А.И. КУМЕНКО, Н.Ю. КУЗЬМИНЫХ (ООО НПЦ «Динамика», г. Омск, Россия)

О СТАНДАРТАХ ИСО И ЯВЛЕНИЯХ «OIL WHIP» И «OIL WHIRL» ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ*

О стандартах ИСО по диагностике

Выполнен анализ нормативных документов – стандартов ИСО и аналогичных им российских ГОСТ, в том числе:

- ISO 13373-3:2015 (ГОСТ Р ИСО 13373-3–2016). Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 3. Руководство по диагностированию по параметрам вибрации;
- ISO 13373-4:2016. Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 4: Diagnostic techniques for gas and steam turbines with fluid-film bearings (В этом случае российского стандарта еще нет, так как ИСО не утвержден).

Но прежде чем обсуждать проект стандарта по диагностике, следует отметить несогласованность стандартов – словарей по вибрации, их всего три: 1) ISO 1925:2001 Mechanical vibration- Balancing- vocabulary; 2) ISO 2041: 2009 Mechanical vibration Shock and condition monitoring- vocabulary; 3) ISO -13372:2012 Condition monitoring and diagnostics of machines - vocabulary. Все они имеют российские аналоги. Рассмотрим несколько примеров, приведенных в табл. 1.

Таблица 1

Противоречия в нормативной документации

Термин	ГОСТ24346–80	ГОСТ Р ИСО 2041–2012	Комментарий
	ISO 1925:2001	ISO 2041: 2009	
Колебания	Колебания значений кинематической или динамической величины, характеризующей механическую систему	Изменение, обычно во времени величины в некоторой системе отсчета, когда значение становится то больше, то меньше некоторого заданного значения	Процесс, который характеризуется многократным поочередным возрастанием или убыванием параметра во времени, называется колебательным или просто колебаниями (справочник по вибрации в технике, т. 1)
Вибрация	Движение точки или механической системы, при котором происходят колебания, характеризующие его скалярные величины	Движение механической системы (точки механической системы), при котором происходят периодические или случайные колебания, характеризующей его величины относительно положения равновесия	Вибрация – почти синоним слов механические колебания. Следует упомянуть о малых колебаниях для большинства задач диагностики и оценки технического состояния

* Данная работа выполняется при финансовой поддержке РНФ в соответствии с соглашением № 15-19-00267 от 19 мая 2015 г.

Окончание табл. 1

Динамическая жесткость Dynamic stiffness (комплексная жесткость)	Отношение амплитуды гармонической вынуждающей силы к комплексной амплитуде перемещения при гармонической вынужденной вибрации линейной системы	Отношение комплексной силы в заданной точке мехсистемы к комплексному перемещению в той же или иной точке	Хотя матрица жесткости имеет обычно обратную матрицу податливости, определения не соответствуют по смыслу друг другу. Понятия статической динамической жесткости и податливости даны не в терминах механики. Необходимо более общее определение, принятое в механике.
Динамическая податливость Dynamic compliance (комплексная податливость)	Величина, обратная комплексной жесткости	Частотно-зависимое отношение спектра (спектральной плотности) перемещения к спектру (спектральной плотности) силы*	

* Неудобоваримое определение.

Не должно быть три противоречивых словаря в области вибрации. Должен быть один, полный и корректный. Кроме того, в имеющихся словарях некоторые термины либо упущены, либо недостаточно ясно трактуются.

Рассмотрим теперь основную таблицу стандарта ИСО, как заявлено, таблицу А. 1 (приложение 1) **Неисправности для вибрационного анализа газовых и паровых турбин на гидродинамических подшипниках** (табл. 2).

В табл. 2 рассматриваются основные дефекты и некоторые свойства, которые им сопутствуют, так называемые диагностические признаки, хотя в самом тексте ИСО такой термин не употребляется. Предполагается, что эти признаки будут способствовать установлению диагноза.

Основные замечания, которые возникли по этой таблице следующие:

a) **первое общее замечание:** таблица плохо структурирована, нет систематизации дефектов по происхождению, например, рассмотрим дефекты и особенности турбоагрегата, которые возникают на разных стадиях:

I группа: Дефекты, возникающие при проектировании турбоагрегата (недостаточная отстройка от резонансов валопровода, статорных элементов; недостаточные запасы динамической устойчивости по частоте вращения и по расходу рабочего тела [2] и др.). Об этом в таблице и пояснениях к ней нет ни слова.

II группа: Дефекты, возникающие при изготовлении деталей и узлов и монтаже турбоагрегата, – все известные технологические дефекты. К сожалению, не все дефекты в таблице указаны.

