

**Э.С.ОСТЕРНИК**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ГП завод «Электро-тяжмаш», Харьков

## О МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРАХ ДЛЯ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ РАЗЪЕМНОЙ КОНСТРУКЦИИ

На основе заводских та станційних досліджень розглянуто шляхи підвищення надійності турбогенераторів за рахунок зниження механічних напружень, статичних та динамічних переміщень та їх похідних.

We are considered ways of the increase of turbogenerator reliability, which are based on the decrease of mechanical stresses, statical and dynamical displacements and their derivatives. We are presented the results, which are based on the factory and station researches.

На основе заводских и станционных исследований рассмотрены пути повышения надежности турбогенераторов за счет снижения механических напряжений, статических и динамических перемещений и их производных.

**1 Введение и постановка задачи.** Известно, что такие традиционные параметры механики, как напряжения, статические и динамические перемещения с их производными, дают существенную информацию для оценки надежности в машиностроении [1]. Рост показателей надежности, установленных международными и отечественными стандартами [2-4], характеризует табл. 1.

Таблица 1 – Показатели надежности турбогенераторов (т/г)

Показатель		Год введения стандарта					
		1951	1976	1985		2000	
Обозначение	Размерность			1951	1976	Категория качества	
		Высшая	1-я			≤350	>350
$K_r$	–	–	В стандарте или ТУ на конкретный тип т/г	0,995	0,99	0,996	0,995
$T$	ч	–		18000	15000	22000	18000
$T_l$	лет	–	–	5		8	5
$T_{sa}$	лет	20	25	30		40	40

Здесь  $K_r$  – коэффициент готовности;  $T$  – наработка на отказ;  $T_l$  – ресурс между капитальными ремонтами;  $T_{sa}$  – полный назначенный срок службы

Стандарт [1] ограничивает средний уровень звука величиной 90 дБА (при отсутствии электромашинного возбудителя – до 85 дБА). Турбогенератор должен сохранять работоспособность после кратковременных воздействий внешних механических факторов до 0,5 g и аналогичное сейсмическое воз-

действие на уровне установки. Остаточные деформации и дефекты не должны возникать при 1,5-кратной перегрузке по току статора и при испытаниях ротора частотой вращения, равной 1,2 номинальной, в течении 2-х минут. Головные образцы турбогенераторов проходят испытания механической прочности при ударном токе короткого замыкания. Нормы вибрации подробно рассматриваются далее.

Для исследования турбогенераторов привлечем кумулятивную модель отказов [1, 5], которой соответствует уравнение

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = f[\vec{\xi}(t), \vec{\rho}, \vec{v}]. \quad (1)$$

Здесь  $\vec{v}(t)$  – вектор-функция накопления повреждений;  $\vec{\xi}(t)$  – вектор-функция условий нагружения;  $\vec{\rho}$  – случайный вектор, характеризующий сопротивление системы. Векторы  $\vec{v}$ ,  $\vec{\xi}$  и  $\vec{\rho}$  включают в себя параметры как механического так и немеханического происхождения.

Полагая, что процесс нагружения стационарный и характеризуется одной скалярной величиной  $\xi$ , имеем для эмпирического показателя долговечности

$$T_c(\rho) = \begin{cases} T_0 \left( \frac{\rho - \rho_0}{\xi - \rho_0} \right)^m & (\xi > \rho_0); \\ \infty & (\xi \leq \rho_0). \end{cases} \quad (2)$$

Здесь  $T_0$  – некоторая константа времени;  $\rho_0$  – величина, характеризующая минимальный уровень сопротивления, при котором появляются повреждения;  $\rho$  – случайная величина, характеризующая сопротивление произвольного выбранного узла или детали,  $m \in (1, \infty)$ .

Формула (2) применяется при обработке результатов испытаний на циклическую и длительную прочность. Константа  $\rho_0$  – минимальный предел выносливости (длительной прочности). Вместо  $T_c(\rho)$  и  $T_0$  можно использовать соответствующие числа циклов. Функция надежности сводится к закону надежности Вейбулла с показателем степени  $\beta = \alpha/m$ :

$$P(t) = \begin{cases} \exp \left[ - \left( \frac{\xi - \rho_0}{\rho_c} \right)^\alpha \left( \frac{t}{T_0} \right)^\beta \right] & (\xi > \rho_0); \\ 1 & (\xi \leq \rho_0). \end{cases} \quad (3)$$

Численные значения величин  $\rho_0$ ,  $\rho_c$ ,  $\alpha$ ,  $m$  и  $T_0$  определяются статистически после базовых испытаний, включая ускоренные и форсированные испытания на долговечность.

