

¹ К. А. Кобзарь² П. Г. Гакал, д-р техн. наук,^{1,2} Е. А. Овсянникова,¹ А. В. Третьяк, канд. техн. наук¹ ГП завод «Электротяжмаш»,
г. Харьков² Национальный аэрокосмический
университет им. Н. Е. Жуковского
«ХАИ»

Ключові слова: турбогенератор, обмотка ротора, тепловий стан, метод скінченних елементів.

УДК 621.1.016.7

ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ОБМОТКИ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОДОРОДОМ

Досліджено температурне поле ротора синхронного турбогенератора потужністю 550 МВт з безпосереднім охолодженням обмоток воднем. Моделювання теплового стану ротора виконано методом скінченних елементів в тривимірній постановці. Досліджено зміну температури у вузлових точках ротора на різноманітних режимах роботи, у т. ч. за режиму короткого замикання. Для отриманого рівня нагрівання визначено ресурс обмотки.

Введение

Ротор представляет собой особо нагруженный узел турбогенератора. Наиболее ответственным его элементом является обмотка [1]. Она выполняет токопроводящую функцию, находясь при этом под действием центробежных сил. Тепловое состояние проводников обмотки, изготовленных из меди, тщательно контролируется в процессе эксплуатации с целью предотвращения перегрева электрической изоляции [2]. Перегрев может повлечь за собой повреждение обмотки (замыкание витков, трещины, блокирование охлаждающих каналов) и преждевременный выход из строя всего ротора. Работа при маневренных режимах и многократных пусках-остановах приводит к частым сменам циклов нагрева и охлаждения. Эти термические циклы также могут стать причиной термической деформации обмотки. В связи с этим на этапе проектирования проводится предварительный тепловой расчёт ротора, основная задача которого состоит в определении температуры в обмотке и в определении тепловых потоков [3]. Результаты теплового расчёта дают возможность оценить тепловое состояние обмотки на разных режимах работы турбогенератора в различных условиях. По результатам анализа теплового состояния определяется ресурс обмотки.

Тепловое состояние обмотки ротора зависит от величины тепловыделений в ней и интенсивности теплопередачи от обмотки ротора к охлаждающей среде [4]. Для интенсификации теплопередачи в качестве охлаждающей среды целесообразно использовать водород, который имеет более высокие коэффициенты теплоотдачи по сравнению с воздухом и без особых трудностей может быть подведен к вращающемуся ротору.

Цель исследования, постановка задачи

Целью исследования является определение теплового состояния ротора с учетом пространственного тепловыделения и различных условий теплоотвода на разных участках обмотки. Для достижения цели необходимо решить следующие задачи:

1. Создать математическую модель трёхмерного теплового состояния обмотки ротора.
2. Определить тепловыделения в обмотке для различных режимов работы турбогенератора.
3. Определить условия теплоотвода на разных участках обмотки.

Для реализации поставленных задач используется пакет SolidWorks, в котором реализован метод конечных элементов. Достоинствами метода являются высокая точность расчёта и наглядность; возможность получения значения температуры в любой точке исследуемой области [5].

Тепловое состояние узла определяется в два этапа. На первом этапе производится расчёт течения охлаждающей среды методом конечных объемов. Движение и теплообмен текучей среды моделируются с помощью уравнений Навье–Стокса [6], описывающих законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды. Системы дифференциальных уравнений дополняются начальными и граничными условиями (III рода), устанавливающими распределение коэффициентов теплоотдачи на поверхности ротора и его элементов.

© К. А. Кобзарь, П. Г. Гакал, Е. А. Овсянникова, А. В. Третьяк, 2015

На внутренней стенке проводника обмотки ротора при турбулентном течении газа коэффициент теплоотдачи описывается формулой [7, 8]

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_{\text{эKB.}}} \cdot \frac{\frac{\xi}{8} \cdot \text{Re}_f \cdot \text{Pr}_f \cdot \psi}{1 + \frac{900}{\text{Re}_f} + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (\text{Pr}_f^{2/3} - 1)} \cdot \left(1 - \frac{0,45}{2,4 + \text{Pr}_f}\right) \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{-n} \cdot \zeta,$$

где λ – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К); d_1 – эквивалентный диаметр охлаждающего канала проводника, м; d_2 – эквивалентный диаметр проводника по наружному периметру, м; $d_{\text{эKB.}} = d_2 - d_1$ – эквивалентный диаметр проводника, м; ζ – поправочный коэффициент, зависящий от отношения d_1/d_2 и Re_f ; ψ – коэффициент, учитывающий влияние свойств газа; ξ – коэффициент сопротивления трения при изотермическом течении в гладких трубах; Re_f – число Рейнольдса газа, определенное по эквивалентному диаметру и температуре газа; Pr_f – число Прандтля, определенное по температуре газа.