III группа: Дефекты возникающие при пуске и эксплуатации турбоагрегата (от трещин до просадок опор, в том числе из-за сейсмических ударов, вибраций, обводнения грунта и пр.).

В этой связи следовало сделать три части табл. А. 1, которые, конечно, взаимосвязаны, так как врожденные (конструктивные) дефекты или монтажные усиливают эксплуатационные.

b) **второе общее замечание:** таблица А.1 далеко не полна. Например, только дефектов, связанных с неуравновешенностью, может быть несколько: это и тепловой прогиб турбинных

роторов, и тепловой прогиб генераторов и возбудителей, и тепловой прогиб, связанный с нарушением тепловой пробы, когда ось слитка не совпадает с осью поковки. Никакого разделения и пояснения различных видов теплового прогиба нет и нет самого главного признака – прохождения ротором резонанса при пуске и останове. Как известно, на останове амплитуда колебаний превышает в несколько раз и более резонансную амплитуду колебаний при пуске. Всего главных дефектов не менее трех десятков;

c) **третье общее замечание:** турбина обычно работает вместе с генератором, валопровод и дефекты ротора генератора влияют на турбину и наоборот. Поэтому надо рассматривать диагностику механической части турбоагрегата как единого организма. В представленной ISO 13373-4. табл. А.1 нет вопросов по механической части генератора, например, нет дисбаланса, связанного с тепловым прогибом и его детальных объяснений, не рассмотрено влияние тяжелого ротора генератора на вибрацию более легких роторов турбины и возбудителя. Более того, необходимо существенно дополнить и исправить 3-ю часть стандарта, где дана теоретическая часть;

d) к сожалению, очень мало важнейшей для диагностики информации по всплытию и движению вала в расточке подшипника. Чтобы отличать причины задеваний от высоких вибраций и задеваний от расцентровок авторами введены понятия статический и динамический минимальный зазоры в подшипниках и уплотнениях [1, 7]. В РФ для крупных турбин используется понятие полной системы датчиков вала [3, 4], когда датчики вала стоят попарно с двух сторон цапфы и это позволяет измерить целый ряд дефектов эксплуатации и сборки. В ИСО ни в 3-й части (ISO 13373-3), ни в 4-й части (ISO 13373-4) зазоры не обсуждаются.

Теперь перейдем к замечаниям по содержанию ячеек табл. А.1. Чтобы легче ориентироваться в них, вся таблица представлена матрицей 9 столбцов и 14 строк. Поэтому замечание (i, j) относится к ячейке на пересечении i-й строки и j-го столбца матрицы табл. А.1. После представления замечаний к таблицам совершенно ясно, в каком направлении следует править текст.

e) замечание 2.1 – Shaft unbalance и 3.1 – Shaft unbalance – Metal loss from rotating component.

Дисбаланс вала желательно представить намного шире: может быть занос турбины солями (изменение дисбаланса); изгиб ротора из-за отсутствия люфта насадных деталей (тепловой прогиб); изгиб ротора из-за неравномерной посадки насадных деталей; искривление вала при нагреве из-за несовпадения оси слитка и оси поковки (нормируется); искривление вала из-за попадания и испарения масла или воды в полость ротора и т. д. Есть очень интересная наведенная вибрация легкого ротора от соседнего тяжелого ротора. Затем эти дефекты надо совместно с дефектами 5.1 Permanent bend, 6.1 Transient bend (no rubbing) and 7.1 (with hard rubbing), 11.1 Differential creep on rotors рассредоточить по группам I–III.

g) Термин "alignment" требует более подробного пояснения, чтобы не путать два типа возмущений.

Первый тип возмущений – расцентровки роторов по полумуфтам – приводит к перераспределению реакций опор и меняет динамические свойства системы; второй тип возмущений – расцентровки роторов в смысле несовершенств сборки полумуфт роторов (жаргон – «колено» и «маятник»), это дает совершенно другой тип возмущения – кинематическое возмущение вынужденных колебаний. В словарях на эту тему пояснений нет, все свалено в одну кучу. Поэтому требуется более подробное объяснение и описание несовершенства сборки роторов по полумуфтам. Например, биение роторов из-за «коленчатости» или «маятника» диагностируется на малых частотах вращения, а дефект «коленчатость» дает вторую гармонику. В табл. А.1 этих признаков нет.

h) также более подробное описание требуется для дефекта 11.1 типа «остаточный прогиб ротора» или «Differential creep on rotors». Авторами доказано, что он может быть причиной не только неравномерных физических свойств, но и из-за неравномерных центробежных сил от остаточного дисбаланса [5].

p) также свалены в кучу явления «Oil Whip» и «Oil WhirI», у которых разная физическая природа [1, 6, 7], и др. В связи с изложенным предлагаю исправить данный документ. Дополнения надо начать со словаря и описания явлений (часть 1, 3, а затем 4).

