

АНАЛИЗ ВИБРОВОЗМУЩАЮЩИХ ОСЕВЫХ СИЛ В СЕРДЕЧНИКЕ СТАТОРА МОЩНОГО ТУРБОГЕНЕРАТОРА

Виконано аналіз вібробуджувальних осьових сил в осерді статора потужного турбогенератора на прикладі аналізу причин руйнування його стяжних шпильок. Показано, що їх руйнування відбувається через утомленість матеріалу шпильок при багаточиклічному навантаженні. Розроблено методики розрахунку сил, які ґрунтуються на методах механіки руйнування і теорії електромагнітного поля.

Выполнен анализ вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора мощного турбогенератора на примере анализа причин разрушения его стяжных шпилек. Показано, что их разрушение происходит из-за усталости материалов шпилек при многоциклическом нагружении. Разработаны методики расчета сил, основанные на методах механики разрушения и теории электромагнитного поля.

Состояние проблемы. Актуальность. В настоящее время значительная часть генерирующего оборудования электростанций Украины выработала или приблизилась к выработке своего рабочего ресурса. Происходящие в оборудовании рабочие процессы приводят к медленному изменению его параметров и характеристик, накоплению повреждений и дефектов конструкций, что обуславливает постепенную деградацию оборудования и существенное снижение его эксплуатационной надежности. Это в значительной мере относится и к мощным турбогенераторам (ТГ) атомных электростанций. С учетом высоких требований к надежности функционирования оборудования АЭС необходимы обоснованные технические решения и рекомендации по продлению сроков их надежной эксплуатации.

Одной из проблем, возникающих в процессе длительной эксплуатации ТГ, является увеличение уровня вибрации сердечника статора, которая способна вызвать повреждения важных элементов его конструкции. Наибольшую опасность представляют осевые вибрации, которые не только негативно влияют на основные узлы торцевых зон ТГ (зубцы крайних пакетов сердечника, соединительные шины лобовых частей обмотки статора и др.), но даже разрушают стяжные шпильки, что ведет к недопустимому нарушению монолитности сердечника статора. Известен ряд случаев, когда происходил полный разрыв стяжных шпилек, несмотря на то, что их диаметр изначально выбирался со значительным запасом для удержания больших усилий запрессовки сердечника статора. Выявление причин таких разрушений, анализ величин и характера сил электромагнитного происхождения, которые порождают осевую вибрацию и далее называются вибровозмущающими силами, является актуальной задачей, требующей немедленного решения.

Природа возникновения вибровозмущающих электромагнитных сил обусловлена физическими явлениями, происходящими в торцевых зонах ТГ. Эти явления во многом связаны с действием магнитных потоков рассеяния от лобовых частей обмоток статора и ротора, которые индуцируют в листах крайних пакетов сердечника статора вихревые токи. Эти токи, а также неоднородность конструкции сердечника поро-

ждают в нем аксиально-направленные электромагнитные силы. Эти силы имеют знакопеременный характер и пульсируют с частотой 100 Гц. В данной работе приводится анализ величин вибровозмущающих осевых сил на примере ТГ типа ТВВ-1000-2, предназначенного для работы в составе энергоблока АЭС.

Действие вибровозмущающих сил вызывает разрушение упомянутых выше стяжных шпилек сердечника статора. В настоящее время известны две гипотезы о механизме разрушения стяжных шпилек.

Одна из гипотез [1] дает оценку величины сил на уровне, необходимом для разрушения шпилек путем их растяжения. Используемые при проектировании ТГ методики выбора диаметра шпилек основаны на предположении, что максимальные механические напряжения в сечениях шпилек с учетом их постоянных и переменных составляющих не должны превышать предела упругости материала, из которого они выполнены. При этом шпилька должна выдерживать теоретически неограниченное количество циклических деформирующих воздействий. Наблюдаемое на практике разрушение шпилек рассматривается в рамках этой гипотезы как подтверждение того факта, что реально действующие на шпильки вибровозмущающие силы значительно превышают расчетные, что требует в первую очередь уточнения методик их расчета и адекватного выбора параметров шпилек. Основным недостатком такого подхода является трудность объяснения физической природы возникновения столь мощных осевых сил.