Формула справедлива в диапазоне значений d_1/d_2 от 0,03 до 1, чисел Прандтля Pr_f от 0,7 до 100 и чисел Рейнольдса Re_f от 10^4 до 10^6 . $n = 7$ в диапазоне Re_f 10^4 – 10^5 .

Для водорода число Прандтля $\text{Pr}_f \approx 0,7$ и слабо зависит от температуры. Режим установившегося течения в охлаждающих каналах ротора турбулентный. Порядок критерия Рейнольдса $\text{Re}_f \approx 10^4$. Характер изменения плотности, теплопроводности и вязкости водорода описывается следующими формулами:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{H}_2} &= 0,08987 \cdot P_{\text{H}_2} \cdot \left(\frac{273}{273 + T_{\text{H}_2}}\right), \text{ кг/м}^3 \\ \lambda_{\text{H}_2} &= 0,174 \cdot (1 + 0,0024022 \cdot T_{\text{H}_2}), \text{ Вт/(м} \cdot \text{}^\circ\text{C)} \\ \nu_{\text{H}_2} &= \frac{8,4 \cdot 10^{-6}}{\rho_{\text{H}_2}} \cdot \sqrt{\frac{273 + T_{\text{H}_2}}{273}} \cdot \frac{1,267}{1 + \frac{73}{273 + T_{\text{H}_2}}}, \text{ м}^3/\text{с} \end{aligned}$$

где P_{H_2} – давление водорода, атм; T_{H_2} – температура водорода, $^\circ\text{C}$.

Непосредственное определение теплового состояния тела ротора (2-й этап) осуществляется методом конечных элементов, более точным по сравнению с другими методами. Граничными условиями для данного расчёта являются коэффициенты теплоотдачи, определённые на предыдущем этапе. Решение уравнения Пуассона, описывающего теплопередачу в роторе, проводится методом конечных элементов. Метод основан на дискретизации объекта на неправильные многогранники, именуемые конечными элементами, замене исходных дифференциальных уравнений системой алгебраических уравнений для каждого конечного элемента.

В ходе решения поставленных задач проанализировано тепловое состояние ротора мощностью 550 МВт, охлаждаемого водородом. Исследована эффективность повышения давления водорода в системе охлаждения для осуществления перехода на новый энергетический уровень по выработке мощности. Получены распределения температур в обмотке ротора для турбогенераторов мощностью 300 МВт (ТГВ-300) и 550 МВт (ТГВ-550). Переход на большую мощность осуществлен за счёт повышения давления в системе охлаждения с 3 до 5 атм.

В таблице 1 представлены конструктивные параметры роторов.

Таблица 1. Конструктивные параметры роторов

Турбо-генератор	Активная мощность P , МВт	Диаметр бочки ротора D , м	Длина пазовой части обмотки ротора l , м	Площадь поперечного сечения катушки S , мм ²
ТГВ-300	300	1,120	5,800	321
ТГВ-550	550	1,142	6,000	401,12