Анализ данных по аварийным отключениям и дефектам турбогенераторов требует выделить среди немеханических параметров коэффициент запаса электрической прочности изоляции

$$k'_0 = U/U_{ном}. \quad (4)$$

Здесь  $U_0$  – пробивное напряжение изоляции стержня статорной обмотки

в исходном состоянии;  $U_{nom}$  – номинальное напряжение [6]. По закону Вант Гоффа-Аррениуса

$$\ln T_0 = \frac{B}{\Theta} - G, \quad (5)$$

где  $T_0$  – средний срок службы изоляции, ч;  $\Theta$  – среднегодовая температура изоляции, К;  $B$  – параметр изоляции, для микалентной изоляции  $B = 0,99 \cdot 10^4$  К;  $G = 14,33$ . Фактический коэффициент запаса электрической прочности

$$k_0 = \frac{1 - \delta_0}{N} k'_0,$$

где  $\delta_0 = 0,2 \div 0,25$  – коэффициент, учитывающий снижение прочности изоляции;  $N$  – кратность возможных перенапряжений. Интенсивность отказов

$$\lambda(t) = \frac{0,091}{\left(\lg k_0 - 0,301 \sqrt{t/T_0}\right)^2 T_0}.$$

Вероятность безотказной работы стержня

$$P_e(t) = P(N) e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}, \quad (6)$$

где  $P(N)$  – вероятность того, что перенапряжения не превысят расчетной кратности  $N$ . Вероятность безотказной работы статорной обмотки в целом

$$P_w(t) = [P_e(t)]^{2Z_1}, \quad (7)$$

где  $Z_1$  – число пазов статора. Учет старения изоляции под действием вибрации выполняется путем введения коэффициента

$$k_1 = 1 - p_1 p_2 t,$$

где  $p_1$  определяется частотой; а  $p_2$  – амплитудой колебаний, что говорит об условности понятия немеханического параметра.

На это указывает оценка долговечности изоляции через суммарную энергию при одновременном воздействии механического напряжения  $\sigma$  и электрического поля напряженности  $E$

$$W_\Sigma = \frac{\sigma^2}{2G} + \frac{\varepsilon E^2}{2},$$

где  $G$  – модуль упругости,  $\varepsilon$  – диэлектрическая проницаемость [7]. При номинальном режиме в турбогенераторах с непосредственным охлаждением сила, действующая на единицу длины стержня в пазу, составляет 36-54 Н/см. При внезапных коротких замыканиях с током  $I_c = 50$  кА эта сила достигает 1600-2500 Н/см [8]. Предусмотренные международными стандартами функциональные испытания различных видов изоляции для турбогенераторов сводятся к определению ее долговечности на плоских образцах изоляционных конструкций под действием электрического поля и механических напряжений.

**2 Механические напряжения.** Дальнейшее рассмотрение механических параметров выполнено на примерах турбогенераторов мощностью вы-

ше 300 МВт. Целью данной работы является демонстрация путей изменения этих параметров, повышающего надежность машин, а также обсуждение способов оценки показателей надежности. Габаритные требования к транспортировке таких генераторов привели к созданию разъемной конструкции статора, состоящей из двух коробов и средней части статора. Если в турбогенераторах мощностью 500 МВт короба и сердечник статора соединены гибкой связью, причем короб совмещает функции наружного щита со встроенными подшипниками и газоохладителями, то в генераторах мощностью 320 МВт короба соединены со средней частью жестко. Подшипниковые опоры – выносные, короба на фундамент не опираются. Сложность конструкций потребовала натурных исследований в процессах производства, стендовых и эксплуатационных испытаний – см. также [9].

Средняя часть статора состоит из трех коаксиально расположенных ортотропных слоев, куда входят:

- 1) сварная рама (тонкая цилиндрическая оболочка со шпангоутами и стрингерами – стяжными призмами) из стали. На обоих концах призм имеются предварительно напряженные резьбовые хвостовики, находящиеся под значительными динамическими и термомеханическими нагрузками. Число таких хвостовиков – более пятидесяти;
- 2) магнитопровод (спрессованные кольцевые сегменты из листов электротехнической ортотропной стали, перемежающиеся такими же сегментами с подкреплением или из стеклопластика);
- 3) пазовая часть стержневой обмотки (медные проводники, перемежающиеся стальными трубками для хладагента, с изоляцией на минерально-полимерной основе). Толщина сердечника сравнима с его диаметром. Слои характеризуются различными тензорами упругости.

Необходимая плотность магнитопровода (сердечника) обеспечивается его прессовкой. В спрессованном состоянии сердечник удерживается с помощью нажимных фланцев (плит) и стяжных призм (шпилек) – см. рис. 1 (разрез по меридиану).

Активная сталь статора под действием магнитного тяжения между ротором и статором совершает радиальные и тангенциальные колебания с двойной частотой вращения (в СНГ – 100 Гц). В торцевых зонах магнитопровода под действием магнитного поля возникает также осевая вибрация, которую усиливают ослабление прессовки крайних пакетов или циклический режим работы турбогенератора.

На значительном числе турбогенераторов производства различных фирм в процессе длительной эксплуатации наблюдаются обрывы резьбовых хвостовиков на стяжных призмах сердечников статоров. Такие аварии требуют остановки турбоблоков на капитальный ремонт турбогенераторов по специальной технологии и в ряде случаев приводят к выходу генераторов из строя.

В связи с изложенным на турбогенераторе мощностью 320 МВт выпол-

нены следующие работы:

- 1 Статическая тензометрия стяжных призм в процессе шихтовки и финишной прессовки сердечника статора. Это позволило отрегулировать затяжку призм так, чтобы обеспечить равномерное распределение между призмами усилий отдачи активной стали сердечника, возникающей после снятия давления прессы.
- 2 На тех же призмах установлены специальные тензорезисторы с соответствующей экранированной проводкой, герметично выведенной из генератора через специальную муфту. По этим преобразователям проведена динамическая тензометрия в порядке приемочных испытаний турбогенератора на стенде завода.

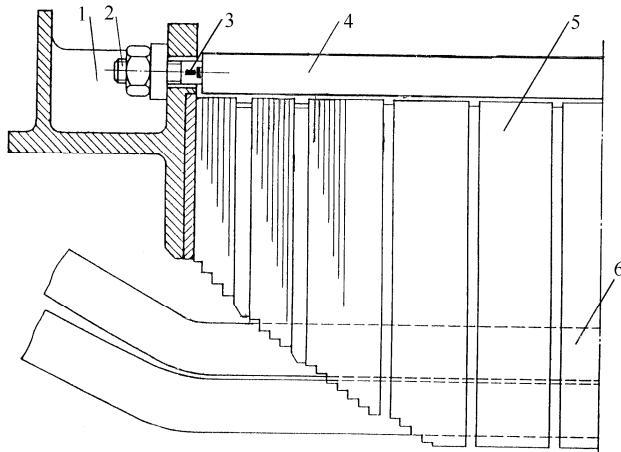


Рисунок 1 – Средняя часть статора (торцевая зона): 1 – нажимной фланец; 2 – резьбовой хвостовик; 3 – тензорезисторы; 4 – стяжная призма; 5 – магнитопровод; 6 – пазовая часть статорной обмотки

Аналогичная работа выполнена на турбогенераторе мощностью 325 МВт.

Изложим методику статической тензометрии в процессе производства турбогенератора мощностью 320 МВт. Целью работы являлся контроль плотности прессовки сердечника при его изготовлении. Для этого требовалось определить фактические усилия отдачи сердечника статора после финишной прессовки. При этом исследовать равномерность распределения этих усилий по окружности сердечника и определить коэффициент отдачи сердечника.

Измерение усилий отдачи выполнено путем тензометрии стяжных призм с помощью наклеенных на их шейки тензомостов, исключающих деформацию изгиба. Было выбрано 4 пары тензометрируемых призм, равномерно распределенных по окружности сердечника. Тензомосты в каждой паре дублировали друг друга. Применялись фольговые тензорезисторы (ТР)

типа КФ. На время прессовки провода были выведены из статора, затем вместе с ТР удалены. Это обуславливались последующими электрическими испытаниями статора.

Тензомосты были подключены по парной схеме к измерителю статических деформаций. В приборе используется уравновешенная мостовая схема на реохорде с измерением нулевым методом. Непосредственная тарировка тензомостов на стяжных призмах практически невозможна. Были протарированы отдельные ТР на тарировочной балке.

С помощью тензорезисторов измерялись усилия  $F$  и напряжения  $\sigma_{stat}$ , вызванные отдачей шихтованного сердечника после прессовки. В начале измерения проводились после прессовки стороной турбины вниз, затем после запечки и снятия фланца (сторона турбины наверху). Окончательные измерения проводились после запечки при температуре  $110\text{ }^{\circ}\text{C}$  и окончательной прессовки усилием  $6,8 \cdot 10^3$  кН (сторона турбины вверх) с затяжкой гаек под прессом. Давление пресса снято.

В начальном опыте № 1, до проведения регулирования распределения нагрузки между призмами, отклонения  $F$  и  $\sigma$  от средних значений достигали  $+74\%$ ,  $-58\%$ . После финишной прессовки (опыт № 3) обеспечено достаточно равномерное распределение усилий отдачи. Отклонение от среднего значения  $+13\%$ ,  $-29,5\%$ . На шейках стяжных призм напряжения растяжения не превышают  $\sigma_{max} = 84,6$  МПа (предел текучести для материала призм  $\sigma_{sz} = 230$  МПа). Запас по текучести составляет  $n_s = 2,72$ . Коэффициент отдачи активной стали (отношение суммы усилий  $F$  к усилию финишной прессовки)  $k = 0,54$ .

Что касается методики динамической тензометрии на стенде завода, следует иметь в виду следующее. Целью работы являлось определение динамической составляющей  $\sigma_{dyn}$  статодинамических напряжений в стяжных призмах. Напряжения  $\sigma_{dyn}$  вызываются следующими причинами:

- а. электромагнитными вибрациями сердечника статора, причем в торцевых зонах генерируется их осевая составляющая;
- б. воздействием на статорную обмотку электродинамических сил, пропорциональных квадрату тока статора. В лобовых частях также генерируется их осевая составляющая;
- γ. вибрацией механического характера, вызываемой вращающимся ротором. Эта вибрация через подшипники и фундамент передается на статор.

Тензорезисторы (ТР) для измерения  $\sigma_{dyn}$  наклеены по аналогии с  $\sigma_{stat}$ . В отличие от ТР для статики, ТР для динамики клеились высокотемпературным клеем УВС-10Т. Клей полимеризовался в течении 24 часов при комплектной запечке статора ( $t^{\circ} \leq 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Провода многожильные, с фторопластовым покрытием.

Тензомосты монтировались на обеих сторонах статора. Провода были стационарно закреплены на торцах рамы сердечника статора с помощью кре-

пежа и самоспекающей пленки.

Тензомосты были подключены через блок согласующих трансформаторов к тензоаппаратуре на несущей частоте и далее к регистрирующей аппаратуре. Все измерения выполнялись при номинальной частоте вращения 3000 об/мин.

Результаты содержатся в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты динамической тензометрии  $\sigma_{dyn}$  (МПа)

№	Режим	Страна			
		контактных колец		привода	
		№ призмы			
		2	17	3	17
1	Холостой ход без возбуждения	1,1	1,3	2,4	2,6
2	Установившееся трехфазное к.з. ( $I_{st} = 0,7 I_{nom}$ )	19,2	17,4	26,1	20,3
3	То же ( $I_{st} = I_{nom}$ )	41,2	29,0	35,7	17,1
4	Холостой ход $U_{st} = U_{nom}$	37,3	41,5	29,5	42,6

Эти данные являются исходными для последующих диагностических измерений на месте установки. Величины  $\sigma_{dyn}$  в режимах  $I_{st} = I_{nom}$  и  $U_{st} = U_{nom}$  находятся в пределах 17,1÷42,6 МПа, что допустимо для материала стержней из указанной стали.

Оценка надежности стержней станет возможной после проведения исследований в условиях эксплуатации. При этом следует заметить, что радиальные колебания основной зоны магнитопровода статора, вызванные силами магнитного тяжения, максимальны в режиме холостого хода с номинальным напряжением  $U_{st}$ . С набором активной нагрузки колебания существенно снижаются [10]. Характер аксиальных колебаний торцевой зоны магнитопровода, определяющих  $\sigma_{dyn}$  в стержневых призмах, подлежит изучению – см. также  $\alpha$ ,  $\beta$  на предыдущей странице.

Для турбогенератора мощностью 325 МВт был выполнен аналогичный контроль. Проведено измерение механических напряжений в шейках стержневых призм сердечника статора после прессовки усилием  $8 \cdot 10^3$  кН.

С помощью тензорезисторов измерялись напряжения  $\sigma$ , вызванные отдачи шихтованного сердечника после прессовки. По данным тензометрии усилия затяжки перераспределялись между призмами с целью их равномерного нагружения.

В табл. 3 даны величины усилий  $F$  и напряжений в призмах  $\sigma$ , их средние, максимальные и минимальные значения  $\bar{X}$ ,  $X_{max}$ ,  $X_{min}$  и параметры отклонения их от среднего значения  $h = (X/\bar{X}) \cdot 100\%$ .

В результате обеспечено равномерное распределение усилий отдачи. Отклонение от среднего значения +0,5 %, –1 %. Механические напряжения

не превышают  $\sigma_{\max} = 80,4$  МПа. Запас по текучести составляет  $n_s = 2,86$ . Коэффициент отдачи  $k = 0,79$ .

Таблица 3 – Результаты тензометрии для турбогенератора мощностью 325 МВт

№ прес-совки	Параметр	Размерность	№ призмы			$\bar{X}$	$X_{\max}$	$X_{\min}$
			06	16	26			
1	$F$	кН	90,2	86,2	94,1	90,2	94,1	86,2
	$\sigma_{stat}$	МПа	238	228	248	238	248	228
	$h$	%	100	96	104	100	104	96
2	$F$	кН	80,4	80,4	79,4	80,0	80,4	79,4
	$\sigma_{stat}$	МПа	212	212	210	211	212	210
	$h$	%	100,5	100,5	99	100	100,5	99

**3 Статические перемещения.** В машиностроении нет общих норм на такие перемещения. Их ограничения определяются особенностями конкретных машин, например турбогенераторов или вспомогательного оборудования данного типа.

Исследуются аксиальные перемещения  $w$  коробов турбогенератора мощностью 320 МВт. Его разъемная конструкция описана в начале раздела 2. Перемещения торцевых стенок коробов вызваны внутренним давлением водорода в статоре машины.

