ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

ВИБРАЦИЯ

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА БАЛАНСИРОВКИ ГИБКИХ РОТОРОВ

ГОСТ 27870—88
(СТ СЭВ 6087—87)

Издание официальное

БЗ 11—88/785

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО СТАНДАРТАМ
Москва

gost.e-ecolog.ru

УДК 62—251.001.4:006.354 Группа Е29

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

ВИБРАЦИЯ

Оценка качества балансировки гибких роторов

Vibration. Evaluation of flexible rotor balancing quality

ГОСТ 27870—88

(СТ СЭВ 6087—87)

ОКСТУ 0090

Дата введения 01.01.90

Настоящий стандарт распространяется на подвергаемые высокочастотной балансировке гибкие роторы электрических машин, паротурбинных агрегатов, газовых турбин, компрессоров и других машин энергетической отрасли (далее — машины) с рабочей частотой вращения от 10 до 400 $с^{-1}$ и устанавливает способ и оценку качества балансировки на балансировочном станке и на месте установки машины.

Настоящий стандарт не распространяется на машины, испытываемые по специальной программе, и машины, у которых невозможно исключить влияние посторонних источников механических колебаний (например электрические машины со встроенным редуктором).

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Балансировка должна обеспечивать достижение таких значений составляющих вибрации с частотой, равной частоте вращения ротора, при которых среднее квадратическое значение виброскорости в каждой контролируемой точке статора машины при ее работе в заданном диапазоне частот вращения будет соответствовать установленным нормам.

1.2. Балансировочный станок должен позволять проводить высокочастотную балансировку роторов.

1.3. Балансировку на месте выполняют при необходимости устранения дисбаланса, возникшего в результате соединения роторов, ремонта роторов или воздействия эксплуатационных факторов.

Характеристика основных методов балансировки роторов на станке и на месте приведена в приложении 1.

Издание официальное Перепечатка воспрещена

© Издательство стандартов, 1989

Балансировку на месте паротурбинных агрегатов следует выполнять с использованием метода коэффициентов влияния.

1.4. Балансировку роторов на станке следует выполнять совместно со всеми деталями, присоединяемыми к ним.

У компрессоров, к которым муфта поставляется как запчасть, допускается выполнять балансировку ротора и муфты раздельно.

1.5. Если ротор имеет одну цапфу и образует с соединяемым ротором трехопорную систему, то его балансировку на станке следует выполнять с технологическими приспособлениями или проводить совместную балансировку роторов.

2. АППАРАТУРА

2.1. При балансировке на балансировочном станке измерения проводят аппаратурой, установленной изготовителем станка.

2.2. При балансировке на месте аппаратура должна обеспечивать измерение:

частоты вращения ротора;

амплитуды и сдвиг фаз виброскорости или виброперемещения с частотой, равной частоте вращения, вертикальной и горизонтально-поперечной по отношению к оси ротора составляющих вибрации в контролируемых точках статора или сечения ротора.

Для оценки общего вибрационного состояния машины после балансировки аппаратура должна обеспечивать измерение среднего квадратического значения виброскорости опор подшипников по трем взаимно перпендикулярным (относительно оси ротора) направлениям.

2.3. Аппаратура, используемая для балансировки на месте, должна соответствовать следующим требованиям:

погрешность измерения сдвига фазы виброскорости или виброперемещения на фиксированной частоте вращения — не более $\pm 2°$;

погрешность измерения частоты вращения ротора — не более $\pm 0{,}1\%$, для роторов стационарных паротурбинных агрегатов — по ГОСТ 26875;

основная приведенная погрешность измерения амплитудных значений составляющих виброперемещения и виброскорости на частоте, равной частоте вращения, — не более $\pm 5\%$.

3. ПРОВЕДЕНИЕ ИЗМЕРЕНИЙ

3.1. Измерения при оценке результатов балансировки ротора на станке проводят по методике, приведенной в приложении 2.