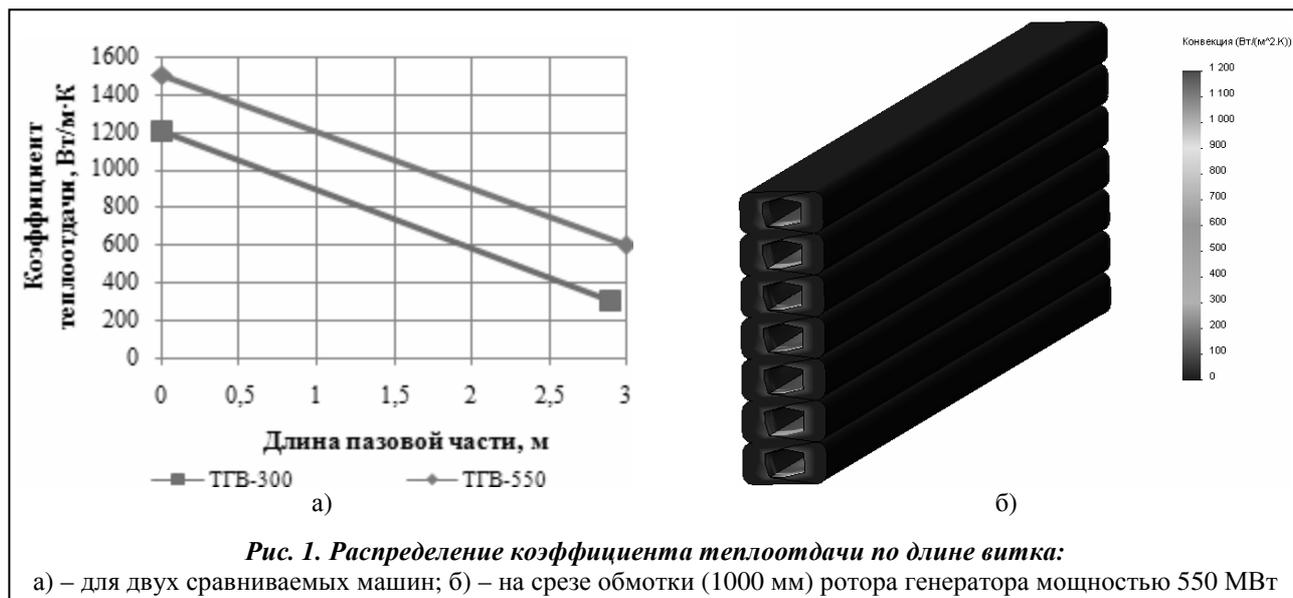


Рис. 1. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине витка:

а) – для двух сравниваемых машин; б) – на срезе обмотки (1000 мм) ротора генератора мощностью 550 МВт

Результаты расчёта

Уточнённое распределение коэффициента теплоотдачи по длине канала витка, полученное при моделировании течения, представлено на рис. 1.

В связи с особенностями организации течения теплоносителя рассматривается только половина бочки ротора длиной 3 м. Характер изменения коэффициента теплоотдачи обусловлен падением скорости охлаждающей среды при движении вдоль проводника. Для машины мощностью 550 МВт скорость, обеспечиваемая центробежным вентилятором, на входе в проводник составляет порядка 110 м/с.

Методом конечных объёмов исследована пазовая часть катушки обмотки ротора генератора мощностью 550 МВт. Катушка состоит из 5 проводников, имеет по одному витку на каждом из двух полюсов ротора. Наличие такой катушки характерно только для машины мощностью 550 МВт. Трёхмерная модель отстроена до середины ротора длиной 3 м, т. к. в этом месте происходит выход охлаждающей среды из обмотки (симметричная задача) [9]. Результаты расчётов для номинального режима представлены на рис. 2, 3.