Другая гипотеза основана на результатах теории усталости материалов при их многоцикловом нагружении. Проведенный анализ показал, что эта гипотеза более адекватно объясняет явление разрушения шпилек. Остановимся на этой гипотезе более подробно.

Анализ механики разрушения стяжных шпилек сердечника статора. Известно, что разрушение конструкционных материалов под воздействием переменных нагрузок происходит вследствие усталости – процесса медленного накопления повреждений, образования усталостных трещин, их развития и разрушения [2]. Схематично различные периоды усталостного процесса можно представить обобщенной диаграммой усталостного разрушения (рис. 1).

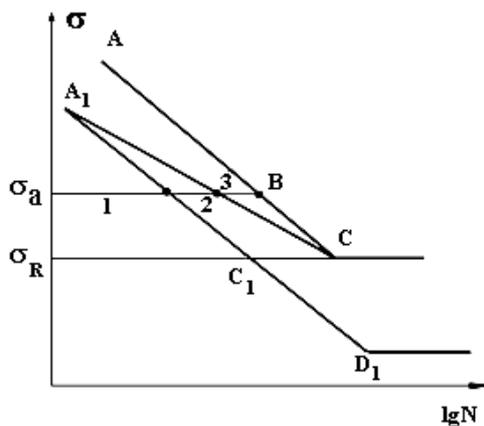


Рис. 1. Обобщенная диаграмма усталостного разрушения

По оси абсцисс в логарифмическом масштабе отложено число циклов силового воздействия на материал, а по оси ординат – механические напряжения. Обозначено: σ_a – амплитуда приложенных к образцу циклических напряжений; σ_R – предел выносливости – максимальное напряжение, при котором материал способен сопротивляться не разрушаясь при любом произвольно большом числе циклов нагружения. Линия AC соответствует разрушению образца и представляет кривую усталости (линию Веллера), линия A_1C соответствует образованию микротрещин (линия Френча), линия $A_1C_1D_1$ соответствует образованию субмикротрещин.

Условно процесс усталостного разрушения образца материала можно представить состоящим из трех стадий:

1. Инкубационная стадия – происходит накопление усталостных повреждений, связанных с перемещением дислокаций, их концентрацией около препятствий и образованием пор.
2. Стадия образования субмикротрещин – появляются субмикротрещины в результате разрыхления кристаллической решетки.
3. Стадия разрушения – происходит образование микротрещин, их развитие и окончательное разрушение образца.

Для описания обобщенных диаграмм усталостного разрушения предложено большое количество аналитических выражений. На базе статистической обработки экспериментальных данных Вейбуллом [3] было получено уравнение

$$(\sigma_a - \sigma_R)^m \cdot N = c, \quad (1)$$

где m и c – коэффициенты, характеризующие свойства материала; $N = N_{3T} + N_{PT}$ – число циклов нагружения образца до его разрушения; N_{3T} – число циклов до зарождения трещины, N_{PT} – число циклов, при котором происходит дальнейший рост трещины и разрушение образца.

Величина N характеризует допустимую длительность эксплуатации изделия, подверженного циклическим нагрузкам. Например, при частоте воздействия 100 Гц за год эксплуатации изделия при условии его непрерывной работы совершается $3,153 \cdot 10^9$ циклов, за 10 лет – соответственно $3,153 \cdot 10^{10}$ циклов.

Опыт эксплуатации мощных ТГ показал, что

разрушение шпилек происходит не на начальной стадии эксплуатации ТГ, а после достаточно длительного периода его работы. В основу дальнейшего анализа положим экспериментально установленный факт, что разрушение шпилек статора ТГ начинается после 10 ... 20 лет его эксплуатации. Исходя из указанной длительности безаварийной работы шпилек, найдем реальный уровень приложенных к шпильке циклических механических нагрузок. Это позволит обосновать величины вибровозмущающих сил электромагнитного происхождения, воздействующих на сердечник статора и через него – на стяжные шпильки. Для этого найдем взаимосвязь между предельно допустимым числом циклов нагружения N стяжной шпильки и величиной механического напряжения в ней.