3.2. Датчики вибрации статорных элементов машины при балансировке на месте должны быть жестко укреплены и обес-

печивать измерение вибрации в вертикальном и в горизонтально-поперечном направлениях относительно оси ротора.

3.3. При измерении вибрации вала ротора в каждой плоскости измерения следует устанавливать два бесконтактных датчика, ось одного из которых устанавливают в вертикальном, а другого — в горизонтальном направлениях. Датчики должны быть жестко прикреплены к статорным элементам машины (вкладышам, корпусам подшипников и др.).

3.4. Оценка качества балансировки на станке

3.4.1. Предельно допустимое среднее квадратическое значение виброскорости опор подшипников станка (V_σ) в миллиметрах в секунду в рабочем диапазоне частот вращения ротора для любой из измеряемых составляющих вибрации вычисляют по формуле

$$V_\sigma = C_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot V_e, \qquad (1)$$

где C_0 — отношение допустимого среднего квадратического значения составляющей виброскорости с частотой, равной частоте вращения, к допустимому среднему квадратическому значению виброскорости опор подшипников ротора при его вращении в эксплуатационных условиях на рабочей частоте вращения;

C_1 — коэффициент, учитывающий отличие характеристик опор станка от опор ротора на машине и другие конструктивные и монтажные факторы;

C_2 — коэффициент, используемый, если вместо измерения вибрации опор подшипников измеряют вибрацию цапф ротора, равный отношению значения вибрации цапф ротора к значению вибрации опор подшипников;

C_3 — коэффициент, используемый при измерении вибрации ротора в местах его максимального динамического прогиба, равный отношению значения вибрации ротора, измеренной в местах максимального прогиба, к значению вибрации цапф ротора (применяют, если $C_3 > 1$);

V_e — допустимое среднее квадратическое значение виброскорости опор подшипников ротора при работе машины при номинальном режиме, мм · с$^{-1}$. Для паротурбинных агрегатов V_e — по ГОСТ 25364.

Значение коэффициента C_0 устанавливают на основании статистических данных обследования спектра вибрации конкретного типа машины. Для стационарных паротурбинных агрегатов $C_0 = 0{,}64$.

Значения коэффициентов C_1, C_2, C_3 устанавливает изготовитель машины на основании результатов вибрационных исследований на балансировочных станках и на месте установки для каждого типа ротора, для каждой плоскости измерения и для каждой фор-

мы изгиба в зависимости от частоты вращения, динамической жесткости ротора, жесткости опор подшипников, жесткости и демпфирования масляной пленки подшипников.

При балансировке ротора по результатам измерения вибрации опор подшипников коэффициенты $C_2 = C_3 = 1$.

Таблица ориентировочных значений коэффициентов для некоторых категорий и типов машин, а также пример определения балансировочного критерия приведены в приложении 3.

3.5. Оценка качества балансировки на месте

3.5.1. Результаты балансировки на месте изолированного ротора или системы роторов (валопровода) оценивают по максимальному значению составляющей вибрации с частотой, равной частоте вращения, полученному при измерении ее на всех опорах подшипников ротора в вертикальном, горизонтально-поперечном (по отношению к оси ротора), направлениях во всем диапазоне частот вращения ротора, при работе в режиме холостого хода и при номинальном режиме.

3.5.2. Балансировка ротора считается выполненной, если максимальное среднее квадратическое значение виброскорости составляющей вибрации на частоте, равной частоте вращения, опор подшипников при работе на холостом ходу не будет превышать $C_0 \cdot V_e$, а на критических частотах вращения — V_e.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Справочное

ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНЫХ МЕТОДОВ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ

1. Метод балансировки по n-м формам изгиба ротора заключается в последовательном устранении составляющих дисбаланса по n-м формам изгиба ротора, начиная с первой формы изгиба и кончая высшими формами изгиба ротора, неуравновешенность по которым устраняют балансировкой ротора на рабочей или на максимально возможной частоте вращения. Корректирующие массы устанавливают в плоскостях пучностей изгиба ротора при соответствующей форме изгиба. Вибрацию измеряют на частотах вращения, близких к соответствующим критическим частотам, и на рабочей частоте вращения. Корректирующие массы выбирают так, чтобы они не нарушали достигнутой ранее уравновешенности по более низким формам изгиба.

