

УДК 539.3

Н.Г. ШУЛЬЖЕНКО, П.П. ГОНТАРОВСКИЙ, Т.В. ПРОТАСОВА

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины***ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕПЛОВОЫДЕЛЕНИЯ В РОТОРЕ
ГЕНЕРАТОРА НА ЕГО ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ**

Оценено искривление оси ротора синхронного генератора вследствие неравномерности тепловыделения в обмотках возбуждения. Задача решается полуаналитическим методом конечных элементов в цилиндрической системе координат. Показано, что незначительная неравномерность теплоотбора в обмотках приводит к тепловому искривлению оси ротора, создающего силы небаланса, превышающие вес ротора, что может привести к значительному росту вибрации генератора.

ротор генератора, термонапряженное состояние, анизотропия свойств материала, искривление оси

Ротор современного синхронного турбогенератора является сложным трехмерным сильно нагруженным конструктивным элементом [1]. Вихревые токи, наводимые электромагнитным полем в воздушном зазоре между ротором и статором при неравномерной нагрузке фаз и коротком замыкании, вызывают существенно неравномерные нестационарные температурные поля по сечению ротора, а также интенсивный локальный нагрев клиньев, удерживающих обмотку возбуждения в пазах ротора [2]. Это может вызвать явления, приводящие к неравномерности прогибов ротора, что негативно сказывается на надежности работы турбогенератора. Эти же явления возможны и на стационарных режимах работы в случае нарушений теплоотвода в системе охлаждения обмоток.

Поперечное сечение ротора в районе магнитных полюсов и его расчетная схема показаны на рис. 1. Области 2 и 4 (рис. 1, б) представляют собой зубья, в пазах между которыми находится охлаждаемая медная обмотка с изоляцией. Она является источником тепловыделения при протекании в ней электрического тока. Обмотка находится под действием центробежных сил и удерживается в пазах дюралевыми клиньями, расположенными между зубьями у наружного радиуса ротора (область 4). Область 3 содержит пустые пазы, прикрытые клиньями, и

предназначена для компенсации неравножесткости ротора за счет областей 2 и 4.

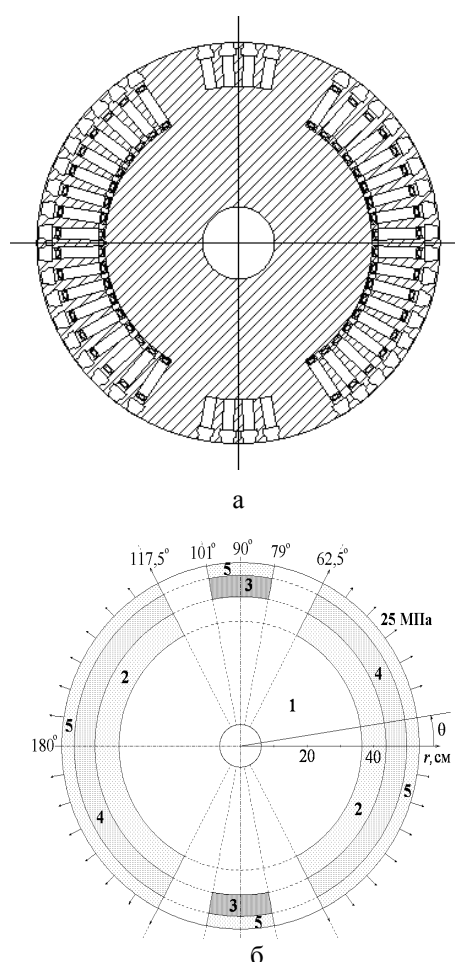


Рис. 1. Поперечное сечение ротора в районе магнитных полюсов: а – сечение ротора; б – расчетная схема

Ротор представляет собой сложную кусочно-неоднородную конструкцию, континуальное представление которой в рамках трехмерной расчетной схемы со всеми подробностями для решения поставленной задачи не оправдано. В данной работе используется упрощенный подход, применяемый при расчете конструкций из композитных материалов [3], когда отдельные кусочно-неоднородные области (2-5) представляются однородным трансверсально ортотропным материалом. Его теплофизические и механические свойства определяются в данной работе по методике, принятой в механике композитных материалов [3].