Основные измерения выполнялись в точках № 1...4 на диаметре  $\varnothing 710$  для стороны контактных колец (рис. 2). Аналогичные точки № 1...4 на стороне привода располагались зеркально симметрично стороне контактных колец. Точки № 1 и 2 находились на торцах нижних половин щитков маслоуловителей; точки № 3 и 4 – на торцах верхних половин. Точки № 5 находились на  $\varnothing 1950$  мм, № 6 – на  $\varnothing 3290$  мм.

Исследования проводились во время контроля газоплотности при избыточном давлении воздуха  $0 \div 0,4$  МПа, а также в период стендовых испытаний. Указанное давление соответствует максимальному рабочему давлению водорода  $p_{H_2} = 0,40$  МПа. Испытательное давление изменялось ступенчато, через каждые 0,05 МПа.

Анализ экспериментальных данных показывает, что зависимость  $w(p)$  близка к линейной. Определены величины податливости

$$\Delta = \frac{w_I + w_{II}}{2 p_{\max}} \frac{\text{мм}}{\text{МПа}}, \quad (8)$$

где  $w_I, w_{II}$  – перемещения в точках, симметричных относительно вертикальной плоскости, проходящей через продольную ось турбогенератора (номера точек 1, 2 или 3, 4). Эти перемещения при  $p_{\max}$  достаточно близки, их оказалось целесообразным усреднить;  $p_{\max} = 0,40$  МПа. Значения податливостей приведены в табл. 4.



Различие в величине податливости  $\Delta$  между сторонами турбогенератора определяется большей высотой короба на стороне контактных колец. Аналогично различаются значения  $\Delta$  по верхним, бóльшим половинам коробов.

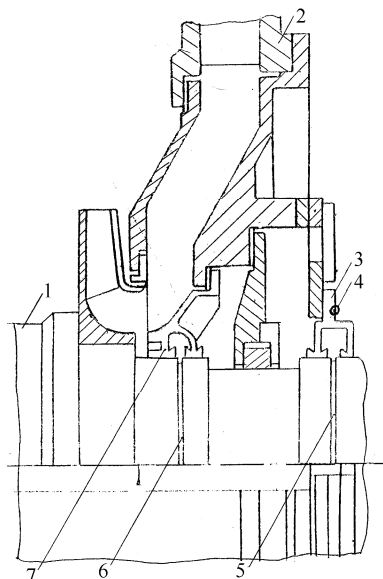


Рисунок 2 – Измерение перемещений короба: 1 – ротор; 2 – короб с присоединенными узлами; 3 – наружный маслоуловитель; 4 – точки измерений № 3 и 4 (условно показаны в плоскости рисунка); 5, 6 – кольцевые проточки на валу ротора; 7 – внутренний маслоуловитель

Таблица 4 – Величина податливости, мм/МПа, на  $\varnothing 710$  мм

Сторона	Половина короба	
	нижняя	верхняя
контурных колец	15,0	16,6
привода	13,0	13,2

В табл. 5 приведены величины осевых перемещений при максимальном рабочем давлении ( $p_{H2} = 0,40$  МПа) и при стендовых испытаниях на газоплотность ( $p = 0,50$  МПа).

Аналогично для точек 5, 6 определены величины податливостей

$$\Delta_i = w_i/p_{\max},$$

где  $w_i = w_i(p_{\max})$ ,  $i$  – номер точки. В таблице приводятся значения податливости  $\Delta$  и осевых перемещений  $w$  короба со стороны контактных колец на разных диаметрах  $d$  (нижняя половина).

Таблица содержит значения осевых перемещений  $w$  при максимальном рабочем давлении ( $p_{H2} = 0,40$  МПа) и демонстрирует естественное увеличе-

ние перемещений (прогибов)  $w$  короба от периферии к центру.

Аксиальные перемещения коробов  $w$  не должны нарушать работу маслоуловителей, обеспечивающих отражение брызг масла от вращающегося ротора. Для этого кольцевые проточки камер маслоуловителей должны перекрывать соответствующие кольцевые проточки на валу ротора. Условие перекрытия имеет вид

$$\lambda = \frac{X_{\min} - x}{2} > w_{\max}, \quad (9)$$

где  $X_{\min}$  – минимальная ширина проточки маслоуловителя;  $x$  – ширина проточки на роторе;  $w_{\max}$  – прогиб в точках на  $\varnothing 710$  мм при  $p_{\max}$ .

