

УДК 621.165 : 621.65.03

В.Ф. ШАТОХИН, С.Д. ЦИММЕРМАН*ОАО «Калужский турбинный завод», Россия***РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ПРЕДОТВРАЩЕНИЯ КАТАСТРОФ АГРЕГАТОВ.****Часть 1. Анализ катастрофических аварий и постановка задачи**

Катастрофические аварии турбоагрегатов электрических станций рассматриваются как процесс ликвидации организованно действующих объектов, подчиняющийся единой общей закономерности при создании определенных условий его возникновения и независимо от причин, вызывающих начало этого процесса. Аварии с полным разрушением случаются с малыми и большими по мощности агрегатами, но катастрофические последствия сопровождают, естественно, аварии мощных установок. Требования к надежности работы ТА должны быть едиными для всех типов ТА. Показана назревшая необходимость разработки системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА). СПКА включает в себя анализ катастрофических аварий, конструкторские и технологические решения, разработку алгоритмов и программ для ПК моделирования возможных нестационарных процессов при внешних кинематических воздействиях, мгновенной разбалансировке и пр. СПКА, в частности, может быть разработана на основе существующих элементов (амортизаторов, демпферов, ограничителей перемещений) противоударной защиты ТА специального назначения. СПКА включает в себя и совершенствование мер раннего выявления дефектов, способных стать началом развития ликвидационного процесса.

В части 1 проведен анализ известных авторам аварий ТА различного назначения наряду с анализом имеющихся алгоритмов и программ для ПК моделирования нестационарных колебаний роторов ТА.

турбоагрегат (ТА, турбогенератор), валопровод (ротор), катастрофическая авария (ликвидационный процесс), синхронный и асинхронный обкат ротора по корпусу, крутильный удар, нестационарные колебания, короткое замыкание (КЗ), мгновенная разбалансировка, внешнее кинематическое воздействие ударного характера.

Жизнь любого организованно действующего объекта (биологического, механического) можно разбить на три основные фазы: создание, деятельность, выход из строя (ликвидация). В процессе рождения и работы уже закладываются элементы, способствующие развитию ликвидационного процесса и прекращению деятельности объекта. В приложении к механическим устройствам (например, к энергетическим установкам различного назначения с вращающимися роторами) ликвидационным процессом является катастрофа (авария с катастрофическими последствиями). Катастрофа – это процесс прекращения деятельности механизма, как организованной системы, и переход работающей системы в груды неорганизованной субстанции с последствиями, иногда опасными для обслуживающего персонала, сооружений и экологических условий. Аварии с полным разрушением случаются с малыми и большими по мощности агрегатами, но катастрофи-

ческие последствия сопровождают, естественно, аварии мощных установок.

Предупреждению аварий способствуют плановые и профилактические ремонты с тщательной дефектоскопией ответственных деталей, осмотры и мониторинг вибрационного состояния ТА. И это правильно (болезнь лучше предупредить). Но все-таки огромных затрат на предупреждение аварий и катастроф оказывается недостаточно, так как они продолжают случаться. За последние пару лет в России произошли две крупнейшие аварии с пожарами турбин, генераторов: ТА 135 Мвт ТЭЦ ВАЗа и блока 300 МВт Каширской ГРЭС с разрушением машинного зала. Опасность возрастания их числа в перспективе определяется выработкой ресурса основным парком энергетических машин страны. В настоящее время выполняется модернизация энергоблоков 300 Мвт, а их только в России 58. Всего было изготовлено 130 энергоблоков такой мощ-

ности и практически все действуют до настоящего времени. По одним оценкам выработка ресурса составляет 70% (а по другим оценкам 80%) установленной мощности оборудования электрических станций (ЭС). В связи с этим многократно увеличивается возможность аварийных ситуаций на ЭС. Атомная и тепловая энергетика традиционно относятся к наиболее ответственным отраслям промышленности, а в сложившихся условиях внимание к увеличению надежности эксплуатируемого оборудования станций возрастает многократно. Систематический и более жесткий контроль за появлением трещин в элементах валопровода продолжает оставаться важной, но далеко не единственной задачей. Перед угрозой новых катастрофических аварий последней фазе существования ТА – ликвидационному процессу – уделяется все большее внимание. Необходимо разобраться с механизмом развития ликвидационного процесса. На первом этапе важно обобщить имеющиеся данные по катастрофическим авариям и на основе этого разработать способы предотвращения катастроф. Последнее невозможно без теоретического анализа переходных процессов при различных воздействиях на ротор (мгновенной разбалансировке, внешнем кинематическом воздействии и т.п.).

Особенность современных ТА большой мощности (100, 300, 500, 800 и более МВт): длинный, составной валопровод, состоящий из гибких роторов высокого (РВД), среднего (РСД) и низкого давлений (РНД), включая и ротор генератора (РГ), имеет густой спектр собственных частот крутильных и изгибных (рис. 2) колебаний, что требует достаточно точных методов их оценки на стадии проектирования и тщательной отстройки резонансов от рабочей скорости вращения (не менее чем на 10 – 15%). Учет податливости, демпфирования масляной пленки подшипников скольжения, характеристик самих опор в проектных расчетах [1, 2] позволяет заметно повысить точность определения положения резонансных зон и поведение ротора при различных, в

том числе и нестационарных воздействиях [3].

Описание катастрофических аварий. Сообщения о катастрофических авариях ТА начали появляться начиная с 60 – 70-х годов прошлого века, когда в эксплуатацию стали вводиться мощные энергетические агрегаты в различных странах. Перед природой такого разрушительного явления, как ликвидационный процесс, нации, границы и фирмы не имеют значения. Если в условиях предельных нагрузок материалов деталей агрегатов, по какой либо причине, не используется накопленный опыт, нарушается технология проектирования, изготовления или эксплуатации, то по указанным или другим причинам поломки основных вращающихся деталей возможны, что может стать началом развития ликвидационного процесса. Проектируемые ТА, как и действующие, не имеют средств предотвращения опасного развития аварии и перерастания ее в катастрофическую аварию, средств прерывания ликвидационного процесса, сглаживания ударных нагрузок. В последующем описании аварий будем отмечать принятые, на основании исследований экспертами, объяснения причин катастрофических аварий наряду с выявлением их общего характера.

В работах [4, 5] описаны имевшие место в Англии и Японии в 1969-1972 гг. четыре такие аварии с турбоагрегатами мощностью 90, 330, 500, 600 МВт. Характерной чертой аварий являлась поломка валопроводов во многих сечениях по длине и, как следствие, полное разрушение агрегатов с пожаром и разрушением перекрытий зданий. Так, валопровод ТА 87 МВт атомной станции Хинкли Поинт в Англии длиной ~ 20 м разорвался на 6 частей (пять изломов). Авария была вызвана внезапным несимметричным отрывом больших кусков (секторов) у двух дисков ротора ЦНД. Поперечные изломы вала располагались как в зоне «эпицентра» аварии (левый ЦНД), так слева и справа от эпицентра (на роторе ЦВД, роторе второго ЦНД и далее – на участке валопровода между турбиной и генератором). При

этом разрушились упорный подшипник и шесть из семи опорных подшипников. Валопровод ТА 600 МВт длиной ~ 51 м разорвался на 17 частей. Разрушение всех валопроводов носило ярко выраженный силовой характер с деформациями кручения и изгиба и с признаками малоциклового усталости.

В России первая катастрофа произошла в 1967 г. на Новочеркасской ГРЭС. ТА №3 мощностью 300 МВт, длиной ~30 м, общей массой 130 т на семи опорах был полностью разрушен. Валопровод турбоагрегата включал в себя ротор высокого давления, ротор среднего давления, ротор низкого давления и ротор генератора. Роторы соединялись в валопровод в пяти сечениях с помощью трех муфт, две из которых имели гибкие гофры. Станция имела три ТА такой мощности. Один из них был в плановом ремонте, на другом (за 2 месяца до катастрофы ТА №3) произошел обрыв диска последней ступени РНД (кусочек диска пробил корпус, крышу и вылетел на территорию станции). ТА № 2 находился поэтому в процессе послеаварийного обследования. Таким образом, тепловая станция юга России была полностью выведена из строя, что вызвало большой общественный резонанс. Разрушение валопровода (рис. 1, 4, 5) произошло в шести сечениях, т.е. в процессе катастрофической аварии валопровод разорвался на семь частей. В сечениях разрушились следующие элементы: 1 – болты соединительной муфты; 2 – гофра соединительной муфты; 3 – вал РНД; 4 – вал РНД; 5 – болты соединительной муфты; 6 – вал РГ. Разрушения всех сечений валопровода носили силовой характер; какая либо версия о накоплении усталостных повреждений полностью исключается. Кроме самого валопровода были разрушены его опоры с 3-й по 7-ую. Практически полностью были разрушены все диафрагмы ЦНД второго и третьего паровых потоков. Лопаточный аппарат РНД был разрушен полностью (рис. 4, 5), причем наиболее значительные повреждения имела 4-ая ступень 3-го парового потока, у которой диск был

покороблен и на нем образовалась выработка глубиной до 15 мм на радиусе ~ 0,65 м протяженностью ~ 180°. Большинство лопаток этой ступени разрушилось и вывалилось из своих пазов. Характер деформации силовых шпонок указывал на то, что торможение валопровода происходило именно диском 4-й ступени. Также в районе 4-й ступени погнут вал РНД - угол между плоскостями ступиц 4-й и 5-й ступеней равен ~ 2°. В РГ кроме разрушения вала имели место значительные натирывы на бандажном кольце со стороны турбины за счет трения о статор генератора и его обмотку. Лопаточный аппарат РСД и РВД практически повреждений не имел. Анализ разрушений показал, что непосредственной причиной катастрофической аварии явилось образование на РНД значительной неуравновешенной силы величиной ~ 500 т из-за внезапного отрыва четырех лопаток 5-й ступени третьего парового потока РНД (место отрыва показано на рис. 1), у которых корневые сечения были ослаблены усталостными трещинами. При вылете они срезали кромки еще четырех лопаток. Авария развивалась в течение короткого промежутка времени. Причиной, приведшей к одновременному отрыву группы лопаток, было внезапное короткое замыкание на выводах силового трансформатора, вызвавшее нестационарные крутильные колебания в валопроводе. Последнее привело к отрыву лопаток и мгновенной разбалансировке ротора с последующим развитием нестационарных изгибных колебаний валопровода. При этом значительную роль сыграла недостаточная отстройка [1, 2, 6] пролета РНД от резонанса по второй изгибной форме колебаний. Отрыв лопаток произошел в районе пучности второй изгибной формы колебаний (динамического прогиба) ротора. На рис. 2 показан спектр частот и форм колебаний в вертикальном направлении для этого ТА, рассчитанный с учетом динамических характеристик пленки подшипников скольжения и динамических характеристик опор ТА. Форма колебаний $\varphi_{12} = 49,3$ Гц со значи-

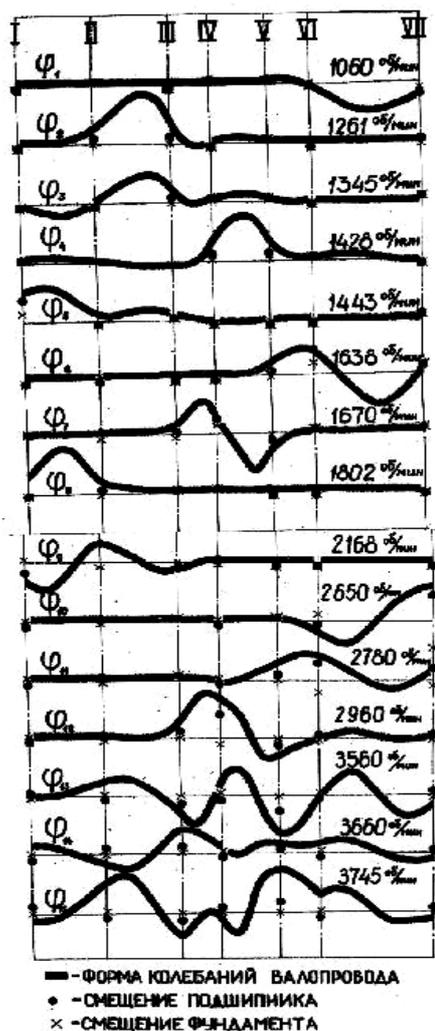


Рис.2. Спектр частот и форм колебаний ВОФ (вертикальное направление)

Показательна катастрофическая авария ТА 300 МВт Каширской ГРЭС в 2002 году [10 – 12]. Практически полностью были разрушены паровая турбина, генератор, конденсатор, повреждены фундамент ТА, несущие колонны стеновых ограждений со стороны генератора, обрушилась кровля машинного зала в четырех пролетах. Валопровод разрушился по семи сечениям, четыре из которых по ротору генератора. Крышка ЦСД сорвана и выброшена на отметку 14 метров – столь была велика сила нормального давления со стороны ротора на корпус. РСД разрушен по середине и полумуфте. Все изломы носят силовой характер. Поверхность излома ротора генератора со стороны водоводных отверстий имеет признаки трещин коррозионно-усталостного проис-

хождения. Эпицентром разрушения была передняя часть ротора генератора (излом по галтели посадочной поверхности втулки вентилятора). Излом в этом сечении имел сложный характер: 30% занимала кольцевая зона усталостной трещины с характерными притертостями; остальная часть – долом грубого рельефа, характерный для силового скручивания. Согласно [10] катастрофическая авария произошла «в результате короткого замыкания и пожара генератора, которые вызвали разрушения с заклиниванием роторов турбины и генератора из-за накопленных повреждений». В [12] отмечается наложение нескольких причин, ключевой из которых является разрушение ротора генератора после образования и развития до критического размера поверхностной усталостной трещины в зоне галтели около посадочного кольца под ступицу вентилятора. А толчком к началу развития ликвидационного процесса было разрушение титанового бандажного кольца генератора со стороны возбuditеля с повреждением обмотки статора генератора и последующим КЗ в обмотке статора. Следует отметить, что после капитального ремонта, проведения всех регламентных работ по турбине и генератору, обследования электрической части генератора, ТА отработал до аварии всего 11 суток. Непосредственно перед аварией ТА функционировал нормально: нагрузка была равна 235 МВт; параметры пара и вибрация находились в пределах нормы. Характер изломов на роторе генератора говорит о том, что бочка ротора генератора испытывала торможение, а инерционные моменты ротора со стороны соседних участков закручивали ротор. Силовой характер изломов в нескольких сечениях по длине валопровода трудно объяснить чистым торможением ротора без привлечения гипотезы асинхронного обката и сопутствующего ей крутильного удара, когда энергия вращения ротора перекачивается в энергию разрушения при последующем обкате свободных участков ротора по статору и изломами от значительных крутящих моментов.

Крупное разрушение ТА мощностью 135 Мвт произошло на ТЭЦ ВАЗа в июне 2002 г. При стабильной работе ТА на нагрузке 105 МВт произошел хлопок и возгорание заднего подшипника генератора с водородным охлаждением. Сработала система защиты, после чего был зафиксирован удар в районе турбины, повысилась вибрация и далее произошло короткое замыкание на роторе генератора. В процессе выбега консольная часть генератора со стороны контактных колец оторвалась и отлетела на расстояние 4 метра. Пожар распространился по всей турбине. При обследовании ТА обнаружены оторванными рабочие лопатки (на три четверти по окружности) и щека диска 20-й ступени ротора средне-низкого давления (РСНД), полное разрушение опор возбuditеля и задней опоры генератора. Причина разрушения: развитие усталостной трещины на консоли возбuditеля. Утечка водорода, возгорание в районе заднего подшипника с последующим коротким замыканием могли быть как первопричиной развития аварии, так и результатом отрыва лопаток и щеки диска 20-ой ступени. Динамические нагрузки после КЗ или после воздействия в районе 20-ой ступени на ротор могли привести к отрыву консоли возбuditеля, разрушению заднего подшипника генератора и подшипников возбuditеля. Усталостная трещина на консоли возбuditеля, как и усталостная трещина на галтели втулки вентилятора ТА Каширской ГРЭС не были во время обнаружены при профилактических осмотрах и ремонте.

Отсюда понятна опасность появления усталостных трещин во вращающихся элементах ТА и необходимость выявления их при ремонтах ТА. Работа обслуживающего персонала, вложения капитала в людские ресурсы, аппаратное обеспечение станций в настоящее время сосредоточены именно на раннем выявлении дефектов, способных запустить ликвидационный процесс (усталостных трещин лопаток, дисков и валов, недопустимых пластических деформаций ползучести теплонапряженных деталей ТА).

Эти меры дают свои положительные результаты, но не исключают аварийных ситуаций по причине старения металла и оборудования, а также определяемого объективными условиями снижения квалификации обслуживающего персонала. Существующая оценка остаточного ресурса стареющего оборудования, как и меры раннего выявления дефектов, способных стать началом развития ликвидационного процесса, также не лишены недостатков:

- низкая эффективность самих методов и средств контроля;
- возможность контроля только поверхности изделий (оценить состояние глубинных слоев металла и металла сварных соединений невозможно);
- зоны концентрации напряжений, являющиеся основными источниками развития повреждений, как правило, затруднены для контроля, а возникновение их часто определяется действием рабочих нагрузок;
- традиционные методы неразрушающего контроля непригодны для контроля дефектов на ранней стадии их развития.

Можно указать еще ряд причин, затрудняющих выявление дефектов при плановых и профилактических ремонтах, что лишь подтверждает факт отсутствия иллюзий по поводу послеремонтных гарантий. Как известно, катастрофическая авария на Каширской ГРЭС произошла через полторы недели после ремонта.

Изучение причин катастрофических аварий показывает, что часть аварийных ситуаций [10, 11] с мощным воздействием на ротор из-за отрыва одной или нескольких лопаток, или сектора диска не перерастает в катастрофическую аварию. А если это "удачное" стечение обстоятельств попытаться сделать закономерностью? Ведь возможность развития аварийной ситуации, к сожалению, присутствует всегда при современном состоянии средств контроля. Основной вопрос – в имеющихся способах ограничения ее последствий.

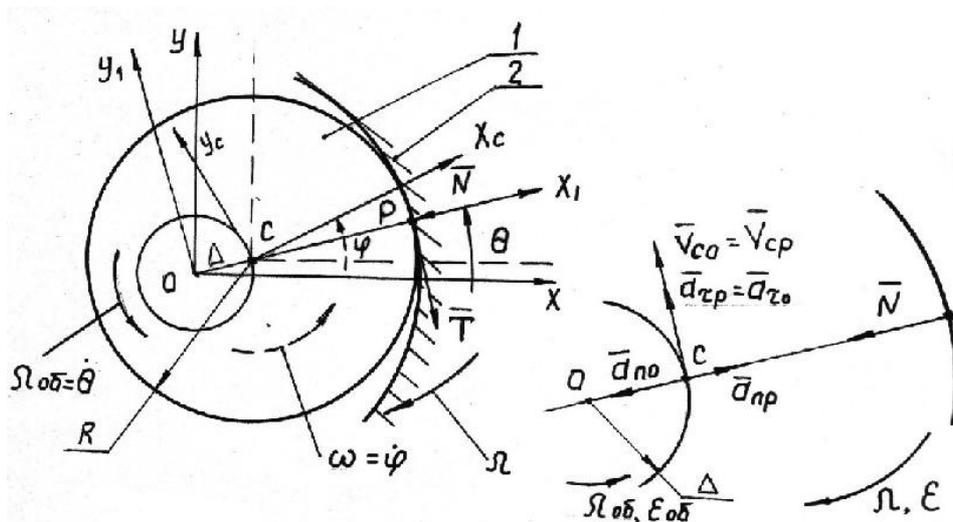


Рис. 3. Схема контакта при обкате ротора по статору:
1 – ротор; 2 – статор; d – система координат; δ – кинематические характеристики обката

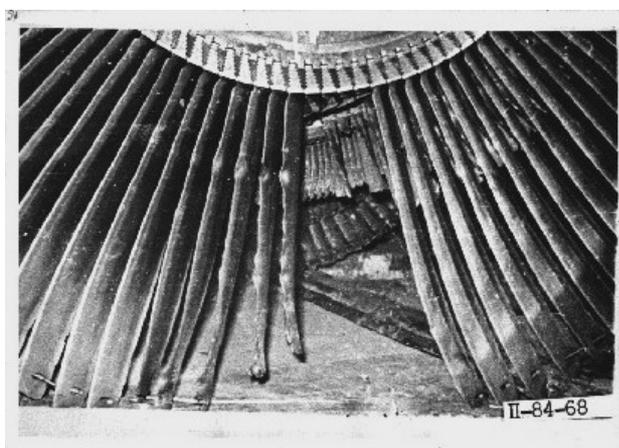


Рис. 4

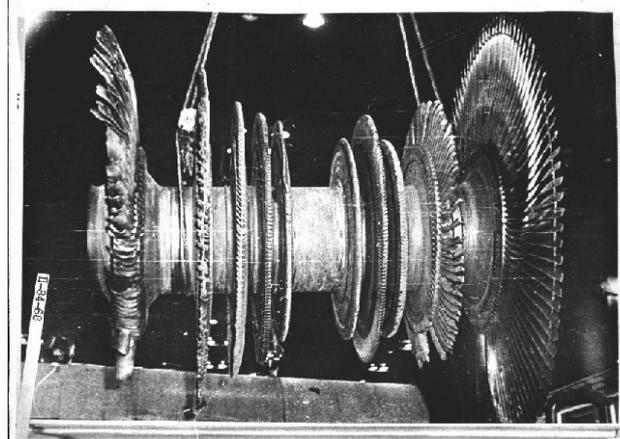


Рис. 5

Вынужденные колебания неуравновешенного ротора при переходе через резонансную зону или автоколебания с большой амплитудой вибрации с задеваниями о корпус (подшипник) могут тоже инициировать начало обката ротора по статору. Примером является авария ТА средней мощности (разработки Калужского турбинного завода), когда переход в стадию ликвидационного процесса не произошел по причине установки рамы ТА на податливые элементы (амортизаторы, демпферы) и наличия существенного демпфирования в специальных устройствах, представляющих собой резиновые ограничители с большими коэффициентами потерь в них. Причиной аварии стал большой остаточный

прогиб вала из-за нарушений технологии остановки турбины. Другой пример: авария ТА малой мощности ограничилась разрушением подшипника из тугоплавкого материала в связи с обкатом ротора по подшипнику. Причиной повышенных амплитуд вибрации при переходе через резонанс и контакта ротора с подшипником была установка значительной массы-имитатора на консоли ротора турбины перед гибкой муфтой (стендовая система роторов четырехпорная). Значительное трение в проточной части ТА между графитовыми вставками и усиками бандажных уплотнений ступеней (усики уплотнений прорезали канавки в графитовых вставках еще при контрольных пусках) привело к быстрому выходу

ротора из резонансной зоны на выбеге и прекращению дальнейшего развития аварии.

Аварийные ситуации, таким образом, не всегда заканчиваются катастрофическими последствиями и ликвидационный процесс развивается не всегда. В этих случаях аварийные ситуации ограничиваются лишь повреждениями с сохранением относительной целостности ТА и здания. Это указывает на необходимость наличия определенных условий для развития процесса ликвидации. Анализ показывает, что, возможно, была более лучшая отстройка от ближайшего к рабочим оборотам резонанса (крутильного, изгибного), увеличенные зазоры между корпусом и ротором, не столь опасная форма и величина приобретенного небаланса или недостаточное по величине усилие со стороны ротора на статор, когда перемещения ротора сопровождалось частичным контактом с корпусом и последующим развитием лишь синхронного обката ротора по корпусу. Последнее возможно при податливом корпусе в районе контакта или податливом основании, например, за счет установки ТА или отдельных его элементов на амортизаторы и демпферные устройства, т.е. введением мер прерывания ликвидационного процесса.

Таким образом, начальные причины, вызывающие катастрофические аварии, как показывает анализ, могут быть разными, но природа достаточно рациональна и, что касается самого процесса ликвидации, то он, по-видимому, имеет общий характер, так как приводит к похожим конечным результатам. Огромная энергия вращающегося вала (например, ротора мощной энергетической турбины) в короткий промежуток времени направляется на разрушение. В этот момент происходит резкое изменение скорости, что является основной характеристикой ударного процесса. Как сгладить ликвидационный процесс, если он начался (причины начала процесса, как показано выше, могут быть разными), и ограничиться пусть даже аварией, но значительно меньшего масштаба, нежели катастрофа; аварией, которая,

не всегда, но позволит восстановить вышедшие из строя элементы установки, а тем более не принесет больших разрушений или опасных экологических последствий и больших материальных потерь. Таким образом, нас будет интересовать сам процесс ликвидации, как правило, имеющий все признаки ударного процесса (короткий промежуток времени действия, огромное выделение энергии).

Условия контактирования ротора со статором при перемещениях ротора в зазоре от мгновенной разбалансировки, нестационарного внешнего воздействия, и задеваний о статорные элементы при повышенных амплитудах колебаний определяются (рис. 3) скоростью в точке P контакта, силой нормального давления N , возникающей при прижатии ротора к статору после воздействий на него, а следовательно и силой трения $T = fN$, зависящей от коэффициента трения f в месте контакта ротора и статора. Возможны два основных режима контакта при взаимодействии ротора со статором:

1. Если условия скольжения и контакта ($V_p > 0$; $N > 0$) при слабом прижатии ротора к статору какое-то время сохраняются, то возникает режим синхронного обката, когда ротор прижат к статору все время одной стороной из-за прецессии и просто тормозится (скорость ω уменьшается, а скорость Ω после нескольких колебаний из-за первоначального контакта стремится к скорости ω). Этот режим достаточно нестабилен и легко прерывается, когда нарушается условие $N > 0$ [9, 13, 14] при уменьшении возбуждения ротора по какой-либо причине (например, при выходе из резонансной зоны за счет торможения). После нескольких соударений и отскоков контакт нарушается полностью и нестационарный процесс переходит в режим стационарных вынужденных колебаний от небаланса.

2. При значительном прижатии ротора к корпусу и большой силе трения $T = fN$, когда $N \gg 0$, проскальзывание в месте контакта исчезает ($V_p = 0$; точка P становится мгновенным центром скоростей)

начинается режим обката ротора по статору с угловой скоростью $\Omega_{об} = -(R/\Delta)\omega$ [9, 15] (R – радиус вала; Δ – радиальный зазор; ω – угловая скорость вращения вала в момент начала обката).

В приложении более подробно изложена качественная оценка кинематики процесса обката для упрощенной модели ротора.

Обкат ротора по корпусу представляет собой плоское движение: вращение ротора вокруг собственной оси (относительное движение) и вращение ротора вокруг центра расточки статора (переносное движение), когда геометрический центр ротора имеет угловую скорость обката $\Omega_{об}$. В первый момент ротор тормозится силой трения в месте контакта; угловая скорость вращения ротора меняет знак и может достигнуть значения до $-3/2\omega$ (приложение). Это соответствует первому крутильному удару. Ротор закручивается, так как соседние участки (слева и справа) будут иметь угловое ускорение, за счет упругости вала, того же знака, но значительно меньшее по величине, чем в месте контакта и обгоняют участок вала, где произошел контакт. Какие то доли секунды времени начала развития асинхронного обката, ротор «приседает» – участок ротора в месте контакта тормозится, ТА «затихает», и в последующий момент обката угловое ускорение участка вала в месте контакта возрастает в сотни (точнее в $\sim R/\Delta$) раз за счет резкого возрастания кинетического момента, определяемого ростом возбуждающей силы T . Теперь уже закрутка участка вала в месте контакта меняется на противоположную при практически мгновенном возрастании угловой скорости обката и центробежной силы. Участок вала в месте контакта обгоняет соседние участки с новым крутильным ударом по ослабленным сечениям. Энергия вращения вала переходит в развитие процесса асинхронного обката, который необратим в случае «жесткого» контакта корпуса с вращающимся ротором и достаточной для начала развития процесса ликвидации силы трения T .

Ликвидационный процесс, таким образом, представляет собой специфический процесс самовозбуждающихся колебаний, когда энергия вращения ротора ТА засасывается, как в воронку, и преобразуется в короткий промежуток времени в энергию разрушения. После возникновения достаточной силы трения $T = fN$, ответственной за начало явления обката, она быстро возрастает из-за возрастания центробежной силы (увеличения $\Omega_{об}$) и силы нормального давления N ротора на корпус. Кинетическая энергия участка ротора в условиях контакта второго режима с корпусом срабатывает за короткий промежуток времени в самовозбуждающемся движении. Характер движения ротора зависит от величины коэффициента трения и силы нормального давления N в месте контакта. Но, по-видимому, не только от этого. Существенное значение имеет и податливость статора в месте контакта. Если она достаточно велика, то точка P перестает быть МЦС. Она перемещается уже не по экономичной круговой траектории расточки статора, а по более сложной кривой, к которой понятие МЦС и соотношения (1, 3) уже не применимы. Возможность нарушения контакта ротора со статором будет определяться деформацией (перемещением) статора в точке контакта, например, из-за податливых элементов крепления статора к фундаменту, что может быть осуществлено целенаправленно. В случае наличия податливых элементов (например, амортизированной рамы с демпферными устройствами) нарушению контакта будет способствовать движение статора с амортизированной рамой. Увеличение демпфирования в статорных элементах, за счет введения специальных устройств поглощения энергии в систему амортизации, при ударных процессах будет играть положительную роль. Податливость и потери энергии в специальных элементах статора в процессе ударного деформирования развивающегося процесса обката могут свести асинхронный обкат к менее опасному синхронному обкату с последующим разрывом кон-

такта. По-видимому, не меньшее значение будет иметь и податливость ротора в месте контакта, так как она тоже определяет величину силы взаимодействия контактирующих элементов. В табл. 1 отме-

чены основные обстоятельства, способствующие (или нарушающие) развитию асинхронного обката (развитию ликвидационного процесса).

Таблица 1

Развитию режима асинхронного обката ротора по статору (ликвидационному процессу):	
Способствуют	Нарушают режим (или режим не начинается)
<ul style="list-style-type: none"> – жесткие конструкции статора в месте контакта, обеспечивающие экономичную и в то же время опасную круговую траекторию обката с радиусом равным зазору Δ между ротором и статором; потери энергии в ударном процессе в этих условиях незначительны; – большая изгибная жесткость ротора в месте контакта также увеличивает силу взаимодействия контактирующих поверхностей. Опасными местами контакта можно считать пучности формы колебаний, ближайшей к рабочим оборотам (а точнее места максимальных динамических прогибов валопровода ТА) при вынужденных колебаниях на рабочих (и резонансных для гибких роторов) оборотах [1,2]. – уменьшенные зазоры между вращающимся ротором и неподвижными частями турбины, увеличивающие опасность контактов и развития асинхронного обката ротора по статору; – большие коэффициенты сухого трения в местах контактирования ротора со статором. 	<ul style="list-style-type: none"> – соблюдение для валопровода ТА правил проектирования, обеспечивающих меры по исключению появления усталостных трещин: <ul style="list-style-type: none"> – отстройка валопровода от крутильных и изгибных резонансов с оборотной и двойной оборотной частотой; предпочтение следует отдавать расположению ближайшей к рабочей скорости резонансной зоны выше рабочей скорости вращения. Когда резонансная зона располагается ниже рабочей скорости вращения, отстройка от рабочей скорости вращения должна быть с максимальным запасом. – уменьшение концентраторов напряжений на переходах между относительно жесткими и податливыми участками валопровода; – снижение до минимума перегрузок, связанных с КЗ, и несинхронными колебаниями в системах, включающих ТА и линии электропередач высокого напряжения; – увеличение зазоров между жесткими элементами статора и ротора; – обеспечение в районе пучностей форм колебаний (максимальных динамических прогибов ротора) снижения коэффициента трения статорных элементов ТА (например, за счет графитовых вставок, особенно в местах относительно жестких участков статора); – установка рамы с корпусными конструкциями ТА или его элементов на амортизаторы с ограничителями перемещений, обладающими значительными потерями энергии и обеспечивающими не только ограничение перемещений ТА по трем направлениям, но и увеличенные потери энергии при переходных колебаниях.

Какими возможностями обеспечены проектировщики для моделирования процессов нестационарных колебаний? В работах [1 – 3, 9] изложены алгоритмы поперечных колебаний роторов ТА, могущие стать при дальнейшем развитии основой отечественных разработок компьютерных программ анализа нестационарных процессов, лежащих в основе опасных катастрофических аварий. Дополни-

нием к этим разработкам являются алгоритмы и программы [16 – 22], позволяющие, при соответствующей доработке, исследовать нестационарные процессы при продольных и поперечных колебаниях роторов, как твердых тел, связанных гибкими муфтами, в случае установки ТА или его элементов на амортизированной раме. СПКА (как один из вариантов) может быть разработана на основе элемен-

тов (амортизаторов, демпферов, ограничителей перемещений) противоударной защиты ТА специального назначения. Длительная эксплуатация отечественных амортизаторов и демпферных устройств показала их надежность и работоспособность. Ударные и вибрационные характеристики этих элементов определялись в исследовательских центрах и на предприятиях-изготовителях России

Приложение

Для оценки величин ускорений и действующих на статор сил при обкате ротора по статору рассматривается упрощенная модель механической системы ротор-статор. Статор является абсолютно жестким; ротор представляет собой безинерционный гибкий вал с диском массой m , вращающийся с угловой скоростью ω при прямой синхронной прецессии; радиальный зазор Δ между ротором и статором мал по сравнению с радиусом касания R ; весовая нагрузка мала по сравнению с действующими силами и поэтому не учитывается; ротор идеально отбалансирован; импульс силы всегда пересекает ось, проходящую через т. P (рис. 3); при контакте ротора сила прижатия его к статору достаточна для начала процесса обката без проскальзывания.

Система координат:

XOY – неподвижная система координат (т. O – центр расточки статора);

X_cCY_c – подвижная система координат, связанная с геометрическим центром ротора и вращающаяся вместе с ротором (относительное движение);

X_1OY_1 – подвижная система координат, вращающаяся вокруг т. O (переносное движение);

ω – угловая скорость вращения ротора вокруг геометрического центра до контакта;

Ω, ε – угловая скорость и угловое ускорение вращения вокруг т. P (при отсутствии проскальзывания);

$\Omega_{об}, \varepsilon_{об}$ – угловая скорость и угловое ускорение обката (в переносном движении) центра инерции (т. C) вокруг т. O ;

$\phi = \omega$; $\dot{\Theta} = \Omega_{об}$; \bar{N} – нормальная реакция статора;

$\bar{T} = f \cdot \bar{N}$ – сила трения между статором и ротором при отсутствии проскальзывания;

Вращение против часовой стрелки принято за положительное направление.

Сумма моментов $\sum M_p(\bar{S}_i^e)$ внешних ударных импульсов относительно оси P в любом положении т. P на расточке статора равна нулю (ударный импульс \bar{S}_p пересекает ось P). Тогда на основании теоремы об изменении кинетического момента механической системы

$$\frac{dL}{dt} = \sum M_p(\bar{S}_i^e) : \frac{dL}{dt} = 0. \quad (1)$$

Кинетический момент относительно оси, проходящей через т. P вдоль образующей цилиндра:

L_{1p} – в момент начала контакта;

L_{2p} – после выхода на обкат.

Непосредственно в момент начала контакта ротор проскальзывает:

$$\begin{aligned} L_{1p} &= (I + mR^2) \cdot \omega + mV_{CO} \cdot R = \\ &= \frac{3}{2}mR^2 \cdot \omega + m \cdot \omega \cdot \Delta \cdot R = m\omega R \cdot \left(\frac{3}{2}R + \Delta\right) \cong \\ &\cong \frac{3}{2}mR^2 \cdot \omega, \end{aligned}$$

где $I = \frac{1}{2}mR^2$ – момент инерции массы диска;

$V_{CO} = \omega \cdot \Delta$ – скорость т. C при движении вокруг центра расточки статора.

После выхода на обкат (без проскальзывания):

$$L_{2p} = -mV_{CP} \cdot R = -m \cdot R \cdot R \cdot \Omega = -mR^2 \cdot \Omega,$$

где « \leftarrow » учитывает движение вокруг т. P (МЦС) по часовой стрелке:

$$\begin{aligned} L_{2p} - L_{1p} &= 0; \\ -mR^2 \cdot \Omega - \frac{3}{2}mR^2 \cdot \omega &= 0; \quad \Omega = -\frac{3}{2}\omega. \end{aligned} \quad (2)$$

Угловая скорость собственного вращения ротора практически мгновенно меняет направление вращения на обратное. Это соответствует первому крутильному удару.

$V_{CP} = \Omega \cdot R$ – скорость т. C во вращательном движении вокруг т. P :

$$\begin{aligned} \bar{V}_{CO} &= \bar{V}_{CP}; \quad \Omega_{об} \cdot \Delta = -\Omega \cdot R; \\ \Omega_{об} &= -\Omega \cdot \frac{R}{\Delta} = -\left[-\frac{3}{2} \omega \cdot \frac{R}{\Delta}\right]; \\ \Omega_{об} &= \frac{3}{2} \cdot \omega \cdot \frac{R}{\Delta}. \end{aligned} \quad (3)$$

Переносное движение ($\Omega_{об}$), возрастает в $\sim R/\Delta$ раз, сохраняя направление прямой синхронной прецессии. Выход ротора на обкат происходит за короткий промежуток времени Δt . Это соответствует второму крутильному удару.

Кинематические характеристики ротора в относительном движении:

$a_{np} = \Omega^2 \cdot R$; $a_{\tau p} = \varepsilon \cdot R$ – нормальное и касательное ускорения во вращательном движении вокруг т. P .

Здесь $\varepsilon = \frac{\Delta \Omega}{\Delta t} = \frac{-\frac{3}{2} \cdot \omega - \omega}{\Delta t} = -\frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{\Delta t}$ – угловое ускорение при движении вокруг т. P :

$$\bar{a}_{\tau p} = \bar{a}_{\tau o}; \quad |\varepsilon \cdot R| = |\varepsilon_{об} \cdot \Delta|.$$

Кинематические характеристики ротора в переносном движении с учетом положения т. O и т. C (полюсов вращения):

$$\begin{aligned} -\varepsilon \cdot R &= \varepsilon_{об} \cdot \Delta; \\ \varepsilon_{об} &= -\varepsilon \cdot \frac{R}{\Delta} = -\left(-\frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{\Delta t}\right) \cdot \frac{R}{\Delta} = \frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{\Delta t} \cdot \frac{R}{\Delta} \end{aligned} \quad (4)$$

угловое ускорение обката;

$a_{no} = -\Omega_{об}^2 \cdot \Delta$; $a_{\tau o} = \varepsilon_{об} \cdot \Delta$ – нормальное и тангенциальное ускорения обката.

Величина нормального ускорения центра масс (т. C) ротора (определяющая силу давления на статор при обкате):

$$a_{no} = -\Omega_{об}^2 \cdot \Delta = -\left(\frac{3}{2} \omega \cdot \frac{R}{\Delta}\right)^2 \cdot \Delta = -\frac{9}{4} \cdot \omega^2 R \cdot \frac{R}{\Delta}.$$

Знаки выбраны в соответствии с принятым положительным направлением оси x_1 .

Пример:

$\Delta t = 2$ с; $R = 0,2$ м; $\Delta = 0,002$ м;

$n = 3000$ об/мин; $g = 9,81$ м/с².

Угловое ускорение обката (по (4)):

$$\begin{aligned} \varepsilon_{об} &= \frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{\Delta t} \cdot \frac{R}{\Delta} = \frac{5}{2} \cdot \frac{\omega}{2} \cdot \frac{0,2}{0,002} = 250 \cdot \omega \text{ рад/с}^2; \\ \omega &= \frac{\pi \cdot n}{30}; \end{aligned}$$

$$\varepsilon_{об} = 250 \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 250 \cdot \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 7,8 \cdot 10^4 \text{ рад/с}^2;$$

$$\Omega_{об} = \varepsilon_{об} \cdot \Delta t = 7,8 \cdot 10^4 \cdot 2 = 15,6 \cdot 10^4 \text{ рад/с}.$$

Число оборотов при обкате:

$$n_{об} = \frac{30 \cdot \Omega_{об}}{\pi} = \frac{30 \cdot 15,6 \cdot 10^4}{3,14} \cong 15 \cdot 10^5 \text{ об/мин};$$

$$k = \frac{n_{об}}{n} = \frac{15 \cdot 10^5}{3 \cdot 10^3} = 500.$$

Число оборотов при обкате (через $\Delta t = 2$ с) в 500 раз превышает число оборотов в начале контакта.

Усилие, действующее на статор при обкате:

$$\bar{R} = -\bar{N}; \quad R = m a_{no} = m \cdot \frac{9}{4} \omega^2 R \cdot \frac{R}{\Delta}$$

превышает вес ротора в

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{R}{G} = \frac{m \cdot \frac{9}{4} \cdot \omega^2 R \cdot \frac{R}{\Delta}}{m \cdot g} = \frac{9}{4} \omega^2 R \cdot \frac{R}{\Delta} \cdot \frac{1}{g} = \\ &= \frac{9}{4} \cdot 314^2 \cdot 0,2 \cdot \frac{0,2}{0,002} \cdot \frac{1}{g} = \frac{1}{g} \cdot 4,4 \cdot 10^6 \cong 440 \cdot 10^3. \end{aligned}$$

Литература

1. Костюк А.Г., Шатохин В.Ф. Колебания турбоагрегата на фундаменте, вызываемые неуравновешенностью валопровода. // Теплоэнергетика. – 1971. – № 12. – С. 79 – 82.
2. Шатохин В.Ф. Расчетное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте: Дисс. ... канд. техн. наук. – М.: МЭИ, 1972.
3. Шатохин В.Ф. Нестационарные колебания системы ротор-опоры при сотрясении основания // Машиноведение, – 1989. – № 2. – С. 78 – 83.
4. Kalderon D. Steam turbine failure an Hinkley Point “A” // Proc. IME. – 1972. – V. 186, №31. – P. 341 – 377.

5. Hoppman H. Grossschaden an Dampfturbinen // Maschinenschaden. – 1973. – V. 46, № 1. – P. 1 – 6.
6. Щегляев А. В., Костюк А.Г. Действие внезапной разбалансировки на ротор турбогенератора // Теплоэнергетика. – 1969. – № 8. – С. 5 – 10.
7. Розенблюм В.И., Олимпиев В.И. Прочность валов турбомашин при внезапных аварийных разбалансировках // Энергомашиностроение. – 1974. – № 1. – С. 1 – 3.
8. Олимпиев В.И. Об обкате неуравновешенного гибкого ротора по статору // Машиноведение. – 1976. – № 1. – С. 52 – 56.
9. Позняк Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке // Машиноведение. – 1987. – № 5. – С. 66 – 74.
10. Комаров В.А. Безопасность, надежность, повреждаемость, вибросостояние и диагностика оборудования ТЭС // Сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». – М.: ВТИ. – 2003. – С. 31 – 38.
11. Комаров В.А. Крупные разрушения оборудования, повреждения лопаточного аппарата и нарушения нормального вибросостояния турбоагрегатов ТЭС. Мероприятия по повышению надежности // Сб. докладов «Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций». – М.: ВТИ. – 2003. – С. 39 – 46.
12. Загреддинов И.Ш., Костюк А.Г., Трухний А.Д., Должанский П.Р. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5. – С. 5 – 15.
13. Банах Л.Я. Некоторые явления, возникающие при движении вала в подшипниках с зазором // Машиноведение. – 1965. – № 1. – С. 70 – 77.
14. Денисов Г.Г., Неймарк Ю.И., Сандалов В.М., Цветков Ю.В. Об обкате ротора по жесткому подшипнику // Механика твердого тела. – 1973. – № 6. – С. 4 – 13.
15. Артоболевский И.И., Костицин В.Т., Раевский Н.П. Об одном состоянии вала, вращающегося в подшипнике без смазки с зазором // Машиноведение. – 1949. – № 2. – С. 168 – 173.
16. Dietz H. Bautechnische Lagerungsprobleme in Warmerkraftwerken // „Mitt.VGB“. – 1971. – № 6. – P. 466 – 471.
17. Bjorklund H., Johansson K., E., Liss & G. ASEA (Sweden) Damping of subsynchronous oscillations in systems containing turbine generators and HVDS links // International Conference on Large High Voltage Electric Systems, 1980.
18. Болотин В.В., Кирюхин В.И., Карпин Е.Б., Шатохин В.Ф., Самсонов Ю.П. Метод расчета сложных амортизированных систем на ударные воздействия // Вопросы кораблестроения. Серия «Корабельные энергетические установки». – Л.: ЦНИИ «РУМБ». – 1976. – Вып. 2. – С. 99 – 107.
19. Карпин Е.Б., Мишенков Г.В., Самсонов Ю.П., Шатохин В.Ф. Расчет сложных амортизированных систем // Сб. «Вопросы кораблестроения». Сер. Корабельные энергетические установки. – Л.: ЦНИИ «РУМБ». – 1984. – Вып. 23. – С. 78 – 84.
20. Кирюхин В.И., Кирюхин А.В., Шатохин В.Ф., Циклин Е.А. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с демферными устройствами во втором каскаде // Вестник машиностроения. – 2002. – № 9. – С. 13 – 16.
21. Шатохин В.Ф., Циклин Е.А. Исследование нестационарных колебаний многомассовой амортизированной системы с металлическими ограничителями перемещений во втором каскаде // Вестник машиностроения. – 2001. – № 12. – С. 6 – 3.
22. Шатохин В.Ф. Влияние типа связи на динамические характеристики амортизированного оборудования при нестационарном инерционном воздействии // Вестник машиностроения. – 2005. – № 2. – С. 26 – 30.

Поступила в редакцию 12.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.Д. Ямпольский, Московский технический университет им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), КФМГТУ, Калуга.