О явлениях «Oil Whip» и «Oil Whirl»

Рассмотрим более детально важные вопросы, связанные с двумя терминами в части явлений автоколебаний «Oil Whip» и субгармонических вибраций «Oil Whirl» при эксплуатации роторных систем. И в третьей, и в четвертой частях стандарта ИСО 13373 термин «Oil whirl» отсутствует, нет подробного описания явлений «Oil Whirl» и "Oil Whip», нет сведений, какие силы вызывают эти явления, и их разная физическая природа не раскрывается.

В [6–9,12,13] мало приводится сведений о взаимосвязи автоколебаний и субгармонической вибрации и субгармонического резонанса (СГР). В [9] рассматривается случай, когда из-за субгармонического резонанса с частотой $^1/_3$ от рабочей разваливается ротор генератора. Поэтому неудовлетворительным является объяснение существования субгармонического возмущения в подшипниках скольжения с частотой $^1/_2$, связанное с потоками масла по окружности. Оно не может объяснить существование СГР с частотами меньше $^1/_2$ от рабочей. В то же время на основании исследований [7, 8] установлено, что причиной возникновения СГР в нелинейных системах, коими всегда являются роторы на подшипниках скольжения да еще с сопутствующими возмущениями типа задеваний или ослабления опорной системы, может быть любой вид возмущения, в том числе дисбаланс. Причем чем выше уровень возмущения, тем выше уровень сопутствующих субгармонических вибраций может наблюдаться. Частота этих вибраций зависит от того, насколько близок резонанс системы с частотой $^1/_2$, $^1/_3$… и т. д. Если он близок к $^1/_2$ система может постепенно втягиваться в этот резонанс, интенсивность которого тем выше, чем ближе рабочая частота к удвоенной величине резонансной частоты.

Известны работы Мушинской А. [12], где выявлены субгармонические вибрации при задеваниях. При этом если система работает близко к частоте, кратной второй собственной частоте, то может, видимо, возникнуть вибрация с частотой, близкой ко второй собственной частоте.

Далее рассматриваются некоторые результаты экспериментального исследования возникновения автоколебаний на 4-опорном роторном стенде (рис. 1) с плавно регулируемым перемещением опор [6, 7]. На цапфах установлены по две пары датчиков вала в соответствии с ГОСТ Р 55263–2012. Зазоры в эллиптических подшипниках диаметром 60 мм и длиной 38 мм составили в среднем 0,25 мм.

Предварительно валопровод был собран без расцентровок. Затем путем плавного смещения опор друг относительно друга с шагом 0,05 мм задавались расцентровки в вертикальной плоскости. В каждом положении регистрировалось всплытие и вибрация вала. Частота вращения менялась от 0 до максимально допустимой величины, при которой низкочастотная вибрация на среднем диске (в центре первого гибкого ротора) достигала размаха в 2 мм. Максимальная частота зависела от температуры смазки и величин расцентровок и менялась в пределах 40–50 Гц.

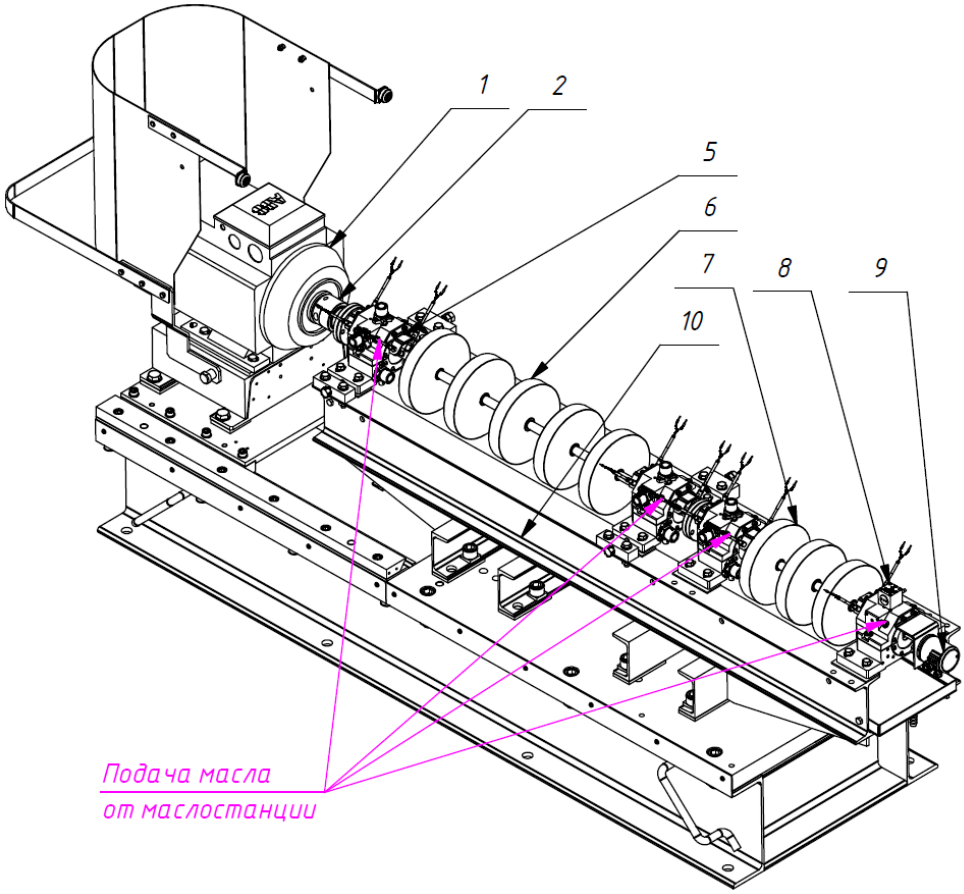

Рис. 1. Макет испытательного роторного стенда:
1 – асинхронный электродвигатель, 3000 об/мин; *2* – полумуфта привода; *3* – пьезоэлектрический вибропреобразователь; *4* – вихретоковый датчик (14 шт.); *5* – опора подшипника скольжения с эллептическим вкладышем; *6* – ротор № 1–5 дисков (общая масса 35 кг); *7* – ротор № 2–3 диска (общая масса 22 кг); *8* – датчик вибрации трехкомпонентный; *9* – опора роторной системы

На основании многочисленных пусков (более 60 вариантов испытаний) показано влияние температуры масла на границу возникновения автоколебаний и амплитуды вынужденных колебаний при переходе через резонанс при различных значениях взаимного положения опор. Пример каскадного спектра цапфы № 1 на выбеге показан на рис. 2. По высоте на каскадном спектре откладывалась амплитуда колебаний в долях мм. В данном случае пускался отдельный ротор с максимальным остаточным погибом 0,3 мм (не отбалансирован). На нем возникали автоколебания с частотой 16,5–17 Гц. При пуске они возникли на частоте вращения 34 Гц, на выбеге они пропадали на частоте 28 Гц. По мере приближения к рабочей частоте вращения в районе 45 Гц они существенно и неожиданно снижались (рис. 3).

После балансировки прогиба ротора вибрации на критической частоте упали в несколько раз, и частота потери устойчивости заметно выросла с 34 до 45 Гц (рис. 4). При снижении оборотов автоколебания пропадают на несколько герц ниже, в районе 38 Гц. Наблюдается известный феномен гистерезиса. При присоединении второго, более жесткого ротора вибрация поднялась до 49,9 Гц. При минимальных погрешностях сборки валопровод показал границу устойчивости 49,95 Гц при пуске.

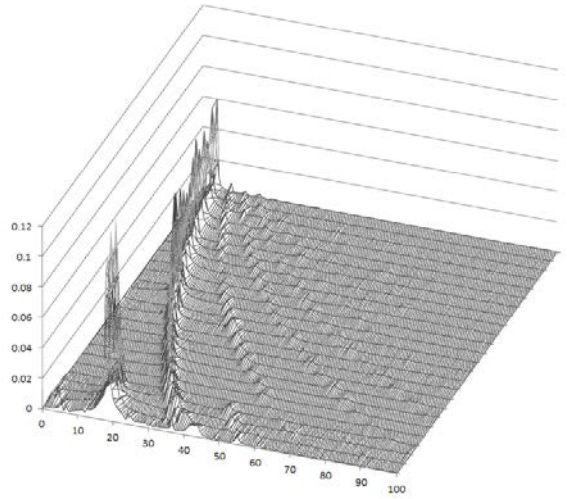

Рис. 2. Пример каскадного спектра цапфы № 1 на выбеге. Отдельный ротор с погибом 0,3 мм. Автоколебания с частотой 16,5–17 Гц.

