

УДК 621-852

МАГНИТНАЯ ВИБРАЦИЯ И СНИЖЕНИЕ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ПОСЛЕДСТВИЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ ВИБРАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН

Миндрин В.И., Пачурин Г.В., Ребрушкин М.Н.

*ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева»,
Нижний Новгород, e-mail: PachurinGV@mail.ru*

В связи с небывалым развитием техники, ростом нагрузок и скоростей в стационарных установках и транспортных машинах, в настоящее время наблюдается непрерывное ужесточение требований к надежности работы элементов конструкций. Отрицательное влияние вибрации на эксплуатационные свойства деталей машин и металлоконструкций широко освещен в отечественной и зарубежной литературе. Большинство аварий и катастроф на энергетических предприятиях связаны с разрушительным действием вибрации. Данная статья посвящена вопросам магнитной вибрации и безопасности преимущественно паротурбинных агрегатов и электрических генераторов на энергетических предприятиях ТЭЦ, ГРЭС и АЭС. В популярной форме описаны причины технической магнитной вибрации и приведены средства её снижения в источниках возникновения. Кратко изложены негативные последствия вибрации и сделана попытка учета энергии, расходуемой машиной на борьбу с собственной вибрацией и определена величина недоработанной мощности на зажимах генератора. Приведены нормативные значения допустимых вибраций и расцентровок роторов турбин и генераторов в соответствии с действующим в РФ ГОСТ-ами и международными стандартами МЭК ИСО. Сведения, содержащиеся в статье, могут быть полезными широкому кругу работников, связанных с проектированием, эксплуатацией и ремонтом энергетических машин, а также студентам и преподавателям вузов.

Ключевые слова: магнитная вибрация, способы снижения вибрации, нормы вибрации, роторы турбин и генераторов

MAGNETIC VIBRATION AND REDUCE THE NEGATIVE CONSEQUENCES OF TECHNICAL VIBRATION POWER MACHINES

Mindrin V.I., Pachurin G.V., Rebrushkin M.N.

*FGBOU VPO «Nizhny Novgorod State Technical University R.E. Alekseev», Nizhny Novgorod,
e-mail: PachurinGV@mail.ru*

Due to the unprecedented development of technology, increasing loads and speeds in stationary equipment and transport vehicles, there is now a continuous tightening of requirements for the reliability of structural elements. The negative impact of vibration on the performance characteristics of machine parts and metal widely covered in the domestic and foreign literature. Most accidents and disasters on energy companies related to the destructive action of vibration. This article focuses on the issues of the magnetic vibrations and security mainly steam turbine units and electric generators for power plants CHP plants and nuclear power station. In a popular form of technical reasons described magnetic vibration and provides a means to reduce the sources of its occurrence. Summarized the negative effects of vibration and attempted to account the energy consumed by the machine to struggle with its own vibration and determined the value of unfinished power at generator terminals. Given normative values permissible misalignments and vibrations of rotors of turbines and generators in accordance with applicable Russian GOST-s and international standards IEC ISO. The information contained in this article may be useful in a wide range of workers related to the design, maintenance and repair of power machines, as well as students and university professors.

Keywords: magnetic vibration, ways to reduce the vibration rate of vibration, rotor turbines and generators

По мере развития техники все большее число ответственных деталей машин и механизмов работает в сложных эксплуатационных условиях. Многие из этих деталей (роторы генераторов, лопатки турбин и др.) подвергаются действию переменных нагрузок [7, 9]. Их надежность в работе определяется, сопротивлением усталости [8, 9]. Разрушение изделия может произойти под действием напряжений, намного меньших пределов прочности и текучести, которые являются мерой прочности при статическом нагружении [6, 10].

На энергетических предприятиях большинство аварий и катастроф, связанных, как правило, с человеческими жертвами, также вызваны разрушительным действием вибра-

ции [5]. Так, например, причиной аварии на Каширской ГРЭС в 2002 г. на турбогенераторе ст. № 3 с паровой турбиной К-300-240 и генератором ТВМ-300 послужила высокая продольная вибрация и крутильные колебания в результате разрушения бандажной втулки генератора и короткого замыкания в цепи статора [4]. Произошел разрыв валопровода турбины и генератора в восьми местах. Фрагменты корпусов цилиндров и роторов были брошены на четырнадцатую отметку и за пределы турбинного цеха. Были полностью разрушены: паровая турбина, конденсатор, электрогенератор, повреждены фундаменты, несущие колонны, возник пожар, обрушилась кровля машинного зала. При этом восстановление последствий от ви-

брационных неполадок и катастроф на энергетических предприятиях занимает от 30% и выше времени и затрат в общем балансе ремонтно-восстановительных работ [2]. Решению этой актуальной задачи и посвящен приведенный ниже материал.

Магнитная вибрация электрических машин

Во вращающихся электрических машинах, кроме механических вибраций, вызываемых неуравновешенностью масс и расцентровкой осей вращения роторов, при определенных условиях может возникнуть магнитная вибрация, как правило, оборотной частоты.

Источником магнитной вибрации являются вращающиеся переменные магнитные силы и моменты, действующие в воздушном зазоре между статором и ротором. По направлению эти силы разделяются на радиальные, тангенциальные и аксиальные (осевые).

Магнитная вибрация в электрических машинах возникает из-за возможных коротких замыканий в обмотках статора и ротора, на шинпроводах, в фазных проводниках электропередач, а также от несинхронных включений генераторов в сеть и несимметричных нагрузок потребителей. При коротких замыканиях взаимное притяжение ротора и статора становится неравномерным; при вращении точка наибольшего притяжения, перемещаясь по окружности, изменяет концентричность зазора, что создает магнитную асимметрию и связанную с этим вибрацию. При этом на ротор генератора действует переменный крутящий момент (момент сопротивления), достигающий при двухфазном коротком замыкании 10–12 кратного значения по отношению к номинальному вращающему моменту. Силы, вызываемые магнитной асимметрией в электрических машинах, приводящие к повышенной вибрации, называются пандеромоторными.

Для исключения магнитной вибрации необходимо выполнять требования соответствующих правил технической эксплуатации электрических машин: поддерживать высокое сопротивление изоляции проводников, качественно выполнять крепление лобовых обмоток ротора бандажными втулками (капами), соблюдать концентричность воздушного зазора между статором и ротором, иметь надежную защиту от коротких замыканий и не допускать несимметрич-

ных нагрузок в электрической системе «машина – трансформатор – сеть» [4].

Нормы допускаемых вибраций и расцентровок турбоагрегатов

Работающий турбоагрегат всегда в какой-то степени вибрирует. Поэтому ПТЭ и ГОСТ 25364-97 предусматривают жесткие нормы на допустимый уровень вибрации. Вибрационное состояние турбоагрегата оценивается по наибольшему значению (амплитуде) виброскорости – v_m , мм/с в вертикальном, поперечном и осевом направлениях.

Допускаемые значения вибрации [1].

1. Основное значение имеет вибрация оборотной частоты.

2. Длительная эксплуатация турбоагрегатов мощностью 200 МВт и более допускается при вибрации подшипниковых опор v_m , не превышающей 2,8 мм/с, что эквивалентно размаху вибрации – двойной амплитуде смещения A_m , равной 26 мкм.

3. Для турбогенераторов меньшей мощности с той же частотой вращения 3000 об/м допускается эксплуатация при вибрации подшипников равной 4,5 мм/с или при двойной амплитуде смещения равной 40 мкм.

4. При значениях вибрации v_m^{max} свыше 7,1 до 11,2 мм/с работа агрегата ограничивается до семи суток.

5. При значениях вибрации выше 11,2 мм/с работа машины не допускается – должно произойти автоматическое отключение системой защиты.

6. При низкочастотной вибрации ($f_{об} \approx \frac{f_{раб}}{2}$) при значениях превышающих 0,5 мм/с, должны приниматься меры по ее устранению. Дальнейшая эксплуатация не разрешается.

7. Приемка в эксплуатацию паровых турбин и электрических генераторов после монтажа допускается при значениях v_m^{max} , не превышающих 2,8 мм/с и 4,5 мм/с после капитальных ремонтов.

Особенностью вибрации, вызванной расцентровками осей вращения многоопорных роторов, является ее местный характер: обычно увеличенная вибрация наблюдается у того корпуса подшипника, вблизи которого расположена муфта сцепления, соединившая роторы с расцентровкой. При этом сильно изнашивается баббитовые заливки вкладышей этого подшипника. Кроме того торцевая (угловая) расцентровка увеличивает осевую составляющую оборотной вибрации машин.

Допустимые значения торцевых (угловых) расцентровок полумуфт, мм, при D = 500 мм

Муфты сцепления	Частота вращения роторов, с ⁻¹			
	До 12,5	25	50	более 50
Жесткие	0,08	0,06	0,04	0,02
Упругие	0,10	0,08	0,06	0,04
зубчатые	0,15	0,12	0,10	0,08

Допустимые значения торцевых (угловых) расцентровок полумуфт в соответствии со СНиП III-Г.10.2-62 приведены в таблице.

При диаметре муфты менее или более 500 мм указанные в таблице допустимые значения должны быть уменьшены или увеличены пропорционально отношению диаметров.

Параллельное смещение осей роторов (радиальная расцентровка полумуфт) должна быть не более 0,08; 0,07; 0,06 и 0,05 мм при частоте вращения роторов до 12,5; 25; 50 и более Гц соответственно [2]. При центровке валопроводов турбомашин необходимо учитывать тепловые расширения корпусов подшипников у разных цилиндров и возможные их проседания, например, от веса охлаждающей воды в конденсаторе паровых турбин. С учетом этих обстоятельств при монтаже ротор сознательно устанавливают с рассчитанными расцентровками для того, чтобы обеспечить центровку при переходе к рабочим условиям.

Отрицательные последствия вибрации машин

При наличии вибрации в колебательной системе агрегата двигатель затрачивает энергию не только на преодоление момента сопротивления приводного механизма M_c (н: тормозного момента на роторе турбогенератора) и момента сопротивления в подшипниках ротора, но и на преодоление неуравновешенной вибрационной силы в многоопорных энергетических машинах. Вибрация тормозит вращение и вибрационная мощность $P_{вб}$ всегда является тормозящей, т.е. часть полезной мощности двигателя расходуется на борьбу с собственной вибрацией. В результате уменьшается активная мощность на зажимах турбогенератора или увеличивается потребляемая мощность на зажимах электрического привода.

Выражение для определения вибрационной мощности отдельного ротора турбоагрегата можно представить в виде:

$$-P_{вб} = F_{вб} \cdot v_m \cdot \frac{H_M}{c}, \text{ Вт} \quad (1)$$

где $F_{вб}$ – неуравновешенная вибрационная сила, Н;

v_m – амплитуда виброскорости опорных подшипников ротора машины, м/с;

$$F_{вб} = m \cdot 2A_m \cdot \omega^2, \text{ Н} \quad (2)$$

где m – масса ротора, кг;

$2A_m$ – двойная амплитуда смещения опорных подшипников, м;

ω – угловая частота вращения ротора, 1/с, Гц.

Тогда вибрационная мощность, т.е. мощность отбираемая вибрацией от полезной мощности, развиваемой ротором машины, может быть выражена зависимостью.

$$-P_{вб} = m \cdot 2A_m \cdot \omega^2 \cdot v_m, \text{ Вт} \quad (3)$$

Знак (–) в формуле (5) означает – вибрационная мощность является тормозящей. Если валопровод машины состоит из нескольких роторов, то вибрационную мощность всего агрегата $\Delta P_{вб}$ можно рассматривать как сумму вибраций отдельных роторов.

$$\Delta P_{вб} = \sum_{i=1}^k P_{вб}, \text{ Вт} \quad (4)$$

В реальных условиях вибрационная мощность, особенно в агрегатах с повышенной вибрацией, может достигать значительных величин.

Расчеты, выполненные по формулам (1), (2), (3) и (4) показывают, что невыработанная мощность турбогенератора ТГФ–120 с паровой турбиной Т–100–130 при оборотной частоте вращения $n = 3000$ об/м ($\omega = 314$ 1/с), номинальной амплитуде виброскорости $v_m = 4,5$ мм/с массе роторов ВД, СД, НД, РГ и РВ равной 12, 25, 28, 30 и 2т соответственно, составляет величину 320 кВт, или 0,31% от номинальной мощности 100 МВт.

Таким образом, работающая с любой нагрузкой паровая турбина Т–100–130 на борьбу с соответствующей вибрацией ежемесячно отбирает у генератора ТГФ–120 электрическую энергию в количестве 270 000 кВт часов. Иными словами: вибрация – это своеобразный технический штраф за неуравновешенное состояние и несим-

метричную конструкцию вращающихся роторов машин величину которого можно оценить как для каждой машины, так и для предприятия в целом. Но, кроме постоянных экономических потерь вибрация, выходящая за рамки допустимого, снижает надежность работы: приводит к задеванию и разрушению рабочих лопаток, концевых и диафрагменных уплотнений в проточных частях турбин, вызывает интенсивный износ и разрушение баббитовой заливки в опорных подшипниках, увеличиваются зазоры, нарушается гидродинамика масляного слоя. Ослабляются связи отдельных половин вкладышей и корпусов подшипников, а также фундаментной плиты.

Если фундамент недостаточно гасит передающиеся на него вибрации, то это приводит к неравномерной осадке фундамента, к взаимному перекосу опорных плит и, как следствие, к расцентровке валопровода и прогрессирующему нарастанию вибрации.

В результате интенсивная вибрация снижает экономичность машины, уменьшает КПД агрегата и приводит к затяжным, трудоемким восстановительным работам с динамической балансировкой роторов и ремонтом опорно-упорных подшипниковых опор турбины. На электрических станциях растут удельные затраты на производство электрической и тепловой энергии. Высокая вибрация представляет большую опасность и для электрического генератора, так как она может привести к смещению электрических обмоток, ослаблению концевых бандажных втулок, и, как следствие, к коротким замыканиям, механическим разрушениям и другим негативным последствиям.

При центровке электрических машин с приводным или исполнительным механизмами наиболее ответственным параметром является величина радиального зазора в воздушном пространстве между ротором и статором, концентричность которого может быть изменена на величину не более $\pm 10\%$ от расчетного, номинального значения.

В электрическом генераторе недопустимо высокая вибрация может возникнуть из-за несовершенной системы охлаждения, что приводит к тепловому стационарному прогибу ротора турбогенератора.

Особая опасность высокого уровня вибрации – это повышенная пожарная опасность при наличии больших количеств органических масел в системе смазки и регулирования турбоагрегатов, а также в агре-

гатах, перекачивающих взрывопожароопасные и токсичные продукты.

Вибрация увеличивает шум в производственных помещениях, приводит к трудноизлечимым вибрационным заболеваниям и механическим травмам, возникающих у обслуживающего персонала, особенно при ликвидации трудоемких вибрационных неполадок.

Выводы

Рассмотрена физика возникновения магнитной вибрации турбомашин. Описаны средства снижения вибрации в реальных условиях конкретного вида колебаний.

Перечислены основные негативные последствия повышенной вибрации паровых турбин и электрических генераторов, приводящие к трудоемким и затратным восстановительным работам на энергопредприятиях.

Приведенные формулы для расчета мощности отбираемой машиной на борьбу с собственной вибрацией, позволяют определить количество недовыработанной электрической энергии на энергопредприятии.

Показано, что вибрация основного оборудования турбоагрегатов снижает технико-экономические показатели и постоянно «отсасывает» получаемую прибыль на электрических станциях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 25364 – 97 Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации. – М.: Из-во стандартов, 1997.
2. Григорьев Н.В. Вибрация энергетических машин / Н.В. Григорьев. – Л.: Машиностроение, 1974.
3. Загреддинов И.Ш., Котюк А.Г., Трухний А.Д. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы // Теплоэнергетика. – 2004. – № 5.
4. Миндрин В.И. Вибрация энергетических машин. Технические средства защиты: учеб. Пособие / В.И. Миндрин; НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н. Новгород, 2011. – 81 с.
5. Пачурин Г.В., Елькин А.Б., Миндрин В.И., Гейко И.В. и др. Основы безопасности жизнедеятельности: учеб. пособие / Г.В. Пачурин [и др.]; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева. – 2-е изд. Перераб. и доп. – Н. Новгород, 2014. – 269 с.
6. Пачурин Г.В. Долговечность пластически деформированных коррозионно-стойких сталей // Вестник машиностроения. – 2012. – № 7. – С. 65–68.
7. Пачурин Г.В., Галкин В.В., Власов В.А., Меженин Н.А. Усталостное разрушение при разных температурах и долговечность штампованных металлоизделий: монография / Г.В. Пачурин [и др.]; под общей ред. Г.В. Пачурина; НГТУ. – Н. Новгород, 2010. 169 с.
8. Пачурин Г.В. Коррозионная долговечность изделий из деформационно-упрочненных металлов и сплавов: Учебное пособие. – 2-е изд., доп. – СПб.: Издательство «Лань», 2014. – 160 с.
9. Pachurin G.V. Ruggedness of structural material and working life of metal components // Steel in Translation. – 2008. – № 3, Т. 38. – P. 217–220.
10. Pachurin G. V. Life of Plastically Deformed Corrosion Resistant Steel // Russian Engineering Research, 2012. – Vol. 32, № 9–10. – P. 661–664.