gv_k}$ и p_k для них отлична, нежели для последней ступени. Напряжения и амплитуды колебаний лопаток предпоследней ступени зависят от пропуска пара и давления в конденсаторе, достигая своего минимума при $\overline{Gv_k} \cong 0,10...0,15$. Для последней ступени такой минимум несколько сдвинут к значениям $\overline{Gv_k} = 0,20$. Для обеих ступеней может рекомендоваться зона вибробезопасных режимов за пределами значений $\overline{Gv_k} \cong 0,08...0,20$.

Резонансные колебания лопаток представляют практический интерес только для пусковых режимов, так как только на них встречаются приведенные выше резонансные числа оборотов для обеих ступеней. Данные результаты могут использоваться для оптимизации пусковых режимов как по расходам пара, так и по значениям давления в конденсаторе. Основные резервы повышения надежности работы облопачивания ЦНД турбин Т-250/300-240 следует искать не на пусковых, а на штатных режимах работы машин под нагрузкой. Свое решение эта задача нашла в данной статье.

Автоколебания лопаток, или флаттер, возникают в широком диапазоне оборотов, и отстроиться от них не возможно за счет конструктивных решений. Здесь уместна только режимная отстройка. Такие колебания на вибростенде практически не возбуждаются. Поэтому завод исследовал их на паровом натурном стенде и на действующей турбине, от чего ценность таких исследований несколько не пострадала.

Пик вибронапряжений и при автоколебаниях в лопатках 31-й (40-й) ступени приходится на ту же величину $\overline{Gv_k} \cong 0,08$, что и при резонансных, а виброопасная зона – на диапазон изменения $\overline{Gv_k} \cong 0,05...0,18$. Надежные вибробезопасные режимы находятся за пределами $\overline{Gv_k} \cong 0,05...0,20$. Динамические напряжения при автоколебаниях, так же как и при резонансных, линейно зависят от давления в конденсаторе при постоянном объемном пропуске пара. Эти колебания происходят с частотой, не кратной оборотам ротора, и соответствуют второй форме колебаний лопаток 31-й ступени. Это еще раз подтверждает общую физику возбуждения колебаний как резонансных, так и автоколебаний. Традиционно заводы отстраивали лопаточные аппараты турбин от возбудителей оборотной кратности. О торомом

вихре как возбудителе колебаний на малорасходных режимах никто не подозревал. На таких режимах опасность представляет именно торový вихрь [1, 3]. Резонирование идет для последней лопатки по 4-й и 5-й кратностям, так как собственная частота колебаний лопаток последней ступени отстроена между 100 и 150 Гц, т. е. составляет около 120...130 Гц. Отсюда и резонирование от возбудителя, имеющего стабильную частоту примерно 28,5 Гц. В условиях эксплуатации старение металла лопаток, эрозионный износ снижают их собственную частоту колебаний, приближая тем самым вероятность рассмотренного выше резонирования. Считается опасным совпадение частот возбудителя и собственной – лопаток, в том числе и кратных, в диапазоне до 10 %. К сожалению, под это условие попадают последние лопатки по частоте возбудителя торového вихря 28,5 Гц, так как оно не превышает 5 %. И почти единственным способом является режимная отстройка от виброопасных режимов, надежность которой может быть обеспечена только на основе использования экспериментальных данных по виброиспытаниям натурального облопачивания [2]. Максимум напряжений при заводских испытаниях получен у корня на выходной кромке, однако зафиксированы колебания 6-й формы в периферийных сечениях. Автоколебания лопаток, как и резонансные, носят также волновой характер в окружном направлении диска. Следовательно, существует разная вибронгрузка по отдельным лопаткам. Число максимумов составляет 10, а не 6, как при резонансных колебаниях. Важно отметить, что удельные напряжения при автоколебаниях почти втрое превосходят таковые при резонансных. Они составляют $150 \text{ (кгс/см}^2\text{)/мм}$ амплитуды. О том, что это значит, можно судить хотя бы по тому факту, что заводом при испытаниях зафиксированы амплитуды до 10 мм. Это подтверждает высказанные выше сомнения в том, что в отчете завода приведены максимальные замеренные уровни напряжений – около 470 кгс/см^2 . Для приведенных выше амплитуд в 10 мм их величины составят не менее 1500 кгс/см^2 .