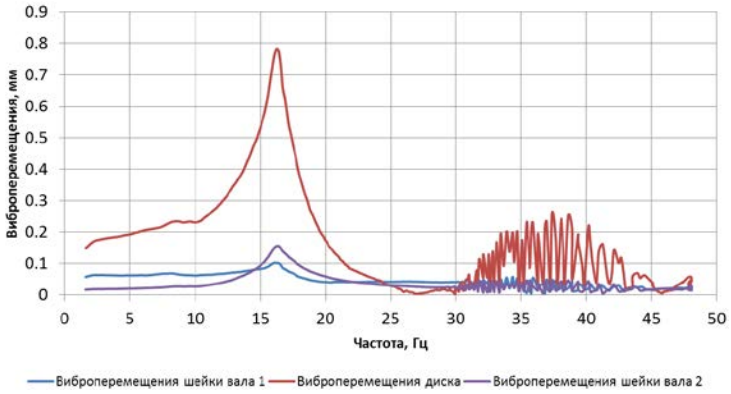

Рис. 3. АЧХ на выбеге по датчикам вала (вал с остаточным прогибом)

Результаты экспериментов показали: при холодной смазке всплытие выше, чем на горячей, анизотропия системы уменьшается, и система имеет наименьшие запасы системного демпфирования. Работа возмущающих сил значительно превышает работу сил демпфирования. С повышением температуры масла граница возникновения НЧВ отодвигается вверх более чем на 7–10 Гц, при дальнейшем повышении температуры она снова снижается из-за уменьшения системного демпфирования.

Границей потери устойчивости и амплитудой перехода через резонанс гибкого ротора можно управлять, меняя взаимное положение опор.

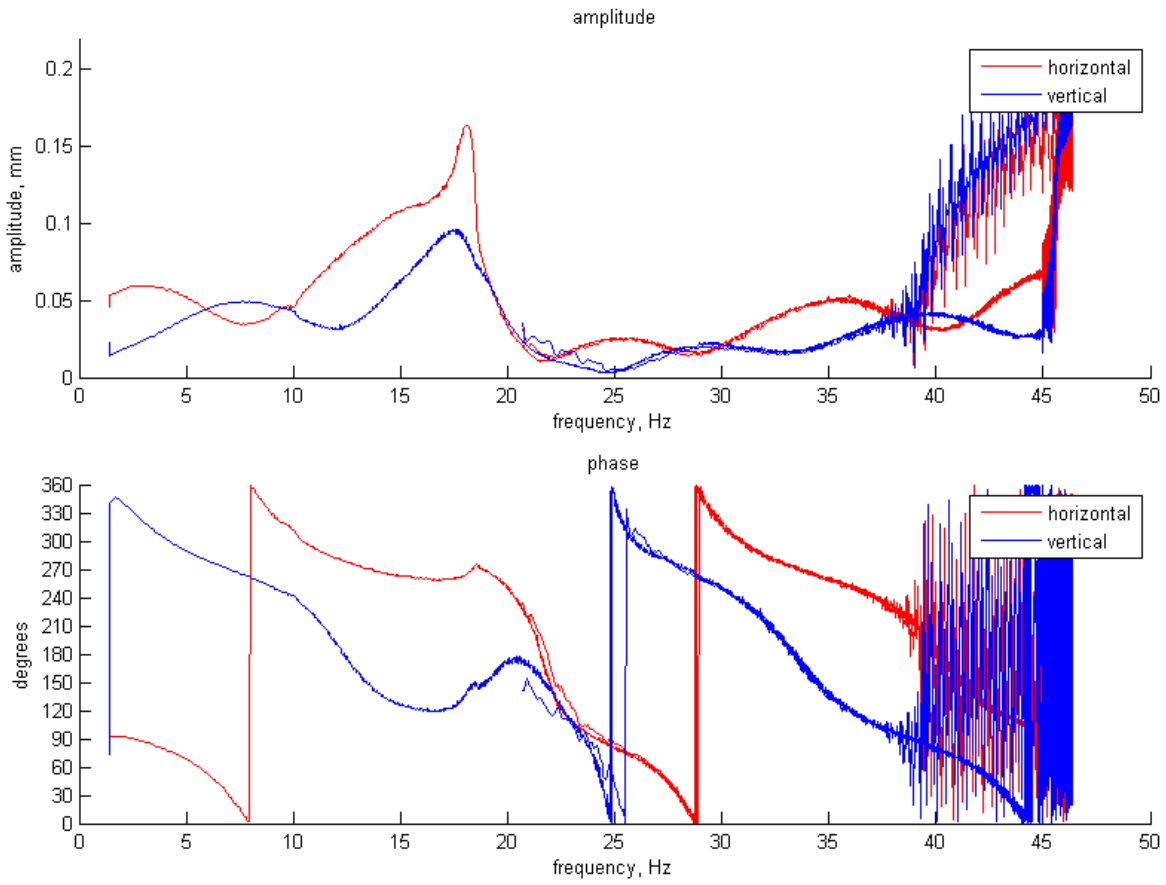

Рис. 4

Всегда имеется возможность найти такое положение опор, когда амплитуда вынужденных колебаний минимальна, а запас устойчивости по частоте вращения максимален. При значительных отклонениях в центровках граница устойчивости также значительно снижается. При погрешностях сборки в пределах допуска в 0,02 мм существенного изменения границы устойчивости не наблюдается.