Усилия от центробежных сил, действующих на обмотку, передаются на клинья, которые нагружают зубья ротора по наружному радиусу. При этом на части наружной поверхности (рис. 1, б) задается равномерно распределенная нагрузка 25 МПа. Часть теплоты от внутренних источников в областях 2 и 4, которая не отбирается системой охлаждения внутри обмотки, передается на наружную поверхность, охлаждаемую водородом, а также распространяется вдоль оси ротора по направлению к подшипникам. На наружной поверхности заданы граничные условия конвективного теплообмена [4]: в районе магнитных полюсов – $\alpha = 950 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $T_{\text{ср}} = 70 ^\circ\text{C}$; в области подшипников – $\alpha = 4500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $T_{\text{ср}} = 50 ^\circ\text{C}$; на остальной части – $\alpha = 150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $T_{\text{ср}} = 45 ^\circ\text{C}$. Мощность внутренних источников тепла, которая не отбирается системой охлаждения обмотки, составляет $Q_2 = 200 \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^3$ и $Q_4 = 133 \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^3$ для областей 2 и 4 соответственно, что приводит к допустимому при эксплуатации нагреву ротора. Теплофизические и физико-механические свойства материала приведены в табл. 1.

Здесь K_r , K_z , K_θ – коэффициенты теплопроводности в радиальном, осевом и окружном направлениях соответственно; ρC – объемная усредненная теплоемкость материала; E_r , E_z , E_θ – модули упругости в радиальном, осевом и окружном направлениях соответственно; G_{rz} – модуль сдвига в плоскости rz ; ρ – усредненная плотность материала; α – коэффициент линейного температурного расширения.

Таблица 1
Теплофизические и физико-механические свойства материала

№ области	1	2	3	4	5
$K_r, K_z, K_\theta, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	40,6	28,0	13,0	31,0	110,0
$\rho C \cdot 10^{-6}, \text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$	4,0	3,5	1,3	3,7	3,5
$E_r, E_z \cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	2,1	0,801	0,7385	1,064	1,064
$E_\theta \cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	2,1	0,2	0,2	0,2	20
$G_{rz} \cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	0,808	0,2804	0,2586	0,3725	0,3725
$\rho \cdot 10^3, \text{кг}/\text{м}^3$	7,9	2,75	2,53	3,65	5,30
$\alpha \cdot 10^6, \text{К}^{-1}$	12,6	12,6	12,6	12,6	12,6

Для определения температурных полей и термонапряженного состояния в роторе генератора используется методика, разработанная на основе полуаналитического метода конечных элементов в цилиндрической системе координат [5]. Меридиональное сечение ротора (рис. 2) разбивается на конечные элементы в виде произвольных четырехугольников, а в окружном направлении решение аппроксимируется рядами Фурье.

Рассматривается задача определения термонапряженного состояния ротора на стационарном режиме работы. При этом имеют место две плоскости симметрии ($\theta = 0$ и $\theta = \pi/2$). Для достижения приемлемой точности получаемых результатов в расчетах удерживалось 11 четных гармонических составляющих ряда Фурье.

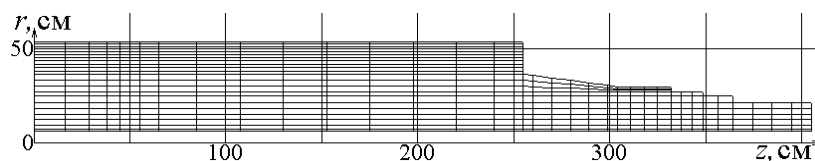


Рис. 2. Меридиональное сечение ротора

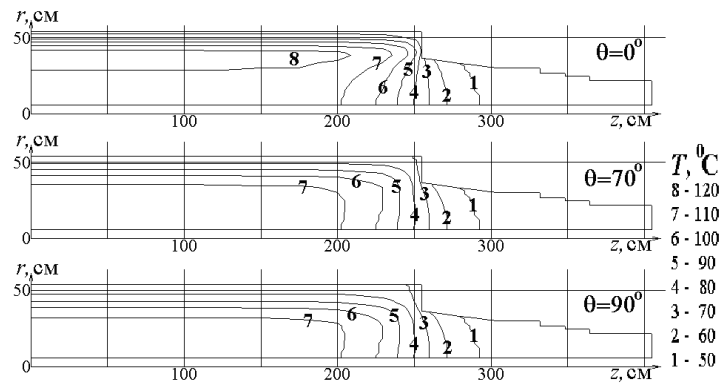


Рис. 3. Распределение изолиний температуры в меридиональных сечениях ротора на стационарном режиме