Для аналитического описания положения линии Френча на диаграмме усталостного разрушения воспользуемся полученным в работе [4] уравнением, выражающим количество циклов до зарождения трещины N_{3T} :

$$N_{3T} = N_{PT} \cdot \left(\frac{\sigma_R - \sigma_n}{\sigma_a - \sigma_n} \right)^{2/m} \left/ \left[1 - \left(\frac{\sigma_R - \sigma_n}{\sigma_a - \sigma_n} \right)^{2/m} \right] \right., \quad (2)$$

где σ_n – уровень напряжений, при превышении которого в материал вносятся повреждения (соответствует инкубационной стадии).

При сборке статора в стяжных шпильках создается предварительное растягивающее усилие, необходимое для удержания сердечника в спрессованном состоянии. Это статическое напряжение имеет значительную величину и распределено по всем шпилькам крайне неравномерно. Так в рассматриваемом ТГ механические напряжения в шпильках при заводской запрессовке находятся в диапазоне (60 ... 200) МПа, причем, как показали тензометрические измерения, со временем (через год) напряжения уменьшаются до (30 ... 120) МПа. В результате наложения статических и циклических составляющих механических напряжений формируется асимметрия цикла нагружения, влияющая на усталостные характеристики шпильки. Асимметрия цикла нагружения характеризуется коэффициентом асимметрии цикла:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (3)$$

где σ_m и σ_a – статические и циклические составляющие напряжений. Например, при симметричном цикле нагружения, при котором амплитуды напряжений разного знака по величине одинаковы ($\sigma_m = 0$), имеем $R = -1$, если $\sigma_a = \sigma_m$, то $R = 0$.

На основе анализа результатов многочисленных исследований Р.Б. Хейвуд [8] предложил зависимость для определения предельной амплитуды переменных напряжений при симметричном цикле нагружения:

$$\sigma_{an} = \xi \cdot \sigma_b \cdot \frac{25 + d}{25 + 3d}, \quad (4)$$

где ξ – коэффициент, зависящий от свойств материала (для стали с пределом прочности $\sigma_b \leq 1100$ МПа, $\xi = 0,15$); σ_b – предел прочности; d – диаметр шпильки. При диаметре шпильки, равном 64 мм, расчет по формуле (4) дает $\sigma_{an} = 31$ МПа. Если реально прикла-

дываемое напряжение $\sigma_a < \sigma_m$, то усталостное разрушение шпильки не происходит.

Для учета влияния статической составляющей напряжения при циклическом нагружении воспользуемся диаграммой предельных амплитуд напряжений – диаграммой Гудмана [9], которая строится в координатах σ_a и σ_m (рис. 2).

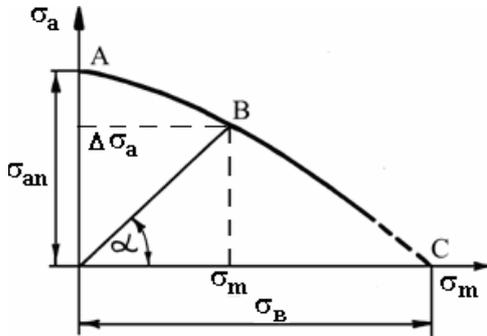


Рис. 2. Диаграмма предельных амплитуд напряжений

Из диаграммы Гудмана следует, что при $\sigma_m > 0$ величина σ_a уменьшается (точка В), т.е. усталостное разрушение шпильки начинает происходить при меньших циклических составляющих напряжений. Далее найденное по диаграмме Гудмана предельное циклическое напряжение для заданного значения σ_m обозначается как $\Delta\sigma_m$. Например, при начальном статическом напряжении запрессовки $\sigma_m = 100$ МПа предельно допустимая циклическая составляющая уменьшается с $\sigma_m = 31$ МПа до $\Delta\sigma_a = 25$ МПа. Найденное значение используется в выражении (2) (вместо σ_n) при определении длительности периода зарождения трещины. Следует подчеркнуть, что в общем количестве циклов нагружения материала до его разрушения N величина $N_{ЗТ}$ составляет, как правило, не менее 90%.

Для расчета количества циклов нагружения материала $N_{РТ}$, характеризующего длительность периода роста трещины, необходимо использовать методы механики разрушения. Для оценки величины $N_{РТ}$ используется следующее интегральное выражение:

$$N_{РТ} = \int_{l_0}^{l_k} \frac{dl}{C \cdot (\Delta K)^n} \quad (5)$$

Входящие в выражение (5) параметры определяются следующим образом. Величина ΔK характеризует изменение коэффициента интенсивности напряжения в вершине трещины, происходящее в цикле нагружения. Это значение для сплошного круглого стержня с концентратором, с полуэллиптической поверхностной трещиной под действием равномерной растягивающей нагрузки согласно работе [10] определяется следующим образом:

$$\Delta K = \Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot l} \cdot Y(l/r) \quad (6)$$

где l – размер трещины по ее глубине; $\Delta\sigma$ – изменение растягивающего напряжения в цикле нагружения; $Y(l/r)$ – значение геометрического фактора для данного стержня и вида нагружения, которое согласно [10] меняется в диапазоне 0,6 ... 0,9. В расчетах принима-

ем усредненное значение равно 0,7.

Начальное значение длины трещиноподобного дефекта l_0 , от которого начинает развиваться трещина, определяется из соотношения

$$l_0 = \frac{1}{\pi} \cdot \left(\frac{(\Delta K_{th})_R}{\Delta\sigma_R} \right)^2 \cdot \frac{1}{Y^2}, \quad (7)$$

где $(\Delta K_{th})_R$ – определяется по формуле

$$(\Delta K_{th})_R = (\Delta K_{th})_0 \cdot (1 - R). \quad (8)$$

Значение $(\Delta K_{th})_0$ характеризует величину $(\Delta K_{th})_R$ при значении коэффициента асимметрии цикла $R = 0$. Это значение можно приближенно принять равным $(\Delta K_{th})_0 = 8,1$ (МПа · м^{1/2}).

Предельная (конечная) длина трещины l_k определяется эмпирически по результатам обследования усталостного излома разрушенной шпильки. Было установлено, что трещина распространялась до длины, равной 0,7 диаметра шпильки. Для данной шпильки это составляет $l_k = 47$ мм. В табл. 1 приведены некоторые характеристики материала, из которого выполнена шпилька, близкие к материалу Ст. 45.

Таблица 1

σ_B МПа	$\sigma_{0,2}$ МПа	σ_R МПа	n	c	$(\Delta K_{th})_0$, МПа·м ^{1/2}	m
516	223	125	4,8	$1,2 \cdot 10^{-13}$	8,1	10

В табл. 2 приведены результаты расчетов общего количества циклов нагружения материала до его разрушения (суммарная долговечность) при различных статических σ_m и циклических σ_a составляющих напряжений. Для каждого заданного σ_m величина σ_a должна превышать граничное напряжение $\Delta\sigma_a$, при котором начинается усталостное разрушение.

Полученные расчетные результаты позволяют оценить время эксплуатации ТГ до разрушения шпильки. Например, при $\sigma_m = 200$ МПа и $\sigma_a = 20$ МПа разрушение шпильки произойдет приблизительно через 12,5 лет непрерывной работы. Соответственно при $\sigma_m = 100$ МПа и $\sigma_a = 26$ МПа ожидать разрушения шпильки следует ориентировочно через 10,5 лет.

Полученные данные об уровне напряжений в шпильке дают возможность определить интегральную величину осевых вибровозмущающих сил, действующих на сердечник статора. При этом необходимо учесть существенную неравномерность распределения нагрузки между шпильками. Эта неравномерность обусловлена рядом факторов: расположением шпилек в статоре (в нижней или верхней его части), особенностями технологии запрессовки сердечника, различием температур шпилек. Как показали исследования, проведенные в ГП "Завод Электротяжмаш" (г. Харьков), коэффициент неравномерности распределения нагрузок между отдельными шпильками достигает значения 2,6 ... 3, причем только около (25 ... 30) % шпилек работают с напряжениями, превышающими граничное напряжение $\Delta\sigma_a$, при котором начинается их усталостное разрушение. С учетом этих данных суммарная амплитуда действующих на статор ТВВ–1000–2 осевых вибровозмущающих сил, например, при $\sigma_m = 200$ МПа и $\sigma_a = 20$ МПа может

быть оценена в 514 МН (51,4 тонны). Эти силы формируются в крайних пакетах торцевых зон сердечника статора и передаются стяжным шпилькам. С учетом соотношения площадей шпилек и поверхностей

крайних пакетов (на две стороны ТГ) оценка среднего давления вибровозмущающих сил на поверхности крайних пакетов дает значение 57,8 кПа.