Явление субгармонического резонанса наблюдается при задеваниях и при частотах вращения, близких к удвоенной первой собственной частоте.

Таблица 2

Таблица А.1. Неисправности для вибрационного анализа газовых и паровых турбин на гидродинамических подшипниках по ISO/CD 13373-4

Неисправность	Вибрационное состояние и тенденции его изменения	Начальная скорость изменения амплитуды вибрации	Основной частотный компонент измененной амплитуды вибрации	Поведение вибрационного состояния во времени	Влияние на резонансную частоту	Поведение при пуске	Повторяемость	Примечание
1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9
Дисбаланс вала	Стабильное состояние	Явно заметный	1X	Стабильное	Нет	Не подвержен воздействию	Повторяется	Фаза не меняется, амплитуда изменяется с изменением частоты
2.1								
Дисбаланс вала –Износ или потеря массы металла вращающихся частей	(Обычно стабильное состояние, но может измениться) медленно меняющееся,	Скачкообразное изменение или последовательность изменений.	1X	Стабильное для следующего шага	Чувствитель ность значительно изменилась	В отдельном случае можно услышать трение		Самые большие изменения обычно возникают в подшипниках поврежденного ротора-амплитуда и фаза
3.1								
Изменение взаимного положения подшипников	Следующий эксплуатационный переходный процесс,, Изменяется в соответствии с изменениями в подшипниках	Медленный, если не преобладает (завихрение масла) масляная низкочастотная вибрация(НЧВ)	В основном 1X.Может проявиться менее, чем 1X(см. масляная низкочастотная вибрация завихрение масла)	При устойчивых условиях достигается новый стабильный уровень	Может изменяться снижаться на поврежденно м роторе,,,, ?изменяться		Тенденция есть, но не Обязательно амплитуды будут повторяться после такого переходного процесса	Обратный ход переходного процесса не изменит немедленно вибрацию. Коррелируется при помощи давления вкладыша подшипника и температуры металла ПОЛОЖЕНИЕ РОТОРА
4.1								
Остаточный прогиб	Во время или после переходного процесса, значительное изменение (падение) температуры пара или изменение положения (задевание(ротора и корпуса	Быстрый –часто значительный	1X	Снижается с пониженнем скорости. Стабилизирует ся на новом стабильном уровне	Уровень отклика значительно меняется	Медленное вращение обычно увеличивается до нового, более стабильного уровня	Да	Турбина с серьезной деформацией не должна включаться
5.1								
рост прогиба (теплового) без задеваний	Во время изменения температуры	Сразу за изменением температуры пара. Зависит от конструкции ротора.	1X	Возвращается к предыдущему значению, после стабилизации температуры пара.	Уровень отклика может значительно измениться	Медленное вращение будет затухать до предыдущего нормального уровня за определенный период времени	Каждый раз повторяется сначала для одних и тех же эксплуатационн ых условий	Примеры – биметалл, дифференциальная эмиссионная способность
6.1								
рост прогиба (теплового) сопровождаю щийся сильными задеваниями	Меняется скорость или нагрузка. Неподвижные и подвижные части контактируют	Достаточно медленный. Если быстрый, наверняка разовьется постоянная деформация	1X, могут возбуждаться собственные частоты и возможно более высокие гармоники. Выбонны по траектории	Циклическая амплитуда с фазовым вращением или изменением	Уровень отклика может значительно измениться	Медленное вращение может усилиться сразу после вращения по инерции – будет затухать до предыдущего нормального уровня за определенный период времени	Переходный процесс не обязательно повторяется каждый раз	Обратное изменение скорости или нагрузки восстановит предыдущие уровни вибрации довольно быстро. Вектор будет вращаться с периодом обычно от ½ до 3 часов. Зависит от конструкции
7.1								

Продолжение табл. 2 (Табл. А.1)

Неисправность	Вибрационное состояние и тенденции его изменения	Начальная скорость изменения амплитуды вибрации	Основной частотный компонент измененной амплитуды вибрации	Поведение вибрационного состояния во времени	Влияние на резонансную частоту	Поведение при пуске	Повторяемость	Примечание
Субгармонические вибрации (СГ) или потеря устойчивости (автоколебания) из-за сил масляного возбуждения	Изменение скорости или при разгрузке подшипника	Очень быстрый	Преимущественно менее ½Х, масляный клин на роторе видно на частоте первого резонанса в зависимости от конструкции ротора (жесткий или гибкий)	Нестабильно на уровне выше нормального Фаза	Нет	Не присутствует	Будет повторяться при идентичных эксплуатационных условиях	
8.1								
Субгармонические вибрации (СГ) или потеря устойчивости (автоколебания) из-за сил масляного возбуждения	Повышение расхода пара при нагружении. Могут также появиться изменения высотных положений подшипников. Возникает в цилиндрах ВД и СД паровых турбин	Очень быстрый	Субсинхронный – обычно на частоте резонансной скорости рассматриваемого ротора. При проблемах концентричности может быть 1Хи зависеть от нагрузки				Будет повторяться при подобном увеличении парового потока	Возврат к паровому потоку ниже исходного сразу же вызывает изменение вибрации(т.е. некоторый гистерезис)
9.1								
Вращающийся 10рыв компрессорах газовых турбин	Определенные соотношения расхода и давления	Резкий и очень быстрый	Субсинхронный– не дискретная частота	Вибрация останется сильной, если нет изменений скорости или направляющих лопаток			Будет повторяться при подобных условиях потока	Возврат к соответствующему потоку сразу же вызывает изменение вибрации
10.1								
Ползучесть материала ротора(для высокотемпературных роторов)	При постоянной нагрузке	Очень медленный(многo лет)	1Х	Линейная зависимость от времени под нагрузкой		За тот же период, когда меняется вибрация, медленное вращение при проворачивании будет меняться, независимо от времени проворачивания		
11.1								

Окончание табл. 2 (Табл. А.1)

Неисправность	Вибрационное состояние и тенденции его изменения	Начальная скорость изменения амплитуды вибрации	Основной частотный компонент измененной амплитуды вибрации	Поведение вибрационного состояния во времени	Влияние на резонансную частоту	Поведение при пуске	Повторяемость	Примечание
Трещина на роторе	Условия постоянной нагрузки	Сначала медленный	1Х плюс 2Х (в зависимости от типа трещины).Фаза становится изменчивой	Экспоненциально в зависимости от времени нагрузки	Частота может понизиться и разделиться на два пика	Не реагирует на баланс, как нужно		Изменение вибрации при устойчивом состоянии может быть незначительным.Большие амплитуды могут быть при останове из-за скорости резонанса, приводящей к ускорению разрушений. Контролируйте тенденцию гармонических вибрационных компонентов
12.1								
Ослабление подшипника или корпуса	Ослабление подшипника или корпуса	Заметно сразу	Сочетание ½Х, 1Х плюс гармоники эксплуатационной скорости. Необычная форма траектории	Изменение переходного состояния относительно стабильно	Гибкость опоры подшипника может быть изменена, что приведет к изменению резонансной скорости			
13.1								
Эффект Мортона, Легкое трение	Условия стабильной скорости	Медленная зависимость	1Х изменение периодической амплитуды и фазы. Периодически от0,5 до 2 часов	Обычно входит в предельный цикл, однако может временно исчезать и появляться снова	Нет влияния		Обычно повторяется	Снижение вибрации уменьшает эффект. Может понадобиться балансировка. Уменьшить консольную массу, если таковая имеется. Может потребоваться модификация подшипника
14.1								

Выводы

1. Показаны недостатки базовой таблицы ИСО (ISO/CD 13373-4) неисправностей для вибрационного анализа газовых и паровых турбин на гидродинамических подшипниках. Отмечается недостаточное количество диагностических признаков и отсутствие базовых пояснений ряда важнейших терминов.

2. Показано соответствие западной терминологии «Oil Whirl» и «Oil Whip» и отечественных субгармонической вибрации и потери устойчивости. Подчеркивается разная физическая природа этих двух типов низкочастотной вибрации.

3. Представлен новый роторный стенд с регулируемым положением опор для возможности настройки разных параметров и динамических характеристик стенда как для вынужденных, так и для автоколебаний.

4. Отмечено, что плохо отбалансированный ротор раньше срывается в НЧВ и позже выходит из режима автоколебаний при снижении оборотов.

5. Хорошо отцентрованный ротор имеет значительно более высокую границу устойчивости по частоте вращения при наборе оборотов.

Список литературы

1. **Костюк, А.Г.** Динамика и прочность турбомашин [Текст] / А.Г. Костюк. – М.: Издательство МЭИ, 2000.
2. **Костюк, А.Г.** Расчет характеристик динамической устойчивости валопроводов мощных паровых турбоагрегатов [Текст] / А.Г. Костюк, А.П. Ручнов, А.И. Куменко // Теплоэнергетика. – 1987. – № 8. – С. 9–12.
3. **Куменко, А.И.** Критерии надежности и мониторинг технического состояния мощных турбоагрегатов с использованием статических и динамических сил [Текст] / А.И. Куменко, Н.Ю. Кузьминых. А.В. Тимин // XXI Всероссийская конференция по неразрушающему контролю и технической диагностике, 28 февраля –2 марта 2017 г. – М.: ЦВК «Экспоцентр», 2017.
4. **Kumenko, A.I.** Self-excited and subharmonic vibrations in a pilot rotor [Electronic resource] / A.I. Kumenko, V.N. Kostyukov, N.Yu. Kuzminykh and A.V. Timin // AIP Conference Proceedings 1876, 020090 (2017); doi: 10.1063/1.4998910 View online: http://dx.doi.org /10.1063/1.4998910. View Table of Contents: http://aip.scitation.org/toc/apc/1876/1. Published by the American Institute of Physics.
5. **Куменко, А.И.** О проблеме прогибов роторов и возможности правки роторов высокого и среднего давления мощных турбин системами балансировочных грузов [Текст] / А.И. Куменко, В.Ю. Махнов, М.И. Шкляров // Надежность и безопасность энергетики. – 2009. – № 4.
6. Вибрации в технике [Текст]: в 6 томах. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 1.
7. **Костюк, А.Г.** Анализ нелинейных колебаний систем ротор-подшипники [Текст] / А.Г. Костюк, А.Л. Некрасов, А.И. Куменко // Сб. трудов межд. конф. «Динамика роторных систем», 21–23 мая 1996 г., Украина, г. Каменец-Подольский. – С. 37–39.
8. **Костюк, А.Г.** Анализ субгармонических колебаний систем «ротор – подшипники скольжения» [Текст] / А.Г. Костюк, А.Л. Некрасов, А.И. Куменко // Теплоэнергетика. – 1998. – № 1. – С. 10 –15.
9. **Adams, H.L.** Protect against large rotor unbalance [Text] / H.L. Adams // Power. – 1981. – Vol. 125. – No 7. – P. 52–54.
10. Риски возникновения автоколебаний и субгармонического резонанса роторов при сборке подшипников, опор и валопроводов турбоагрегатов [Текст]: V научно-технический семинар «Современные технологии сборки», 19–20 октября 2017 г. – М.: Московский политехнический университет, 2017. – С. 26–34.
11. **Куменко, А.И.** Низкочастотная вибрация роторов турбин, ее причины, методы диагностирования и устранения [Текст] / А.И. Куменко // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2006. – № 4.
12. **Muszynska, Agnieszka (Agnes)** Rotordynamics [Text] / Agnieszka (Agnes) Muszynska. – London – New York, 2010. – 1240 p.
13. **Bently, D.** Vibration Diagnostics of rotating Mashinary [Text] / D. Bently. – 2004. – 960 p.

Открытое акционерное общество
«Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени
Теплотехнический научно-исследовательский институт»
(ОАО «ВТИ»)

Общество с ограниченной ответственностью «Диамех 2000»
(ООО «Диамех 2000»)

IX Международная
научно-техническая
конференция

ПРОБЛЕМЫ ВИБРАЦИИ, ВИБРОНАЛАДКИ, ВИБРОМОНИТОРИНГА И ДИАГНОСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ

Сборник докладов

22–24 ноября 2017 г.

Под общей редакцией
канд. техн. наук Д.В. Тарадая

Москва
ОАО «ВТИ»

УДК 620.178.51:621.311.22
ББК 31.37–5
П-78

П-78 Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций [Текст]: сб. докл. / под общ. ред. канд. техн. наук Д.В. Тарадая // IX Международная научно-техническая конференция. – М.: ОАО «ВТИ», 2017. – 250 с.
ISBN 978-5-905858-21-5

Посвящен широкому спектру вопросов, касающихся проблем вибрации и повышения вибрационной надежности турбин, генераторов и вспомогательного оборудования ТЭС и АЭС.
Рассматриваются такие темы, как современное вибрационное состояние оборудования электростанций, важнейшие повреждения и технологические нарушения последних лет, диагностика, поиск методов и средств предупреждения различных дефектов оборудования с помощью переносной и стационарной аппаратуры; применение новых технологий при ремонте, организация и оптимизация виброналадочного процесса, мониторинг крутильных колебаний валопроводов турбоагрегатов, опыт эксплуатации, перспективы совершенствования надежности и повышения эффективности питательных насосов российских и зарубежных фирм.
Предназначен для широкого круга специалистов-электроэнергетиков и может быть полезен работникам электростанций, научно-технических, проектно-конструкторских и наладочных организаций.

ПМБ ВТИ. РФ, 115280, г. Москва, ул. Автозаводская, д. 14.
Тираж 120 экз. Зак. № 73.

ISBN 978-5-905858-21-5
© ОАО «ВТИ», 2017