2. Комбинированный метод балансировки требует первоначально низкочастотной балансировки ротора с целью устранения моментной неуравновешенности и, по возможности, распределенной вдоль ротора статической неуравновешенности. При этом частота вращения ротора должна быть ниже 50% критической частоты, соответствующей первой форме изгиба.

После окончания низкочастотной балансировки проводят балансировку по n-м формам изгиба ротора без нарушения уравновешенности ротора на низких частотах. Балансировку по первой форме изгиба осуществляют тремя корректирующими массами: двумя в крайних плоскостях коррекции и одной — посередине ротора. Балансировку по остальным формам изгиба проводят также без нарушения уравновешенности по более низким формам изгиба и уравновешенности ротора на низких частотах. После окончания балансировки по n-й форме изгиба на ротор устанавливают корректирующую массу для уменьшения дисбаланса по $(n+1)$-й форме, а затем проводят повторную балансировку по n-й форме изгиба установлением дополнительных корректирующих масс, устраняющих влияние уравновешенности по $(n+1)$-й форме и не нарушающих уравновешенность по n-й форме и на низких частотах.

В результате ротор должен проходить через $n+1$ критические частоты без существенного увеличения вибрации.

Заключительным этапом является балансировка на рабочей частоте вращения.

3. Метод балансировки с использованием коэффициентов влияния основан на допущении, что вибрация контролируемой точки машины является результатом воздействия сумм дисбалансов, расположенных в выбранных плоскостях коррекции. Динамические реакции ротора или вибрацию опор подшипников $\{b\}$ принимают линейно зависимыми от дисбалансов $\{V\}$ и определяют через матрицу коэффициентов влияния $[a]$ по формуле

$$\{b\}=[a]\cdot\{V\}. \qquad (2)$$

Для балансировки выбирают n оптимальных мест измерения вибрации и m частот вращения, на которых проводят измерения. Общее число измерений $P=m\cdot n$. Выбирают q минимально необходимых плоскостей коррекции.

Матрицу коэффициентов влияния получают определением амплитуды и фазы коэффициентов влияния при последовательной установке пробного груза в каждую из q плоскостей коррекции.

Если число мест измерения вибрации больше числа корректирующих плоскостей, то оптимальный результат получают по методу наименьших квадратов.

Необходимо следить за хорошей обусловленностью матрицы коэффициентов влияния, обеспечивая ее путем рационального выбора плоскостей коррекции и мест измерения вибрации.

Качество балансировки вследствие усиления влияния отдельных форм изгиба на разных частотах вращения повышают введением в расчет результатов измерения вибрации на нескольких частотах вращения.

Корректирующую массу следует составлять из комбинации масс, соответствующей системе масс, используемой при балансировке по n-м формам изгиба.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Обязательное

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИЗМЕРЕНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ РЕЗУЛЬТАТОВ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРА НА БАЛАНСИРОВОЧНОМ СТАНКЕ

При оценке качества балансировки ротора на станке ротор устанавливают на опоры с динамическими характеристиками, возможно более близкими к характеристикам опор на месте установки машины.

У станка с изменяющейся податливостью опор последние во время измерений фиксируют с целью обеспечения постоянной податливости.

Привод станка не должен влиять на вибрацию ротора.

При измерениях частоту вращения ротора доводят до максимальной с ускорением, исключающим подавление пиков вибрации и обеспечивающим проведение надежных измерений последних.

Измерению подлежат все пики вибрации на частоте, равной частоте вращения, в диапазоне частот вращения, а также вибрация на рабочей частоте вращения (после выдержки в течение 2 мин), и на максимальной частоте вращения, превышающей рабочую частоту на 10%. Во время измерений необходимо обеспечивать графическую запись амплитудно-частотной и фазочастотной характеристик.

По окончании измерений, указанных выше, частоту вращения снижают до рабочей частоты, после чего измерения на ней повторяют. Затем частоту вращения ротора снижают до его останова и на выбеге повторно измеряют все пики вибрации.

Если при сопоставлении результатов, полученных во время измерений на выбранных одинаковых частотах вращения , расхождения превысят 20%, то проводят контрольный пуск ротора. За результат измерения принимают усредненное значение, полученное при разгоне и выбеге ротора.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Справочное

ОРИЕНТИРОВОЧНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ И ПРИМЕР ОПРЕДЕЛЕНИЯ БАЛАНСИРОВОЧНОГО КРИТЕРИЯ

1. Ориентировочные значения коэффициентов C_i и допустимое среднее квадратическое значение виброскорости на месте установки машины v_e указаны в таблице.

Категория машины	Тип машины	Диапазоны коэффициентов			V_e, мм · с$^{-1}$
		C_0	C_1	C_2	
Жестко установленные двигатели или машины (мощностью до 300 кВ) на специальных фундаментах	Электромашины мощностью до 300 кВ на специальных фундаментах; компрессоры	0,7—1,0	0,6—1,6	2—6	1,8
	Малые турбины	1,0			
Крупные первичные двигатели и другие крупные машины с вращающимися массами на жестких и тяжелых фундаментах, которые относительно жестки в направлении измерений вибрации	Крупные электродвигатели; насосы	0,7—1,0		2—5 2—10	
	Двухполюсные генераторы; турбины и многополюсные генераторы	0,6—1,0		2—10	
Крупные первичные двигатели и другие крупные машины с вращающимися массами на фундаментах, которые относительно податливы в направлении измерений вибрации	Газовые турбины специального назначения (авиационные и др.)	1,0		2—6	2,8
	Двухполюсные генераторы; турбины и многополюсные генераторы	0,6—1,0		2—10	

2. Пример определения балансировочного критерия при балансировке на станке. Исходные данные:

объект — ротор турбины,

рабочая частота вращения — 50 Гц,

допустимое среднее квадратическое значение виброскорости на месте установки $V_e = 2{,}8$ мм·с$^{-1}$,

места измерений — опоры подшипников станка и цапфы ротора вблизи опор,

коэффициенты $C_0 = 0{,}64$, $C_1 = 0{,}7$;

если измеряют вибрацию опор подшипников станка, то

$$C_2 = C_3 = 1;$$

если измеряют вибрацию цапф ротора на станке, то

$$C_2 = 5; \; C_3 = 1.$$

Балансировочные критерии

Если измеряют вибрацию опор подшипников станка, то

$$V_\sigma = 0{,}64 \cdot 0{,}7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2{,}8 = 1{,}26 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1};$$

если измеряют вибрацию цапф ротора, то

$$V_\sigma = 0{,}64 \cdot 0{,}7 \cdot 5 \cdot 1 \cdot 2{,}8 = 6{,}3 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}.$$

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

1. Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 27.10.88 № 3577 стандарт Совета Экономической Взаимопомощи СТ СЭВ 6087—87 «Вибрация. Оценка качества балансировки гибких роторов» введен в действие непосредственно в качестве государственного стандарта СССР с 01.01.90

2. Срок проверки — 1995 г.,
периодичность проверки — 5 лет

3. ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ

4. ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ

Обозначение НТД, на который дана ссылка	Номер пункта
ГОСТ 25364—82	3.4.1
ГОСТ 26875—86	2.3

Редактор *О. К. Абашкова*
Технический редактор *Г. А. Теребинкина*
Корректор *В. И. Кануркина*

Сдано в наб. 14.11.88 Подп. в печ. 30.12.88 0,75 усл. п. л. 0,75 усл. кр.-отт. 0,49 уч.-изд. л.
Тир. 10 000 Цена 3 коп.

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов, 123840, Москва, ГСП, Новопресненский пер., 3
Тип. «Московский печатник». Москва, Лялин пер., 6. Зак. 3171

gost.e-ecolog.ru