Для лопаток 30-й ступени также характерны автоколебания, которые возбуждаются с частотой 2-й и 3-й кратностей. При этом частота 3-й формы регистрировалась у периферии лопаток. Значения напряжений здесь достигали 100 кгс/см^2 при $\overline{Gv_k} \cong 0,06$, снижаясь до минимума при $\overline{Gv_k} \cong 0,15$. Зона по $\overline{Gv_k}$ от 0,05 до 0,10 может быть определена как виброопасная для 30-й ступени по автоколебаниям. Сечение с максимальным уровнем напряжений для нее находится на высоте 530 мм от корня. Распределение амплитуд колебаний также носит волновой характер с 14-ю максимумами. При этом уровень напряжений на отдельных лопатках колеса отличается втрое [2]. Важным представляется практическое совпадение максимумов вибронгрузок в 30-й и 31-й ступенях в функции $\overline{Gv_k}$. Это подтверждает одинаковую природу возмущающих сил и указывает на возможность взаимного влияния ступеней, как отмечалось выше.

Продолжительность работы металла лопаток, вполне очевидно, будет определяться как уровнем абсолютных величин вибронпряжений, так и продолжительностью работы турбин на виброопасных режимах. Отстройка от таких режимов является кардинальным и достаточно простым средством повышения надежности работы облопачивания последних ступеней турбин Т-250/300-240. Ущерб от простоя энергоблока, связанный с заменой лопаток при их поломке, в расчете на одну машину достигает 10 млн. у. е.

Испытания на ТЭЦ-22 фактически подтвердили результаты стендовых исследований завода, что указывает на надежность полученной информации по вибросостоянию лопаточных аппаратов. С учетом этого проанализируем работу последних ступеней турбин Т-250/300-240 (станционные номера 4...6) Минской ТЭЦ-4 (МТЭЦ-4).

Анализ показал, что только в октябре и ноябре 1998 г. не обеспечивалась вибробезопасная работа 30-й и 31-й ступеней турбины № 5. Ряд режимов вблизи опасной зоны имел место для турбины № 4 в октябре, ноябре. В опасной по вибрации зоне работали также все турбины при их пусках. Это подтверждает актуальность выбора вибробезопасных режимов работы облопачивания последних ступеней турбин Т-250/300-240 МТЭЦ-4. Такой выбор должен носить оперативный характер. С этой целью нами разработана диаграмма выбора вибробезопасных режимов работы последних ступеней турбин Т-250/300-240 (станционные номера 4...6) МТЭЦ-4 (рис. 1). Она построена в удобном для работы виде: зависимость виброопасной зоны от расхода пара в конденсатор и давления в нем. Для пользования диаграммой не требуется выполнение каких-либо промежуточных расчетов, что исключает возможность ошибки и обеспечивает тем самым простоту пользования ею.