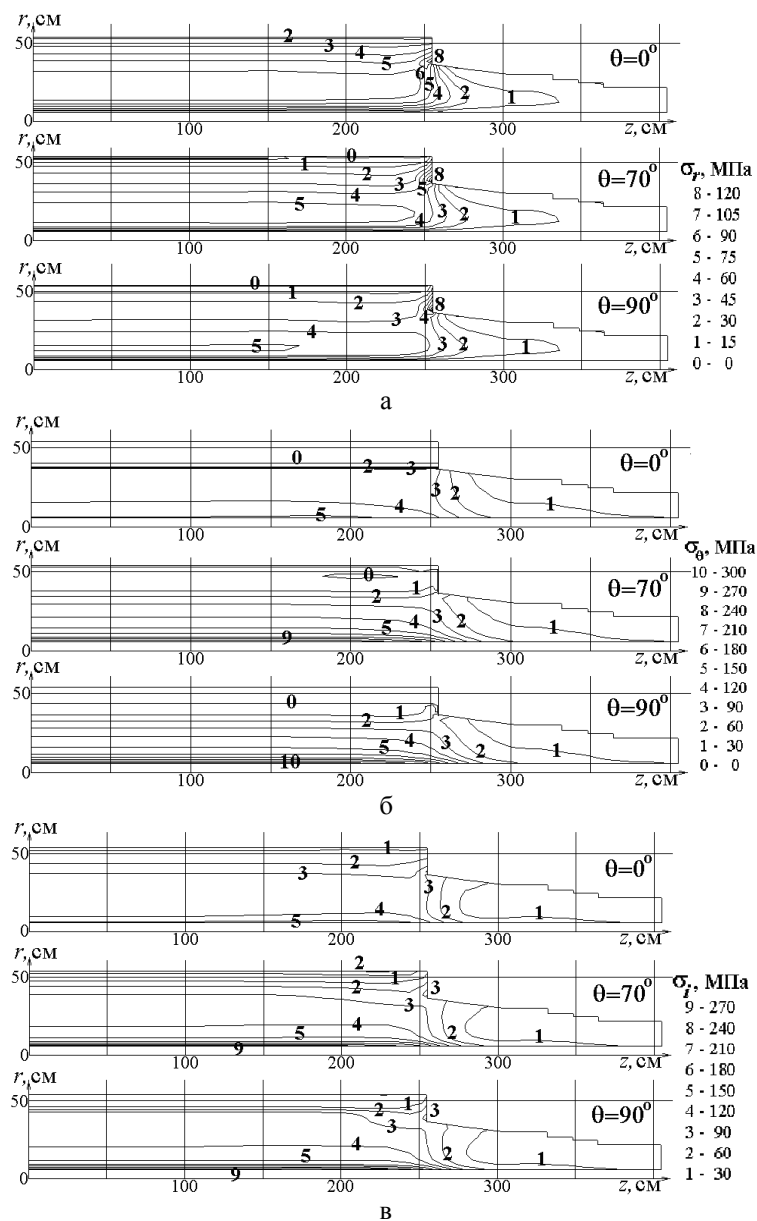


Рис. 4. Распределение радиальных и окружных напряжений, а также интенсивности напряжений в меридиональных сечениях ротора

Распределение температуры в меридиональных сечениях с координатами $\theta = 0^\circ$, $\theta = 70^\circ$ и $\theta = 90^\circ$, приведено на рис. 3. Радиальные, окружные напряжения и интенсивность напряжений в тех же сечениях приведены на рис. 4. Из полученных результатов можно заключить, что термонапряженное состояние генератора носит существенно трехмерный характер, а величина эквивалентных напряжений существенно превышает их уровень в роторах паровых турбин. Для получения истинных радиальных и осевых напряжений в зубьях необходимо усредненные напряжения в областях 2-4 увеличить пропорционально отношению истинного модуля упругости зубьев к усредненному (E_1/E_i , где i – номера областей ($i = 2, 3, 4$)).

Выполнены также расчеты напряженного состояния ротора, находящегося под действием только центробежных сил. Распределение интенсивности напряжений для этого случая показано на рис. 5. Сопоставляя результаты, приведенные на рис. 4, в и 5, можно заключить, что основной вклад в напряженное состояние ротора вносят центробежные силы.

В случае нарушения работы системы охлаждения обмоток, например из-за засорения каналов, отбор тепла в обмотках, расположенных в диаметрально противоположных плоскостях может отличаться. При этом имеет место только одна плоскость симметрии термонапряженного состояния ($\theta = 0$). Вследствие разности температур на диаметрально противоположных направлениях ротор будет ис-

кривляться в этой плоскости симметрии. Для достижения той же точности, что и при решении предыдущей задачи, удерживалась 21 гармоническая составляющая ряда Фурье.

Расчеты выполнены при заданной неравномерности отбора тепла в обмотках, приводящей к увеличению мощности источников тепловыделения Q_2 и Q_4 на 5 и 10% на одном из диаметрально противоположных участков окружности ($-62,5^\circ < \theta < -62,5^\circ$). Максимальные температуры в обмотках, как следует из расчетов, отличались при этом на 3°C и 5°C соответственно. Графики искривления оси ротора показаны на рис. 6. При неравномерности теплоотбора в 5% ($Q_2 = 210 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^3$; $Q_4 = 139 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^3$) в обмотке ротора возникает прогиб, создающий силы небаланса, превышающие вес ротора. Следует отметить, что напряженное состояние ротора при этом изменилось несущественно. Максимальная интенсивность напряжений возросла лишь на 0,26 и 0,52%.