Таблица 5 – Осевые перемещения (мм) при  $p_{H2} = 0,40$  МПа (числитель) и  $p = 0,50$  МПа (знаменатель)

Сторона	Половина короба	
	нижняя	верхняя
контурных колец	6,00/7,50	6,64/8,30
привода	5,20/6,50	5,28/6,60

Таблица 6 – Значения  $\Delta_{kk}(d)$  и  $w(d)$

$d$ , мм	710	1950	3290
$\Delta$ , мм/МПа	15,0	10,8	4,35
$w$ , мм	6,0	4,32	1,74

Для исследуемого турбогенератора  $X_{\min} = 53,5$  мм;  $x = 10$  мм;  $\lambda = 21,75 > 6,0$ . Условие перекрытия (9) выполнено, коэффициент перекрытия  $\eta = \lambda/w_{\max} = 3,62$ .

Оценка надежности короба возможна после станционных испытаний статора на газоплотность по месту установки турбогенератора на реальный фундамент.

Ограничения по прогибам возникли также при транспортировке турбогенераторов мощностью 500 МВт по железной дороге. Сочлененный транспортер был нагружен силой тяжести средней части статора ( $F_g = 2180$  кН) и подвергнут статической тензометрии. Одновременно измерялась стрела прогиба транспортера. Ее величина  $w_{\max} = 43,7$  мм оказалась допустимой, так как до головки рельса оставался зазор  $f = 102,4$  мм. Транспортировка серии турбогенераторов (допустимая скорость  $v \leq 105$  км/час) проходила без осложнений.

**4 Динамические перемещения.** Сопоставление норм на вибрацию подшипников турбогенераторов в функции времени (табл. 7) показывает, что до 1976 г. нормировался размер вибросмещения полигармонических колебаний. Анализ демонстрирует, что эта традиция связана с инструментальной базой измерений. В 30-е годы виброперемещение определялось по размытию стрелки обычного индикатора часового типа с ценой деления 0,01 мм (10 мкм). Этот индикатор устанавливался на подшипник в рамке через сейсмический подвес.

На базе таких измерений была установлена норма вибрации на уровне 50 мкм. Последующее внедрение дистанционного виброконтроля с помощью электродинамических вибропреобразователей, где ЭДС пропорциональна виброскорости, а выход подавался на интегрирующий усилитель, не изменило ориентации на нормирование по  $x$ .

Принципиальный недостаток этой методики – недочет полигармонического состава колебаний. Наряду с колебаниями основной (так называемой оборотной) частоты, вызванной остаточным небалансом и другими технологическими причинами, есть высшие гармоники в спектре. Это, прежде всего, колебания с удвоенной частотой вращения (100 Гц). К их причинам могут относиться:

- 1) анизотропия изгибной жесткости ротора, представляющего собой 2-х или 4-х полюсный магнит;
- 2) передача на подшипники электродинамических усилий от магнитопровода и статорной обмотки;
- 3) нежесткое крепление турбогенератора или электромашинного возбuditеля к фундаменту.

Наличие высших частот в спектре вызывает усилия, пропорциональные квадрату частоты, что потребовало бы измерения не  $x$ , а  $\ddot{x}$ . Однако традиции измерения  $x$  и инерция, связанная с имевшейся инструментальной базой, привели к промежуточному решению [11] – измерять и нормировать вибрацию подшипников по эффективному (среднеквадратичному) значению виброскорости  $v_{rms}$  – см. формулы под табл. 7.

Сами численные значения норм определялись пересчетом норм по  $x$  в предположении, что вибрация – чисто оборотная, то есть идя в запас. При этом введены нормы временного характера, когда на снижение вибрации дается от 7 до 30 суток. Устанавливается также уровень

$$v_{rms} > 11,2 \text{ мм/с,}$$

при достижении которого АСУТП дает команду на останов турбоагрегата.

К механическим параметрам, влияющим на надежность турбогенератора и затронутым в стандарте [2], относится также уровень отстройки критических частот от номинальной частоты вращения ротора агрегата. Критические частоты вращения ротора в составе турбоагрегата не должны вызывать аварийных режимов при эксплуатации в случае изменения частоты тока в пределах  $\pm 2\%$  номинальных значений. При этом необходимо учитывать, что 2-ая критическая частота ротора турбоагрегата в части генератора может снижаться как степенная функция времени эксплуатации [9]:

$$n_{cr}^{\text{II}} = C + Bt_{\text{exp}}^{-p}. \quad (10)$$

Нормы колебаний других узлов турбогенератора [12] по традиции ограничивают размах виброперемещений – см. табл. 8. Для узлов статора они относятся к узкой частотной полосе 100÷120 Гц, что соответствует основному источнику динамических усилий. На одном из турбогенераторов в течение двух месяцев отмечался максимальный рост вибрации корпуса статора с частотой 100 Гц в области, соответствующей зоне ослабления прессы активной стали, вызвавшего пробой изоляции стержня статорной обмотки.

Таблица 7 – Нормы вибрации опор подшипников турбогенераторов

Параметр	Год введения стандарта																
	1982						1988			2000							
	Мощность, МВт		1976	1968	1951	< 200		≥ 200		После монтажа	Длительно	Недопустимо	Отключить	Длительность от- раживания, суток			
До- пустимо	Недопустимо	До- пустимо				При необхо- димости	Недопустимо	-	30					7	Недопустимо		
2x	ммкМ	-	40	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$v_{rms}^{(H)}$	$\frac{MM}{c}$	-	-	-	4,5	>7,1	2,8	4,5	>7,1	2,8	4,5	>7,1	≥11,2	4,5	7,1	11,2	>11,2
$v_{rms}^{(B)}$	$\frac{MM}{c}$	-	-	-	4,5	>7,1	2,8	4,5	>7,1	2,8	4,5	>7,1	≥11,2	4,5	7,1	11,2	>11,2
$v_{rms}^{(A)}$	$\frac{MM}{c}$	-	-	-	4,5	>7,1	2,8	4,5	>7,1	4,5	4,5	>7,1	≥11,2	4,5	7,1	11,2	>11,2

$$v_{rms} = \sqrt{T^{-1} \int_0^T v^2(t) dt}, \quad v_{rms} = \sqrt{\sum_{j=1}^n (a_j / \omega_j)^2} = \sqrt{\sum_{j=1}^n s_j^2 \omega_j^2} = \sqrt{\sum_{j=1}^n v_j^2}$$

Таблица 8 – Нормы размаха 2х виброперемещений других узлов турбогенератора

Параметр		Наименование узла турбогенератора							
Обозначение	Размерность	Сердечник статора	Корпус статора *)	Лобовые части обмотки статора	Контактные кольца	Валопровод ( $P \geq 500$ МВт)			
						Длительность ограничения, суток			
						После монтажа	–	30	Недопустимо
$f$	Гц	100...120			10...150	5...500			
2х	мкм	60	30	125	200	80	165	260	>260

\*) при упругой подвеске сердечника

Однако возможные колебания, передаваемые от подшипников с частотами до 60 Гц, при этом отфильтровываются.

Для роторных узлов (контактные кольца и валопровод около подшипниковой опоры) задан широкий частотный диапазон. Выбор перемещений вместо ускорения или хотя бы  $v_{rms}$  в качестве нормируемого параметра имеет тот же методический недостаток, что и для подшипников до 1976 г. – см. выше.

Для турбогенераторов мощностью 500 МВт наиболее сложным оказалось обеспечить виброустойчивость и жесткость концевых частей статора (коробов), в которых находятся подшипники. Исследования жесткости коробов на стенде показали ее недостаточность. Были установлены шпильки-стяжки, соединяющие верхние части коробов со средней частью статора. Однако и после этого осевая жесткость системы ротор – опоры (короба) оставалась низкой. Установлено, что максимальная осевая вибрация короба выше 100 мкм. Вибрация подшипников в несколько раз превышает нормы. Колебания передней стенки короба достаточно симметричны относительно продольной плоскости симметрии генератора. Стенка колеблется в целом синфазно, причем максимальные в районе подшипника вибрации снижаются к ее периферии, где кромка скреплена с боковой и верхней стенками и лапами короба.

Было проведено существенное повышение жесткости короба, предусматривающее создание его двойной передней стенки по типу корабельного днища, после чего вибрация стала ниже нормы (30 мкм). Конструкция данного турбогенератора обеспечила чисто синусоидальный характер колебаний коробов. Поэтому предусмотренная стандартом 1968 г. ориентация на изменение виброперемещений в данном случае была оправдана.

В дальнейшем конструкции коробов стали достаточно жесткими в акси-

альном направлении, о чем свидетельствуют, в частности, данные раздела 3. Для этого передние стенки коробов подкреплялись ортотропной решеткой ребер жесткости.

Анализ аварий и поломок, связанных с недостаточной виброустойчивостью и прочностью роторов турбогенераторов ряда фирм [8], выявил такие причины аварий, как концентрацию напряжений, чрезмерные остаточные напряжения, низкую пластичность материалов и др.

Для оценки надежности турбогенераторов по критериям прочности целесообразно вести измерение механических напряжений в опасных сечениях в качестве если не альтернативного, то хотя бы факультативного контроля наряду с традиционными измерениями динамических перемещений и их производных.

Опыт таких измерений на стяжных призмах рамы сердечника статора описан в данной работе. Тензометрия пружин виброизоляции магнитопровода выполнялась как в стационарных, так и в переходных режимах [8]. Усилия в подшипниках определялись путем тензометрии вкладышей. Однако все эти работы не были регламентными и не давали статистических оценок.

Современные средства телеметрии расширяют возможности таких работ, в том числе на роторах. В частности, известен опыт ряда фирм по тензометрии крутящего момента  $M_\phi$  в шейке вала около муфты, соединяющей ротора турбины и генератора. При аномальных режимах, например, внезапном коротком замыкании, когда  $M_\phi$  выше допустимого, АСУТП отключает турбоагрегат.

Стандарт [11] рекомендует наряду с  $v_{rms}$  измерение напряжений  $\sigma$  в соединительных элементах (в сложных случаях и особых режимах), но в отличие от  $v_{rms}$  не нормирует  $\sigma$ .

Заметим, что неудачный выбор нормируемых механических параметров может дезориентировать проектировщиков. Так, в статически неопределимых конструкциях нормирование  $x_{dyn}$  без контроля  $\sigma$  может привести к опасным тепловым деформациям. Однако проблема оптимального выбора прочностных и жесткостных механических параметров не входит в объем данной работы.

Учитывая многолетние статистические данные по вибрации турбогенераторов, параллельная тензометрия позволит построить соответствующие вероятностные зависимости и выработать обоснованные критерии оценки надежности в эксплуатации.

**Выводы.** На базе заводских и эксплуатационных исследований рассмотрены пути повышения надежности турбогенераторов за счет снижения механических напряжений, статических и динамических перемещений с их производными.

Перспективы данного направления – установить многомерную вероятностную зависимость показателей надежности от этих величин и напряжений, для чего развить расчетные и экспериментальные методы исследования механических параметров в условиях реальной эксплуатации. Целесообразны оценка надежности, включая срок службы, для конкретных турбогенераторов и определение путей его продления, в том числе за счет динамических и ремонтных работ.

**Список литературы:** 1. Машиностроение. Энциклопедия. – М.: Машиностроение, 2003. – Т. IV-3. Надежность машин [В.В.Клюев, В.В.Болотин, Ф.Р.Соснин и др.]. – 592 с. 2. Машины электрические вращающиеся. Турбогенераторы. Межгосударственный стандарт ГОСТ 533-2000 / Международная электротехническая комиссия (МЭК-34-3-88). – К.: 2002. – 28 с. 3. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. ГОСТ 27.002-89. – М.: 1990. – 38 с. 4. Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований по надежности. ГОСТ 27.003-90. – М.: 1991. – 27 с. 5. Болотин В.В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. – М.: 1982. – 352 с. 6. Ермолин Н.П., Жерихин И.П. Надежность электрических машин. – Л.: 1986. – 248 с. 7. Быков В.М., Глебов И.А. Научные основы анализа и прогнозирования надежности генераторов. – Л.: 1988. – 252 с. 8. Станиславский Л.Я., Гаврилов Л.Г., Остерник Э.С. Вибрационная надежность мощных турбогенераторов. – М.: 1985. – 240 с. 9. Остерник Э.С. Моделирование деформационных полей в электромашиностроении с помощью функций *N*-переменных // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тем. выпуск «Динамика и прочность машин». – 2003. – № 8, т. 3. – С. 29-42. 10. Остерник Э.С. О зависимости вибрации турбогенераторов от режимных параметров // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Тем. выпуск «Динамика и прочность машин». – 2010. – № 69. – С. 108-112. 11. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов... Межгосударственный стандарт ГОСТ 25364-97. – К.: 1999. – 6 с. 12. Карымов А.А. Нормирование вибрации турбогенераторов // Электротехническая промышленность. Электрические машины. – 1989. – № 10. – С. 23-25.

*Поступила в редколлегию 22.06.2011.*

УДК 539.3

**Э.А. СИМСОН**, д-р техн. наук, профессор, директор по исследованиям и разработкам, ОИЦ ЧАО «У.П.Э.К.», Харьков;

**В.В. ОБЧАРЕНКО**, канд. техн. наук, руководитель научно-исследовательского подразделения, ОИЦ ЧАО «У.П.Э.К.», Харьков;

**В.И. ДЕМИДОВ**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ОИЦ ЧАО «У.П.Э.К.», Харьков;

**И.Д. ПРЕВО**, науч. сотр., ОИЦ ЧАО «У.П.Э.К.», Харьков;

**С.А. НАЗАРЕНКО**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., НТУ «ХПИ»

## **ХОЛОДНАЯ РАСКАТКА ЗАГОТОВОК ПОДШИПНИКОВЫХ КОЛЕЦ**

Для процесу холодного ізотермічного розкочування розроблена математична модель, що дозволяє за допомогою чисельних методів прогнозувати напружено-деформований стан інструменту (оправки). Для існуючого технологічного процесу проведено аналіз стійкості оправок і обґрунтована правильність вибраних технологічних параметрів. На підставі чисельних експериментів запропоновано методи підвищення ресурсу інструменту.

For the process of isothermal cold ring-rolling mathematical model using numerical methods to predict the stress-deformed state of the tool (mandrel) was developed. The stability of the mandrel with existing technological process was analyzed and the correctness of the chosen process parameters was justified. On the basis of numerical experiments were proposed methods to improve the tool life.

Для процесса холодной изотермической раскатки разработана математическая модель, позволяющая с помощью численных методов прогнозировать напряженно-деформируемое состояние