Таблица 2

σ_m , МПа	σ_{an} , МПа	$\Delta\sigma_a$, МПа	ΔK_{th}	R	l_0 , м	σ_a , МПа	N_{PT} , циклов	$N_{ЗТ}$, циклов	Суммарная долговечность N , цикл
50	31	28	5,83	0,282	0,0138	35	$3,23 \cdot 10^7$	$3,82 \cdot 10^8$	$4,14 \cdot 10^8$
						32	$4,97 \cdot 10^7$	$9,6 \cdot 10^8$	$1,1 \cdot 10^9$
						30	$6,77 \cdot 10^7$	$2,53 \cdot 10^9$	$2,6 \cdot 10^9$
						29	$7,96 \cdot 10^7$	$4,9 \cdot 10^9$	$4,97 \cdot 10^9$
100	31	25	3,2	0,6	0,0052	30	$2,56 \cdot 10^8$	$3,67 \cdot 10^9$	$3,93 \cdot 10^9$
						28	$3,57 \cdot 10^8$	$8,14 \cdot 10^9$	$8,5 \cdot 10^9$
						26	$5,1 \cdot 10^8$	$3,27 \cdot 10^{10}$	$3,32 \cdot 10^{10}$
200	31	19	3,2	0,826	0,00903	35	$5,38 \cdot 10^7$	$2,46 \cdot 10^8$	$3,0 \cdot 10^8$
						30	$1,37 \cdot 10^8$	$8,23 \cdot 10^8$	$9,6 \cdot 10^8$
						28	$1,57 \cdot 10^8$	$1,09 \cdot 10^9$	$1,25 \cdot 10^9$
						26	$2,24 \cdot 10^8$	$1,9 \cdot 10^9$	$2,13 \cdot 10^9$
						24	$3,29 \cdot 10^8$	$3,73 \cdot 10^9$	$4,06 \cdot 10^9$
						22	$5,0 \cdot 10^8$	$8,95 \cdot 10^9$	$9,45 \cdot 10^9$
						20	$7,9 \cdot 10^8$	$3,87 \cdot 10^{10}$	$3,95 \cdot 10^{10}$

Полученные результаты показывают, что разрушение шпилек происходит при воздействии на них электромагнитных сил, значительно меньших по величине, чем силы по первой гипотезе, изложенной в [1].

Математическое моделирование вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора. Ниже приводится математическую модель и результаты моделирования вибровозмущающих осевых сил в сердечнике статора. Моделирование выполняется с помощью методов теории электромагнитного поля.

Величина осевых электромагнитных сил, приложенных к элементам торцевой зоны сердечника статора, обусловлена действием двух различных факторов, что дает возможность представить силы в виде наложения двух составляющих:

$$F_z = F_{z\sigma} + F_{zm} \quad (9)$$

Составляющая $F_{z\sigma}$ обусловлена действием магнитных потоков рассеяния от лобовых частей обмоток статора и ротора, индуцирующих вихревые токи в листах крайних пакетов сердечника статора. Взаимодействие этих токов с магнитным полем порождает первую составляющую электромагнитных сил. Вторая составляющая F_{zm} обусловлена геометрической неоднородностью структуры магнитопровода в торцевых зонах ТГ (краевыми эффектами). Эта составляющая не связана с возникновением вихревых токов, а обусловлена выпучиванием в торцевой зоне основного (радиально направленного) магнитного потока, пересекающего воздушный зазор из ротора в статор.

Расчетная область, отображающая продольное сечение генератора в его торцевой зоне в цилиндрических координатах, показана на рис. 3. В общем случае для учета влияния вихревых токов в листах сердечника от аксиальных магнитных потоков используется общее уравнение относительно комплексной амплитуды азимутальной составляющей векторного магнитного потенциала \dot{A}_ϕ :

$$\frac{\partial^2 \dot{A}_\phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \dot{A}_\phi}{\partial r} + \frac{\partial^2 \dot{A}_\phi}{\partial z^2} - j \cdot \omega \cdot \mu \cdot \gamma \cdot \dot{A}_\phi = -\mu \cdot J_{\phi \text{ стор}}, \quad (10)$$

где γ – электропроводность, μ – магнитная проницаемость, ω – угловая частота изменения во времени переменных. Отличная от нуля электропроводность задается только в пакетах сердечника статора, что позволяет учесть в них вихревые токи, наведенные токами лобовых частей обмоток. Источниками поля в рассматриваемой задаче являются азимутальные составляющие плотностей токов в лобовых частях обмоток статора $J_{\phi 1}$ и ротора $J_{\phi 2}$, которые заполняют показанные на рис. 3 эквивалентные сечения лобовых частей. Рассматриваемое продольное сечение ТГ проводится по продольной d оси ротора. При этом область, отображающую лобовые части ротора, пересекает $w_2/2$ проводников с током возбуждения I_f . Эквивалентное значение плотности тока в лобовых частях обмотки ротора определяется по формуле:

$$J_{\phi 2} = I_f \cdot w_2 / (2 \cdot S_{л2}), \quad (11)$$

где $S_{л2}$ – эквивалентная площадь сечения лобовых частей обмотки.

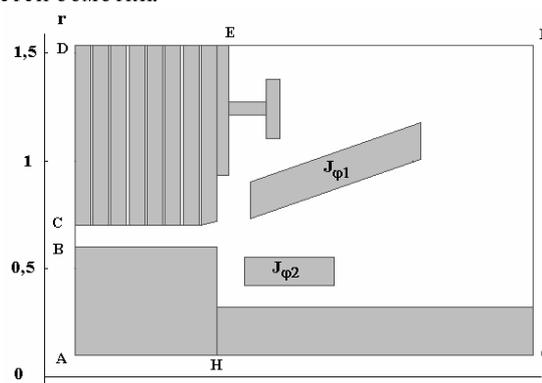


Рис. 3. Расчетная область – продольное сечение торцевой зоны ТГ

При задании плотности тока статора $J_{\phi 1}$ необходимо учесть, что существует пространственный сдвиг положения амплитуды НС в витках обмотки статора по отношению к амплитуде НС обмотки ротора. Поэтому в рассматриваемом продольном сечении расчетное значение плотности тока $J_{\phi 1}$ отличается от

своего амплитудного значения на величину, определяемую косинусом пространственного угла ψ сдвига векторов НС обмоток статора и ротора [11]:

$$J_{\phi 1} = J_{\phi 1 \max} \cdot \cos \psi,$$

$$\psi = \arctg[(U_a \cdot \sin \phi + X_d \cdot I_a) / (U_a \cdot \cos \phi + R_a \cdot I_a)], \quad (12)$$

где U_a, I_a – напряжение и ток обмотки статора; R_a, X_d – активное и синхронное индуктивное сопротивление обмотки статора, ϕ – угол мощности.

Для расчета электромагнитных сил используется метод тензора магнитного натяжения [11]. Нормальная к рассматриваемой поверхности составляющая тензора натяжения T_n и нормальная составляющая полной силы F_n рассчитываются по следующим выражениям:

$$T_n = \frac{1}{2\mu} \cdot (B_n^2 - B_\tau^2); F_n = \int_S T_n ds = \frac{1}{2\mu} \cdot \int_S (B_n^2 - B_\tau^2) \cdot dS \quad (13)$$

Аналогично для расчета тангенциальных составляющих тензора магнитного натяжения T_τ и тангенциальной составляющей полной силы F_τ используются следующие выражения:

$$T_\tau = \frac{B_n \cdot B_\tau}{\mu}; F_\tau = \int_S T_\tau ds = \frac{1}{\mu} \cdot \int_S B_n \cdot B_\tau \cdot dS, \quad (14)$$

где B_n, B_τ – соответственно нормальная и тангенциальная составляющие магнитной индукции.

Для определения этой составляющей $F_{z\sigma}$ в расчетной области решается задача (10) – (14) при однородных граничных условиях первого рода $A_\phi = 0$ на внешних границах расчетной области. При этом распределение магнитной проницаемости в ферромагнитных пакетах статора задано и определяется по распределению индукции от основного магнитного потока, которое находится из решения вспомогательной задачи в поперечном сечении ТГ. Значения U_a, I_a, U_a, I_a и $\cos \phi$ соответствуют анализируемому режиму работы ТГ.

Для определения составляющей силы F_{zm} в расчетной области решается уравнение (10) при значении электропроводности $\gamma = 0$, поскольку предполагается, что радиальный магнитный поток в шихтованных пакетах сердечника статора вихревых токов не индуцирует (если пренебречь незначительными по величине токами, влияние которых учитывается при расчете потерь в стали). При этом принимается $J_{\phi 1} = J_{\phi 2} = 0$. Источником поля в этой задаче является значение потенциала $A_\phi = A_{\phi 0}$ на границе ABCD, найденное из решения вспомогательной задачи в поперечном сечении. Для моделирования стекания основного магнитного потока в тангенциальном направлении на границах DE и AH задаются однородные граничные условия второго рода $\partial A_\phi / \partial n = 0$. На остальных границах задается условие $A_\phi = 0$.

Численное решение сформулированных задач выполнено методом конечных элементов.

На рис. 4 изображена расчетная картина поля векторного магнитного потенциала и тензора натяжения в номинальном режиме работы турбогенератора с $\cos \phi = 1$, а на рис. 5 для этого же режима показано распределение тензора натяжения вдоль контура торцевой зоны сердечника статора. По высоте выделено

две зоны, одна из которых соответствует немагнитному нажимному фланцу, а вторая – ферромагнитному зубцу крайнего пакета сердечника.

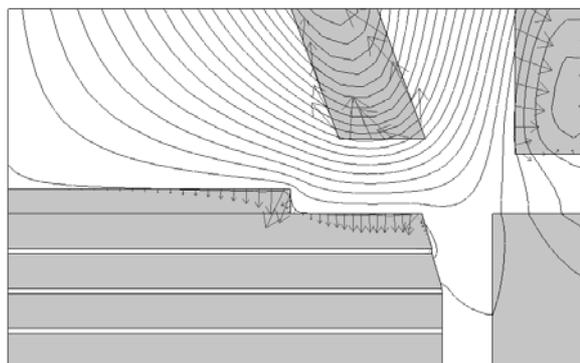


Рис. 4. Картина поля магнитного потенциала и тензора натяжения

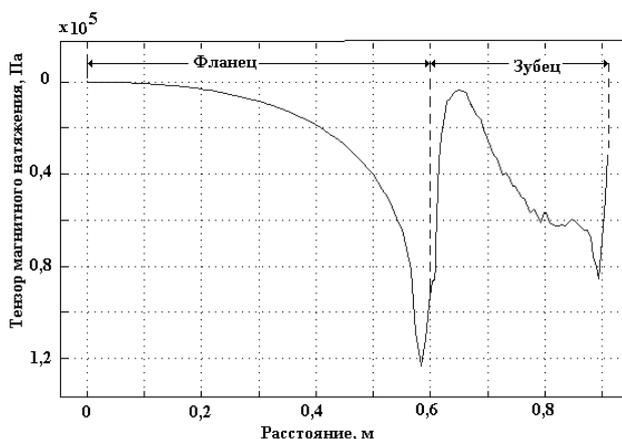


Рис. 5. Распределение тензора натяжения вдоль контура торцевой зоны сердечника статора

Интегрирование полученного распределения по площади торцевой зоны дало значение силы $F_{z\sigma}$ (на два торца) 329 МН (32,9 тонны).

Решение второй задачи по определению составляющей F_{zm} дало значение силы равное 98,7 МН (9,87 тонны). Таким образом, амплитуда действующей на сердечник суммарной осевой вибровозмущающей силы в данном режиме равна 427,7 МН (42,7 тонны).

Сравнение найденного значения (42,7 тонны) со значением, рассчитанным по условиям усталостного разрушения шпилек в результате их многоциклического нагружения (51,4 тонны), демонстрирует достаточно хорошее совпадение результатов, что свидетельствует об адекватности разработанной методики расчета вибровозмущающих сил. Некоторое расхождение в меньшую сторону (на 17%) сил, полученных в результате электромагнитных расчетов, от сил, полученных механическими расчетами, может быть объяснено влиянием следующих причин.

В реальной конструкции ТГ действует сложное сочетание различных факторов, влияющих на усталостную прочность шпилек, которые практически не поддаются строгому анализу. Например, в приведенных выше расчётных формулах используются стандартные значения характеристик материалов, определяющих прочностные свойства выбранного материала шпилек. Эти параметры получены на опытных образ-

цах в лабораторных условиях, при которых невозможно учесть поведение той или иной конструктивной детали, выполненной из данного материала, в реальном сложном изделии, каким является турбогенератор. При этом разрыв шпилек обычно происходит по резьбе из-за того, что витки резьбового соединения являются сильнейшими концентраторами локальных напряжений. Эти концентрации особенно для резьбовых соединений большого диаметра уменьшают предел выносливости материала на (20...30) %.

Кроме того, выполненные оценки не учитывают изменения температуры шпилек и возникающих при этом термомеханических напряжений. В частности, необходимо учитывать малоцикловую усталость материала, связанную с изменением температуры при остановках и запусках ТГ, число которых за период эксплуатации ТГ велико. Следует также указать на дополнительный нагрев шпилек индуцированными в них токами. Так, совокупность шпилек статора совместно с нажимными фланцами образуют своеобразную клетку, конструктивно напоминающую короткозамкнутую обмотку ротора асинхронного двигателя. В такой "клетке" полями рассеяния индуцируются токи, вызывающие нагрев шпилек и их температурную деформацию. Как показали исследования, температура шпилек увеличивается примерно на 30...40 °С. В примере расчёта безаварийного срока службы шпилек были использованы характеристики стали 45, однако по данным завода-изготовителя (ПО "Электросила", СПб) шпильки сердечника статора турбогенератора ТВВ-1000-2 выполнены из нестандартного материала марки ИЗ-1, имеющего предел прочности ниже предела прочности стали 45.

Выводы. Рассмотренные выше факторы, дополнительно снижающие принятый при расчёте предел прочности шпилек, объясняют усталостное разрушение шпилек под воздействием переменных вибровозмущающих осевых сил электромагнитного происхождения относительно небольшой интенсивности.

Несмотря на то, что полученные выше результаты носят приближенный, оценочный характер, они раскрывают тенденции поведения шпилек под воздействием осевых знакопеременных сил в процессе длительной эксплуатации ТГ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Демидюк Б. М., Кузьмин В.В., Шпатенко В. С. О разработке физически содержательного подхода к анализу силовых и энергетических процессов в элементах магнитоприводов электрических машин // Вісник Кременчуцького Державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського - Випуск 3/2007 (44) Частина 1. – С. 51- 55.
2. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1965. – 456 с.
3. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов. – М.: Машиностроение, 1964. – 275 с.
4. Цыбанев Г.В. Энергетическая трактовка усталостных испытаний и использование ее для определения стадии зарождения трещины // Проблемы прочности. – 1994. – № 2. – С. 19-26.
5. РД 50-345-82. Расчеты и испытания на прочность. – М.: Изд-во стандартов. 1983.
6. Paris P.C., Gomez V.P., Anderson W.E. A rational analytic theory of fatigue. – Trend., 1961. 13, p. 9-14.
7. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
8. Хейвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости. / Пер. с англ. Под ред. И.Ф. Образцова. – М.: Машиностроение, 1969. 504 с.
9. Goodman J. Mechanics applied to engineering. - London: Green and Company. 1899. – 103 p.
10. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: Т. 2. Пер. с англ. / Под ред. Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990. – 1016 с.
11. Васковський Ю.М. Польовий аналіз електричних машин. – Київ, НТУУ "КПІ", 2007, 191 с.
12. Шумилов Ю. А., Демидюк Б. М., Штогрин А. В. Вибродиагностика как составляющая часть мониторинга технического состояния силовых агрегатов электростанций. // Праці ІЕД НАН України.– 2008. № 1.– С. 76-80.

Поступила 10.11.08

Васьковський Юрій Николаевич, д.т.н, проф.,

Шумилов Юрій Андреевич, д.т.н, проф.

Национальный технический университет Украины,

"Киевский политехнический институт",

кафедра электромеханики,

Украина, 03056, Киев, пр. Победы, 37,

тел. (044) 454 95 18, (044) 241 76 38, e-mail:

vun157@voliacable.com, yuriy2007@voliacable.com

Штогрин Александр Валерьевич,

Хмельницкая АЭС,

тел. 8(03848) 62 34 47, моб. 8 098 225 32 93