Для оценки неравномерности ротора, влияющей на его колебания при вращении, определялся прогиб ротора только от собственного веса без учета температурных воздействий в плоскостях максимальной и минимальной жесткости. Максимальная стрела прогиба ротора вдоль оси в плоскостях $\theta = \pi/2$ и $\theta = 0$ достигает 0,421 и 0,476 мм соответственно, что указывает на неравномерность ротора в направлениях главных моментов инерции, которая составляет 13%.

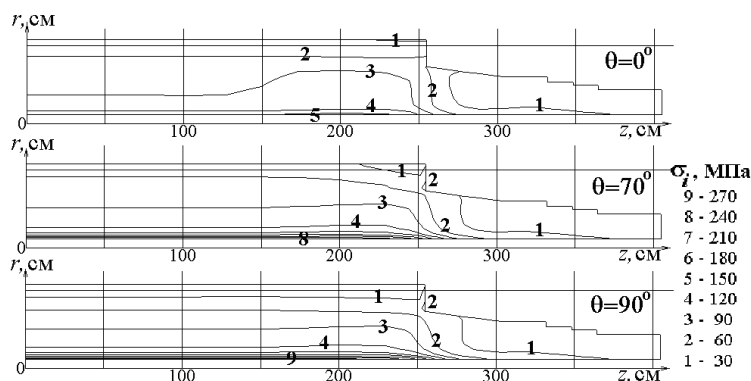


Рис. 5. Распределение интенсивности напряжений в роторе, находящемся под действием только центробежных сил

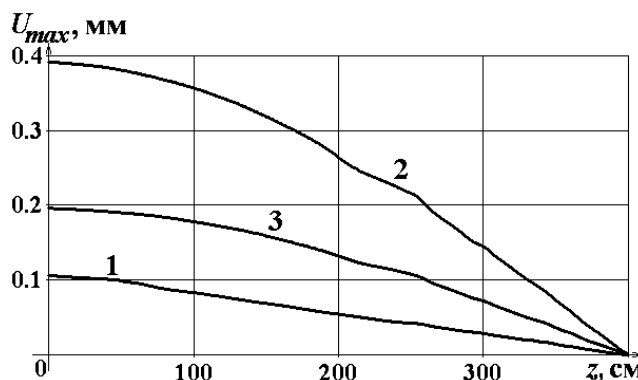


Рис. 6. Кривые искривления оси ротора при неравномерности отбора тепла в 10%:
1 – на участке ротора $0 < z < 50$ см; 2 – по всей длине; 3 – в 5% по всей длине

Таким образом, расчетные исследования показывают, что основной вклад в напряженное состояние ротора турбогенератора вносит нагрузка от центробежных сил.

Незначительная неравномерность теплоотбора в обмотках (5%) по всей длине ротора или большая неравномерность на части ротора (20%) приводит к его тепловому искривлению, создающему силы небаланса, превышающие вес ротора, что может привести к его повышенной вибрации.

Это явление может иметь место в эксплуатирующихся генераторах. Поэтому при диагностировании вибрационного состояния и оценке надежности необходимо учитывать отмеченный факт термоупругого искривления оси ротора, вызванный незначительной неравномерностью температуры в диаметрально противоположных направлениях. В случае выравнивания температур указанное явление исчезает. Этим можно объяснить наблюдаемые на практике значительные вибрации роторов, исчезающие со временем после снятия нагрузки на генераторе.

Предложенная методика в трехмерной постановке может быть использована при решении иных задач теплового и термонапряженного состояния генераторов.

Литература

1. Хуторецкий Г.М., Токов М.И., Толвинская Е.В. Проектирование турбогенераторов. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
2. Шульженко Н.Г. Добавочные потери в роторе турбогенератора при продолжительной несимметричной нагрузке / Н.Г. Шульженко, М.Г. Пантелют, Е.К. Руденко, Ю.В. Зозулин // Электротехника и электромеханика. – 2006. – № 1. – С. 54-57.
3. Ван Фо Фы Г.А. Конструкции из армированных пластмасс. – К.: Техника, 1971. – 220 с.
4. Кашарский Э.Г., Чемоданова Н.В., Шапиро А.С. Потери и нагрев в массивных роторах синхронных машин. – Л., 1968. – 198 с.
5. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Протасова Т.В. Применение полуаналитического метода конечных элементов для решения трехмерных задач термомеханики в цилиндрических координатах // Вісник НТУ "ХП": Зб. наук. праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ "ХП". – 2004. – № 20. – С. 151-160.

Поступила в редакцию 21.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.К. Морачковский, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков.