

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ВАРИАНТНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В РОТОРЕ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ТИПА ТГВ-250

К.А. Кучинский, канд. техн. наук, **Г.М. Федоренко**, докт. техн. наук

Институт электродинамики НАН Украины,
пр. Победы, 56, Киев-57, 03680, Украина

Рассмотрена математическая модель для численного расчета нагрева элементов ротора мощного турбогенератора энергоблоков АЭС с помощью метода конечных элементов. Отражены результаты исследований температурного поля ротора в режиме номинальной нагрузки турбогенератора типа ТГВ-250, проведен их сравнительный анализ при различных исходных данных и вариантах охлаждения машины. Установлен параметр сильного действия на тепловое состояние исследуемого объекта при заполнении корпуса водородом и воздухом. Библ. 14, рис. 6, табл. 4.

Ключевые слова: математическая модель, элементы ротора турбогенератора, охлаждение, температурное поле.

Введение. Надежность мощных энергетических электрических машин является существенным фактором, влияющим на безопасность энергоблоков электростанций Украины. Современный уровень достижений в области обеспечения высоких показателей надежности турбогенераторов в значительной мере базируется на фундаментальных и прикладных исследованиях физических полей и процессов при проектировании, изготовлении и эксплуатации этих машин. Поскольку в последние годы в связи с сокращением финансирования выпуск турбогенераторов значительно снизился, разработки новых либо коренное совершенствование существующих конструкций и технологии изготовления проводятся не в полном объеме, проблема уточненного расчета и прогнозирования нагревов элементов в различных эксплуатационных режимах и поиск на его основе минимально затратных усовершенствований конструкции для надежной работы машин является актуальной задачей.

В работе [7] отмечается, что использование традиционных термодатчиков (термометров сопротивления) неэффективно для выявления локальных перегревов, так как последние могут возникать в самых разнообразных зонах генератора. Комплексное использование показаний штатных измерительных датчиков и адекватных математических моделей дает возможность с достаточной для практики точностью решать проблему определения локальных перегревов в элементах турбогенератора.

Основные методы расчета установившихся и неуставившихся тепловых процессов в электрических машинах рассматриваются в работах [1, 2, 4, 6-9] и других публикациях. Различают метод эквивалентных греющих потерь, аналитический метод, или метод температурного поля, метод эквивалентных тепловых схем замещения, численные методы.

Необходимость определения эквивалентных параметров (тепловых сопротивлений участков, коэффициентов греющих потерь) предполагает их усреднение. Это является основным недостатком первой группы указанных методов, поскольку срок службы изоляции и ряд других важных факторов в различных эксплуатационных режимах работы машины зависят от локальных перегревов ее наиболее нагруженных зон, связанных с распределенными параметрами.

Методика теплового расчета должна учитывать геометрические особенности конструкции, тепловые источники, теплофизические свойства материалов, влияние различных факторов на величины перегревов элементов машины для ряда конструктивных решений. Этим требованиям может удовлетворить только методика, основанная на использовании вычислительной техники и численных методов расчета.

Основными численными методами расчета температурных полей в электрических машинах являются метод конечных разностей (МКР) и метод конечных элементов (МКЭ).

Сложная геометрия машины требует подробной ее детализации расчетными узлами при высоких нагрузках. Использование треугольной сетки либо элементов высокого порядка в МКЭ позволяет это наилучшим образом. МКЭ характеризуется значительной гибкостью в построении дискретной модели расчетной области, что дает возможность уменьшить общее количество расчетных точек за счет областей слабого изменения поля и является заметным преимуществом по сравнению с МКР при обеспечении одинаковой с ним точности решения задачи [14]. Матрица коэффициентов разрешающей системы уравнений имеет ленточную, разреженную, симметричную структуру. Преимуществом МКЭ является также простота задания граничных условий.

Интерпретация температурной функции как потенциальной [5] позволяет применить основные уравнения МКЭ и общей теории потенциала для расчета стационарных и нестационарных температурных полей. Тепловой расчет, выполняемый сразу после электромагнитного в рамках одной задачи, способствует эффективному контролю допустимых уровней электромагнитных нагрузок. Анализ и синтез токовых нагрузок отдельных элементов ротора позволит установить температуры в локальных точках и, при необходимости, механические силы, действующие на эти элементы.

Цель работы. Цель проведенных исследований – разработка математической модели, численная реализация методики расчета тепловых процессов методом конечных элементов и анализ уровней нагрева основных элементов ротора турбогенератора типа ТГВ-250 при номинальном режиме нагрузки, различных исходных данных и вариантах охлаждения машины (заполнение корпуса водородом и воздухом). В процессе решения этих задач были выполнены вариантные компьютерные расчеты для определения температурного поля в элементах ротора ТГВ-250 при указанных выше условиях.

Математическая модель для расчета тепловых процессов и ее численная реализация. Математическая модель и методика исследований базируются на основе численного решения задачи методом конечных элементов [6, 8] в двумерной постановке в декартовой системе координат.

В численном расчете принимаются следующие основные допущения:

1. Температурное поле полагается плоскопараллельным.
2. Считаются предварительно выполненными электромагнитный и вентиляционный расчеты для соответствующей конструкции машины и режима работы.
3. Однородные области изотропны, теплофизические характеристики материалов ротора не зависят от температуры.
4. Тепловое сопряжение на границах раздела сред – идеальное.
5. Области с хладагентом не рассматриваются, при необходимости параметры последнего корректируются изменением соответствующих коэффициентов теплоотдачи с определенных граничных поверхностей и температур хладагента.

Относительно предпоследнего допущения можно отметить, что в вариационной формулировке краевой задачи неидеальный термический контакт учитывается путем введения в функционал тепловой энергии дополнительных слагаемых. Однако это может настолько ухудшить обусловленность глобальной матрицы левой части системы линейных алгебраических уравнений, что ошибки округления будут превосходить ошибки аппроксимации [13].

Идеальный же контакт в МКЭ аппроксимируется естественным образом – при минимизации энергетического функционала граничные условия («4») выполняются автоматически [8], и никакие дополнительные действия по его учету не нужны.

В качестве математической модели температурного поля ротора турбогенератора для установившегося теплового режима используется основное уравнение стационарной теплопроводности [5]:

$$\operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + q = 0, \quad (1)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С); T – температура, °С; q – потери в единице объема, Вт/м³.

Общее уравнение теплопроводности для двумерной изотропной области в декартовой системе координат имеет вид

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + q = 0. \quad (2)$$

Обеспечение единственности его решения достигается при задании конкретных краевых условий. Пространственные краевые условия в предлагаемой методике могут быть следующими:

1. Заданы значения температур на некоторой границе тела ротора или ее части:

$$T_{гр.} = T(x_{гр.}, y_{гр.}). \quad (3)$$

2. При наличии теплообмена задан тепловой поток

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = Q_{гр.}(x_{гр.}, y_{гр.}) \quad (4)$$

или закон теплообмена поверхности с окружающей средой:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha [T_{пов.} - T_c], \quad (5)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С); $T_{пов.}$ – неизвестная температура на границе, °С; T_c – температура окружающей среды, °С; n – вектор нормали к поверхности раздела сред.

Если теплообмен отсутствует, то из выражений (4), (5) вытекает

$$\frac{dT}{dn} = 0, \quad (6)$$

что отражает существование теплоизолированной поверхности и условие на границе тепловой симметрии. В процессе минимизации функционала тепловой энергии по МКЭ это условие выполняется автоматически.

По МКЭ уравнение (1) решается исходя из энергетической концепции. При этом энергетический функционал в двумерной постановке для изотропной среды имеет вид

$$\chi = \iint \left\{ \frac{1}{2} \lambda \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] - q \cdot T \right\} dx dy. \quad (7)$$

Решение уравнения (2) по МКЭ эквивалентно нахождению функции T , удовлетворяющей условиям на границе и минимизирующей функционал (7) [8].

МКЭ предполагает разбивку исследуемой области на отдельные элементы. Искомая функция отыскивается в узлах сетки, накладываемой на расчетную область. В большинстве практических случаев для решения двумерных задач ограничиваются применением треугольных элементов первого порядка. Каждый из них характеризуется координатами вершин (узлов) i, j, m в декартовой системе координат, свойствами материала – коэффициентами теплопроводности, теплоотдачи – и, кроме того, потерями, выделяемыми в данном элементе.

Предполагается, что в пределах каждого из элементов искомая функция (температура T) подчиняется определенной аналитической зависимости, для треугольника – линейной, т.е. температура T внутри элемента является линейной функцией узловых температур T_i, T_j, T_m :

$$T = [N_i, N_j, N_m] \begin{Bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_m \end{Bmatrix} = [N]^e \{T\}^e, \quad (8)$$

где N_i, N_j, N_m – функции формы, определяемые через координаты узлов:

$$N_i = \frac{1}{2S} (a_i + b_i x + c_i y), \quad (9)$$

где S – площадь конечного элемента; a_i, b_i, c_i , – коэффициенты, связанные с координатами вершин; x, y – координаты точки внутри элемента.

Подстановка уравнения (8) в (7) с последующим интегрированием по площади рассматриваемого треугольника дает для него выражение энергетического функционала χ^e .

Полная тепловая энергия совокупности элементов всей рассматриваемой области равна сумме вкладов отдельных функционалов:

$$\chi = \sum_e \chi^e. \quad (10)$$

В соответствие с (10) минимум χ достигается путем минимизации частных функционалов χ^e каждого отдельного элемента с учетом граничных условий. Для произвольного элемента

$$\left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T_n} \right\}^e = \left\{ \begin{array}{c} \frac{\partial \chi^e}{\partial T_i} \\ \frac{\partial \chi^e}{\partial T_j} \\ \frac{\partial \chi^e}{\partial T_m} \end{array} \right\}. \quad (11)$$

Таким образом, решение задачи о распределении температур в пределах исследуемой области сводится к отысканию температур в узлах сетки путем минимизации функционала (10).

Распространяя процесс (11) на все элементы расчетной области, в результате получаем следующее матричное уравнение для определения температуры в пространстве:

$$\left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T_n} \right\} = \sum_e \left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T_n} \right\}^e = [H]\{T\} - \{R\} = 0, \quad (12)$$

где $[H]$ – глобальная матрица теплопроводности; $\{R\}$ – вектор тепловых источников.

Эти матрицы могут быть получены в результате суммирования матриц всех треугольных элементов, которыми покрыта исследуемая область.

Для произвольного элемента аналогично (12) можно записать

$$\left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T_n} \right\}^e = h^e T^e - r^e = 0. \quad (13)$$

При этом для соответствующих локальных матриц элементов, обозначаемых символом «e», справедливы следующие соотношения, необходимые для решения уравнения (13):

$$h^e = \frac{\lambda}{4abs(S)} \begin{bmatrix} b_i^2 + c_i^2 & b_i b_j + c_i c_j & b_i b_m + c_i c_m \\ & b_j^2 + c_j^2 & b_j b_m + c_j c_m \\ \text{симметрично} & & b_m^2 + c_m^2 \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Если q – постоянный источник в пределах всего элемента, то локальный вектор генерируемого тепла определяется как

$$r^e = \frac{q \cdot abs(S)}{3} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{Bmatrix}. \quad (15)$$

Система (12) формируется для всей задачи с учетом граничных условий. В случае постоянных конвекционных потерь вдоль границы функционал (7) преобразуется к виду

$$\chi = \iint \left\{ \frac{1}{2} \lambda \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] - qT \right\} dx dy + \int_d \alpha \left(\frac{T^2}{2} - T_a T \right) dl, \quad (16)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; d – длина границы, на которой заданы условия охлаждения; dl – элемент длины границы; T_a – температура охлаждающего агента на границе.

В результате минимизации функционала (16) для произвольного треугольника ijm , сторона ij которого лежит на границе с заданными условиями охлаждения, матричное уравнение получается аналогичным (13). Однако отдельные элементы результирующей матрицы $h^e_{рез.}$ и вектора $r^e_{рез.}$ уже будут отличаться от соответствующих элементов в исходно сформированных выражениях (14) и (15). Дифференцированием последнего выражения в (16) по узловым значениям температур определяются величины добавок, вносимых в компоненты h^e и r^e для пограничных сторон соответствующих треугольников и, следовательно, в глобальные матрицу $[H]$ и вектор $\{R\}$ системы уравнений (12). Так,

$$\begin{aligned} h_{i_{рез.}} &= h_{ii} + \frac{\alpha d}{3}; \\ h_{j_{рез.}} &= h_{jj} + \frac{\alpha d}{3}; \\ h_{ij_{рез.}} &= h_{j_{рез.}} = h_{ij} + \frac{\alpha d}{6}. \end{aligned} \quad (17)$$

Компоненты же с номерами i и j вектора тепловой нагрузки r^e для элемента с пограничной теплоотдающей стороной ij суммируются с величиной $\frac{\alpha d}{2} T_a$, учитывающей конвективный теплообмен с окружающей средой.

Аналогично производится учет граничных условий и для других сторон треугольника (im, jm), на которых заданы условия охлаждения. Очевидно, что максимально возможное число сторон треугольника, расположенных на границах, равно двум. В этом случае уже семь элементов матрицы h^e в выражении (14) будут иметь соответствующие добавки, определяемые (17), и все три элемента вектора r^e в (15) должны быть просуммированы с соответствующей величиной $\frac{\alpha d}{2} T_a$.

Изложенные теоретические положения реализованы в виде комплексного пакета взаимосвязанных программ численного расчета температурных полей в многослойных составных областях на языке ФОРТРАН. Метод решения системы уравнений – блочное исключение по Гауссу.

Объект исследований. Номинальные данные турбогенератора приведены в табл. 1.

Ротор ТГВ-250 изготовлен из легированной стали с высокими механическими свойствами, выполнен двухполюсным с неявновыраженными полюсами. Ток возбуждения при холостом ходе равен 1295 А, при номинальной нагрузке – 3283 А, плотность тока в обмотке – 10,2 А/мм², напряжение на кольцах составляет 354 В. Число пазовых делений на роторе – 52, число обмотанных пазов – 36, сечение эффективного проводника – 321 мм².

Таблица 1

Наименование	Значение
Активная мощность турбогенератора, кВт	242718
Напряжение турбогенератора, В	16500
Коэффициент мощности	0,85
Номинальная частота обращения, об/мин	3000
Число фаз статора	3
Схема соединения фаз	Y
Число полюсов	2
Охлаждение:	
обмотка статора – непосредственное	вода
обмотка ротора – непосредственное	водород
Избыточное давление водорода, МПа	0,4

Анализ результатов расчета. Расчетной областью является поперечное сечение полюсного деления в активной зоне ротора генератора, решение отыскивается в декартовой системе координат.

На рис. 1 схематично показана условная минимальная разбивка расчетной области турбогенератора (ротор – воздушный зазор – статор машины) на конечные элементы.

Поскольку температура бочки ротора не является определяющей при оценке допустимости нагревов элементов ТГ, большой зубец моделировался однородной структурой без учета дополнительных (для выравнивания жесткости вала) продольных пазов [7]. Для лучшей визуализации не представлена также частичная дискретизация элементов заполнения

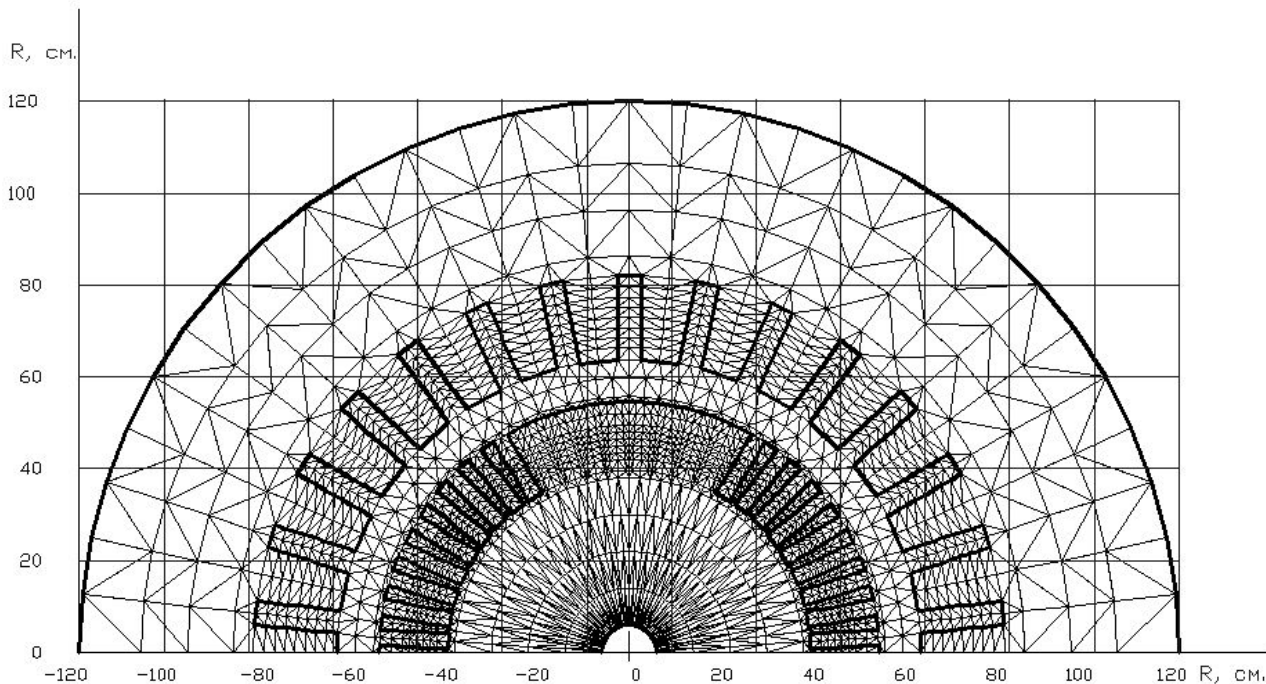


Рис. 1

каждого паза ротора и стержней обмотки статора, которая осуществляется автоматически в соответствии с границами раздела сред материалов.

Для исследования теплового состояния турбогенератора в номинальном («базовом») режиме нагрузки при заполнении корпуса водородом использовались величины тепловых потерь в основных узлах активной зоны машины из электромагнитного расчета, а значения механических потерь и данные о расходах охлаждающих сред по трактам охлаждения – из вентиляционного [7].

Вариантные расчеты нагрева элементов ротора турбогенератора в «базовом» режиме и заполнении корпуса ТГ водородом проводились при теплофизических параметрах используемых материалов и условиях конвективного теплообмена на теплоотдающих поверхностях, приведенных в табл. 2.

Таблица 2

Теплофизические параметры элементов ротора		Согласно данным завода-изготовителя	Согласно данным [7]
Коэффициенты удельной теплопроводности материалов λ , [Вт/(м·°С)]	Медь обмотки	300	390
	Сталь бочки	39,8	56,0
	Пазовый клин	0,4	160,0
	Текстолитовые прокладки в пазах	0,34	0,34
	Изоляционная гильза паза	0,24	0,27
Коэффициенты теплоотдачи α , Вт/(м ² ·°С)	С внешней поверхности бочки	При V=50 м/с, P=4 атм 903	При V=47,7 м/с, P=5 атм 2683
	В вентиляционных каналах обмотки ротора	1340	1033
Температура водорода на входе газоохладителя, °С		47,5	51,6
Температура водорода в каналах на выходе из обмотки возбуждения, °С		81,0	88,6

Значения удельной теплопроводности конструкционных материалов использовались при определении тепловых связей кондуктивного типа между элементами расчетной области, тепловые связи конвективного типа рассчитывались по значениям коэффициентов теплоотдачи, определяемым по теоретическим и экспериментальным зависимостям [2, 3, 10–12] для каждого конкретного частного случая. Табличные и расчетные [7] параметры охлаждающих сред сведены в табл. 3.

Внешний диаметр ротора равен 1090 мм, активная длина бочки – 4100 мм, диаметр вала – 120 мм, диаметр по дну пазов – 792 мм. Рассчитывалось плоское температурное поле в наиболее нагретой зоне бочки ротора (в центральном сечении – на выходе горячего газа из обмотки).

Источниками тепловыделений в роторе являются объемные потери на возбуждение (равномерно распределенные по активному объему обмотки) и сосредоточенные поверхностные потери (на трение бочки о водород).

Удельные потери в меди обмотки ротора в номинальном режиме при токе возбуждения 3283 А и сечении эффективного проводника 321 мм² составляют 1,83 Вт/см³. Поверхностные потери согласно данным завода-изготовителя равны 204 кВт.

На рис. 2 приведены результаты численных (с помощью МКЭ) исследований распределения температурного поля при водородном охлаждении ротора ТГВ-250-2ПТЗ в номинальном режиме согласно данным завода-изготовителя, на рис. 3 – соответственно согласно данным [7] (табл. 2, 3). Кривые 1 соответствуют нагреву узлов по оси большого зубца, 2 – по оси малого зубца (оси q машины), 3 – по оси паза ротора.

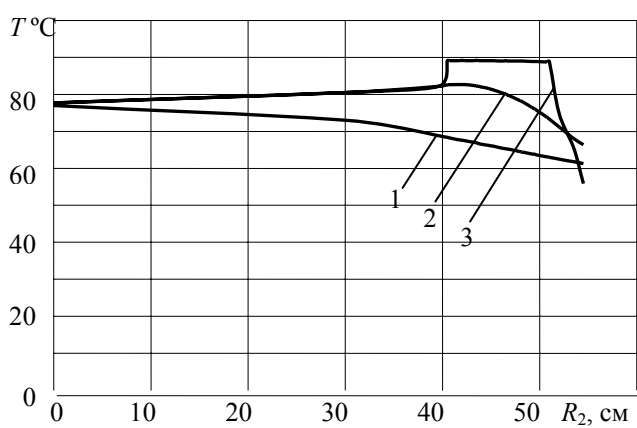


Рис. 2

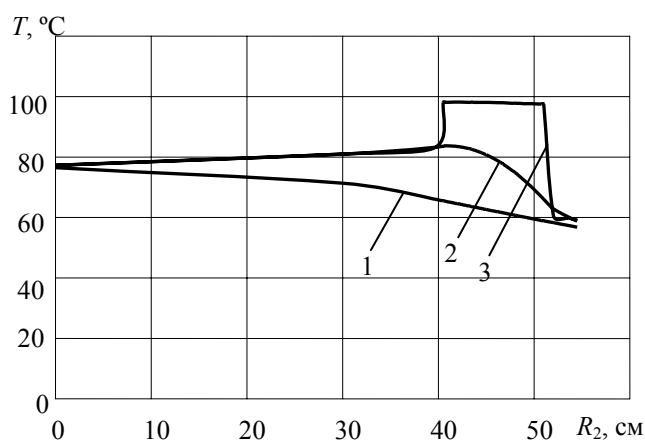


Рис. 3

Результаты расчета нагрева основных узлов ротора турбогенератора в номинальном режиме нагрузки при указанных выше значениях исходных параметров приведены в табл. 4 (в последнем столбце таблицы отражены результаты решения задачи, полученные в [7] с использованием МКР).

Таблица 4

Результаты	МКЭ по исходным данным завода-изготовителя	МКЭ по исходным данным из [7]	Результаты в [7] по МКР
------------	--	-------------------------------	-------------------------

Таблица 3

Охладитель	Параметр	Значение
Дистиллят обмотки статора	Расход суммарный, м ³ /ч	42
	Температура на входе, °С	40
	Теплоемкость, Дж/(кг·К)	4180
	Удельная плотность, кг/м ³	992,2
Водород	Расход суммарный, м ³ /с	14,47
	Температура на входе, °С	40
	Теплоемкость, Дж/(кг·К)	14044
	Удельная плотность, кг/м ³	0,387
	Давление в корпусе статора, МПа	0,5
Воздух	Расход суммарный, м ³ /с	14,47
	Температура на входе, °С	40
	Теплоемкость, Дж/(кг·К)	1020
	Удельная плотность, кг/м ³	1,093
	Давление в корпусе статора, МПа	0,1

Обмотка ротора, максимум	89,2	98,2	98,9
Сталь зубцов, максимум	82,7	83,7	87,6
Сталь ярма, в среднем	80,5	81,0	84,9
Сталь большого зубца, в среднем	64,0	62,7	70,8

Как и следовало ожидать, максимальные температуры во всех случаях наблюдаются в обмотке ротора. Однако при этом нагревы в номинальном режиме не превышают допустимых значений для соответствующего класса изоляции. Некоторое расхождение полученных величин объясняется различиями в исходных данных (табл. 2) для расчетов (столбцы 2, 3 в табл. 4), особенностями методологических подходов к решению задачи при использовании МКЭ и МКР (столбцы 3, 4 в табл. 4) и принимаемыми упрощающими допущениями. Тем не менее совпадение результатов проведенных исследований можно признать удовлетворительным.

Необходимо отметить, что по сравнению с доминировавшими в практике крупного электромашиностроения в первой половине XX века ТГ с воздушным охлаждением статистика надежности эксплуатации мощных ТГ с форсированными системами охлаждения показывает повышенную повреждаемость последних вследствие их более сложной конструкции, значительного количества дополнительного оборудования и внешних вспомогательных систем обеспечения. С целью повышения взрыво- и пожаробезопасности мощных турбогенераторов целесообразно исключить водород из системы охлаждения.

В исследовательских целях были проведены тестовые оценочные тепловые расчеты ротора при заполнении корпуса турбогенератора воздухом.

Исходные данные для турбогенератора при воздушном охлаждении были приняты в соответствии с номинальными из табл. 1.

Для расчета нагрева в номинальном режиме нагрузки значения тепловых и механических потерь в элементах и узлах статора и ротора машины использовались из табл. 2. Соответственно [3] при длине активной части ротора 4100 мм и диаметре бочки 1090 мм механические потери (по данным [7] – 677,9 кВт) были пересчитаны:

$$\Delta Q_{\text{мех}} = 57,3 \frac{1}{p^2} \left(\frac{D_2}{1000} \right)^4 \frac{l_2 + 250}{1000} \left(1 - \frac{H}{10} \right) = 57,3 \frac{1}{1^2} \left(\frac{1090}{1000} \right)^4 \frac{4100 + 250}{1000} \left(1 - \frac{5}{10} \right) = 176 \quad (18)$$

с учетом их увеличения при заполнении корпуса генератора воздухом на 176 кВт, т.е. абсолютное их значение достигло величины 853,9 кВт. Распределение остальных потерь предполагалось аналогичным, как и при водородном заполнении корпуса.

Коэффициенты теплоотдачи α основных теплообменных поверхностей – внешней поверхности ротора и в вентиляционных каналах проводников его обмотки – определены по формулам [3, 12] и приведены в [7]. Их значения равны соответственно 493,5 и 190 [Вт/(м²·°С)]. При этом температуры горячего газа на входе газоохладителя и на выходе из обмотки возбуждения принимались такими же, как и приведенные в последнем столбце табл. 2.

Как следует из результатов расчета, отраженных на рис. 4 (нумерация кривых соответствует нумерации на рис. 2, 3), при указанных выше граничных условиях максимальный

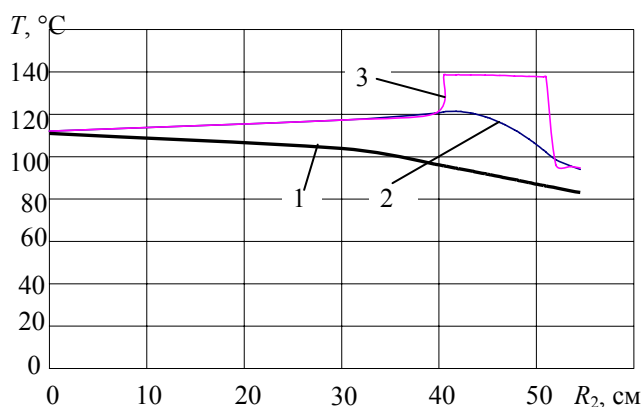


Рис. 4

нагрев обмотки ротора составляет 138,7 °С, стали зубцов – 121,4 °С, ярма в среднем – 117,3 °С, большого зубца – 87,6 °С.

Таким образом, снижение коэффициентов теплоотдачи при воздушном охлаждении более чем в 5 раз по сравнению с водородным приводит к увеличению максимальных нагревов активных и конструктивных элементов ротора примерно не более чем на 50 %. Поэтому параметрами сильного действия на тепловое состояние объекта следует

признать величины температур горячего газа в различных узлах ротора, что требует допол-

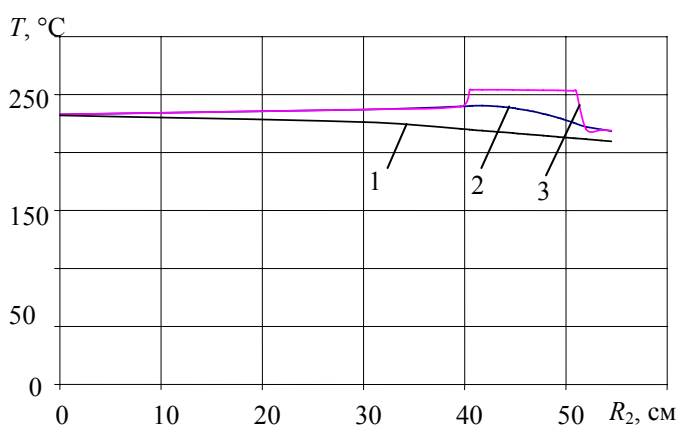


Рис. 5

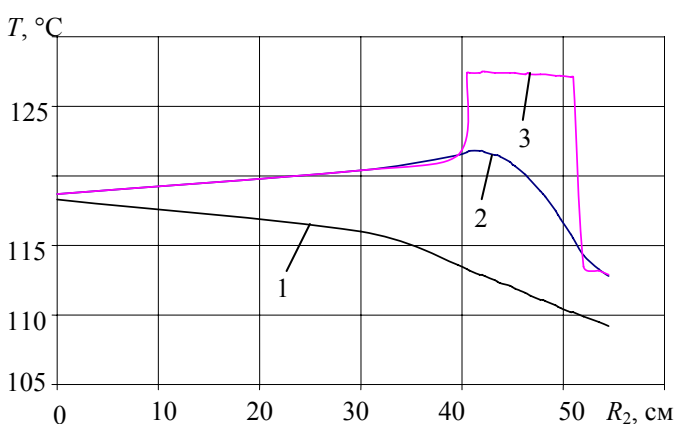


Рис. 6

нительных уточненных исследований в части расчета вентиляционной системы турбогенератора.

Максимальная температура горячего воздуха на выходе из каналов ротора в номинальном режиме нагрузки, рассчитанная в соответствии с [9] с учетом удельных потерь в обмотке, расхода и теплофизических параметров охлаждающей среды (табл. 3) составила 201,7 °С. Результаты представлены на рис. 5. Как видно из рисунка, нагревы всех основных узлов ротора превышают допустимые значения.

С целью снижения нагревов обмотки возбуждения до приемлемых величин были проведены варианты компьютерные расчеты при пониженных токах в обмотке (меньших потерях в ней) и соответственно при меньшем подогреве охлаждающего газа (воздуха). При токе возбуждения 2100 А (64 % от номинального) и удельных потерях в обмотке ротора 0,75 Вт/см³ температура горячего газа на выходе из каналов составила 106 °С. Нагрев основных узлов ротора при указанных параметрах отражен на рис. 6.

При данных условиях для этого режима нагрев обмотки практически достигает предельного значения для класса нагревостойкости изоляции «В» (130 °С).

Таким образом, проведенные исследования нагрева основных элементов ротора турбогенератора при заполнении корпуса воздухом показали, что при номинальной нагрузке температура обмотки возбуждения превышает допустимые уровни. Поэтому эксплуатация турбогенератора при заполнении корпуса воздухом требует дополнительных мер по минимизации потерь и существенной интенсификации охлаждения ротора.

Выводы. 1. Разработаны математическая модель и методика для компьютерного расчета тепловых процессов в роторе мощного турбогенератора. В основу методики положен численный метод конечных элементов, реализованный в виде пакета прикладных программ для ПЭВМ на языке ФОРТРАН.

2. Рассмотрены процессы теплообмена в элементах ротора турбогенератора с помощью разработанных программ численного теплового расчета, которые дают возможность получить не только средние по объему, но и максимальные температуры в соответствующих локальных точках машины с определенными координатами. Проведено сопоставление результатов при расчетах с помощью различных численных методов (конечных элементов и разностей).

3. Проведен сравнительный анализ температурных полей в роторе при заполнении корпуса генератора водородом и воздухом. Показано, что максимальные нагревы во всех случаях наблюдаются в обмотке ротора.

4. Установлено, что параметрами сильного действия на тепловое состояние машины являются величины температур горячего газа в различных узлах ротора, что требует дополнительных уточненных исследований в части расчета вентиляционной системы при заполнении корпуса турбогенератора воздухом.

5. Разработанная методика может применяться для расчета тепловых процессов при исследовании отличных от рассмотренных в работе режимов турбогенератора (в частности, маневренных режимов пуска и сброса электрической нагрузки, асинхронных, несимметричных, при возникновении дефектов охлаждения и др.).

1. Беспалов В.Я., Дунайкина Е.А., Моцинский Ю.А. Нестационарные тепловые расчеты в электрических машинах //Учеб. пособие по курсу «Электрические машины». Моск. энерг. ин-т. – М.: МЭИ, 1987. – 80 с.
2. Борисенко А.И., Даныко В.Г., Яковлев А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.
3. Борисенко А.И., Костиков О.Н., Яковлев А.И. Охлаждение промышленных электрических машин. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 296 с.
4. Выговский В.И. Численный расчет температуры в электрических машинах. – Киев, 1991. – 32 с. – (Препр./АН Украины. Ин-т электродинамики; № 705).
5. Готтер Г. Нагревание и охлаждение электрических машин. – М. - Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 264 с.
6. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
7. Кенцицкий О.Г., Ключников А.А., Федоренко Г.М. Безопасность, надежность и эффективность эксплуатации электротехнического и электроэнергетического оборудования блоков АЭС. – К.: Изд. Ин-та проблем безопасности АЭС НАН Украины. – Чернобыль, 2009. – 240 с.
8. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
9. Сипайлов Г.А., Санников Д.И., Жадан В.А. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах. – М.: Высш. шк., 1989. – 239 с.
10. Счастливый Г.Г., Федоренко Г.М., Выговский В.И. Турбо- и гидрогенераторы при переменных графиках нагрузки. – К.: Наук. думка, 1985. – 208 с.
11. Счастливый Г.Г., Федоренко Г.М., Терешонков В.А., Выговский В.И. Электрические машины с жидкостным охлаждением. – К.: Наук. думка, 1989. – 288 с.
12. Хуторецкий Г.М., Токов М.И., Толвинская Е.В. Проектирование турбогенераторов. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1987. – 256 с.
13. Шурина Э.П., Соловейчик Ю.Г. Решение краевых задач в составных областях. – Новосибирск: Новосиб. электротехн. ин-т, 1986. – 73 с.
14. Demerdash N., Nehl T. Flexibility and economics of implementation of the finite element and difference techniques in nonlinear magnetic fields of power devices//IEEE Trans. – 1976. – V.MAG-12. – № 6. – P. 1036–1038.

УДК 621.313.322

К.А. Кучинський, канд. техн. наук, **Г.М. Федоренко**, докт. техн. наук

Інститут електродинаміки НАН України,
пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна

Комп'ютерне моделювання і варіантний аналіз теплових процесів у роторі турбогенератора типу ТГВ-250

Розглянуто математичну модель для чисельного розрахунку нагрівання елементів ротора потужного турбогенератора енергоблоків АЕС за допомогою методу кінцевих елементів. Представлено результати досліджень температурного поля ротора в режимі номінального навантаження турбогенератора типу ТГВ-250, проведено їхній порівняльний аналіз при різних вихідних даних і варіантах охолодження машини. Встановлено параметр сильної дії на тепловий стан досліджуваного об'єкта при заповненні корпусу воднем і повітрям. Бібл. 14, рис. 6, табл. 4.

Ключові слова: математична модель, елементи ротора турбогенератора, охолодження, температурне поле.

K.A. Kuchynskiy, G.M. Fedorenko

Institute of Electrodynamics National Academy of Science of Ukraine,
Peremogy, 56, Kyiv-57, 03680, Ukraine

Computer modeling and the variant analysis of thermal processes in the rotor of the turbogenerator of type TGV-250

The mathematical model for numerical calculation of heating of rotor elements of the powerful turbogenerator power-generating units atomic power plants by means of finite-elements method is observed. Are shown results of researches of temperature field of the turbogenerator of type TGV-250 rotor in rated regime and their comparative analysis at various initial data and variants of cooling. Defined parameter of strong affect on a thermal condition of researching object for the cases of air and hydrogen filling of the turbogenerator. References 14, figures 6, tables 4.

Key words: mathematical model, rotor elements of turbogenerator, cooling, temperature field.

Надійшла 26.06.2013

Received 26.06.2013