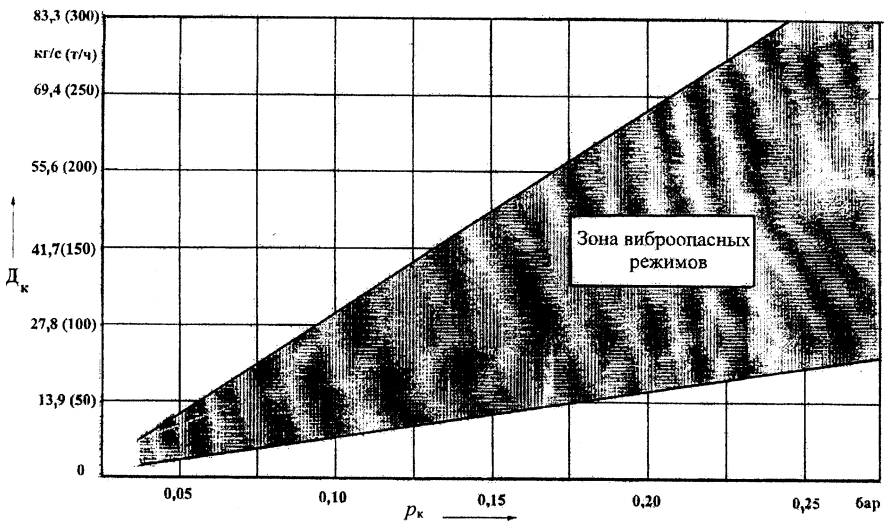


Рис. 1. Диаграмма виброопасных режимов 30-й и 31-й ступеней турбины Т-250/300-240

ВЫВОДЫ

1. Линейная зависимость вибронпряжений от давления в конденсаторе свидетельствует о важности поддержания его на предельно низком уровне, особенно при малых пропусках пара в ЧНД.

2. Возможна безопасная по вибрации последних ступеней работа турбин Т-250/300-240 с включенным охлаждающим устройством ЦНД, но при этом контроль режима по диаграмме выбора вибробезопасных режимов обязателен.

2. Резонансные колебания лопаток 30-й и 31-й ступеней приходится на частоты вращения 43,3 и 45,5 с⁻¹ (2600 и 2730 об/мин).

3. Отклонения виброхарактеристик рабочих лопаток последних ступеней при их старении и при эрозионных повреждениях выходных кромок настоятельно требуют необходимости разработки электронной системы такой вибродиагностики.

ЛИТЕРАТУРА

1. О частотной диаграмме аксиальных колебаний облопаченного диска осевой турбины / И. П. Усачев, В. М. Неуймин, В. В. Ильиных, В. В. Колясников // Энергомашиностроение. – 1981. – № 9. – С. 3–5.

2. Исследование вибрационной надежности лопаток последних ступеней теплофикационных турбин: Отчет ПО ТМЗ / В. Н. Осипенко, В. И. Водичев, В. А. Леснов и др. – Свердловск, 1977. – 183 с.

3. Возбуждение аксиальных колебаний колес паровых турбин в эксплуатационных условиях / И. П. Усачев, В. М. Неуймин, В. В. Ильиных и др. // Энергомашиностроение. – 1981. – № 3. – С. 5–9.

Представлена кафедрой ТЭС

Поступила 4.09.2001

УДК 621.311

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ В ЭКСПЕРИМЕНТЕ

Инж. ЕВТУШЕНКО Е. А., канд. техн. наук ЩИННИКОВ П. А.

Новосибирский государственный технический университет

Анализ экспериментальных результатов исследования процессов горения топлива по литературным данным свидетельствует о значительном разбросе точек (до 30 %) по отношению к теоретическим зависимостям.

Это объясняется, прежде всего, колебаниями элементарного состава рабочей массы топлива по сравнению с расчетными значениями в отдельных кусках, а также погрешностями при измерении расхода воздуха, давления, температуры горения и некоторых других факторов. Вместе с тем известны методики, позволяющие путем привлечения дополнительной информации при проведении эксперимента получать уточненные значения экспериментальных величин. Примерами таких методик являются аналитическая методика согласования балансов [1], численная методика, основанная на использовании оптимизационных программ [2, 3] и методики, основанные на согласовании балансовых уравнений и накоплении статистической информации [4].

Применение оптимизационной методики согласования балансовых уравнений оправдано при массивах исходной информации большой размерности. Методика, использующая статистически накопленную информацию на установке, требует стационарных состояний энергообъекта, в то время как, строго говоря, на энергетических установках состояния бывают только квазистационарными, а измерения – одноразовыми. Для экспериментальных исследований с небольшим количеством измеряемых переменных