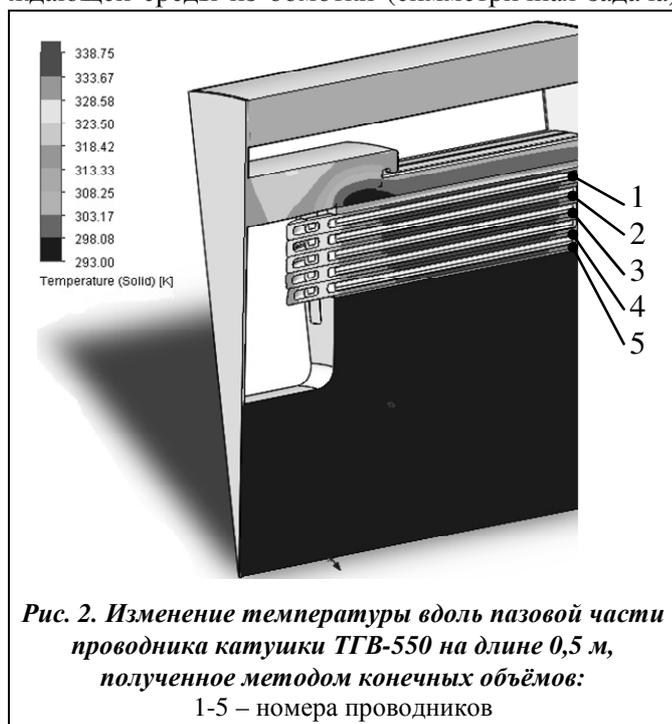
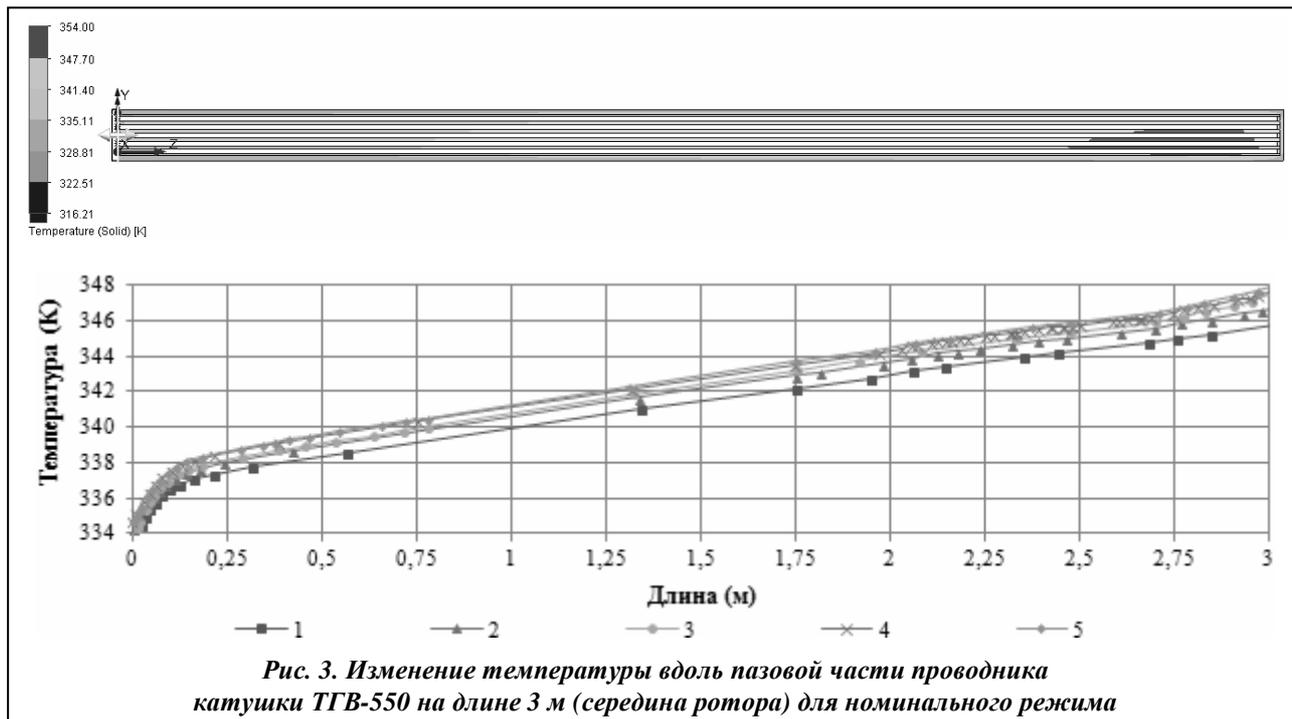


Рис. 2. Изменение температуры вдоль пазовой части проводника катушки ТГВ-550 на длине 0,5 м, полученное методом конечных объёмов:

Максимальное значение температуры в пазовой части в номинальном режиме не превышает 354 К (81 °С). Повышение температуры пазовой части обмотки к середине ротора (на длине 3 м) объясняется повышением температуры охлаждающей среды при движении по каналу проводника, уменьшением способности водорода отбирать теплоту от проводника вследствие повышения собственной температуры и большими гидравлическими потерями при повороте потока.

Методом конечных элементов исследовано распределение температур вдоль пазовой части катушек сравниваемых машин (рис. 4). Катушки состоят из 7 проводников.

На ГП завод «Электротяжмаш» проведены тепловые испытания генераторов мощностью 300 и 550 МВт в режиме холостого хода и короткого замыкания. Температура обмотки ротора во время испытаний определялась по



изменению сопротивления проводников действию постоянного тока [10]. Для этого применён метод вольтметра-амперметра, согласно которому производится измерение тока и напряжения на контактных кольцах, а затем вычисляется сопротивление обмотки в соответствии с законом Ома. Проводились измерения в холодном и нагретом состояниях проводников. По изменению сопротивления, согласно известным зависимостям для материала проводников обмотки, определено среднее превышение температуры обмотки над температурой охлаждающей среды. Изменение превышения температуры обмотки на различных режимах работы по результатам расчетов и результатам испытаний представлено на рис. 5.

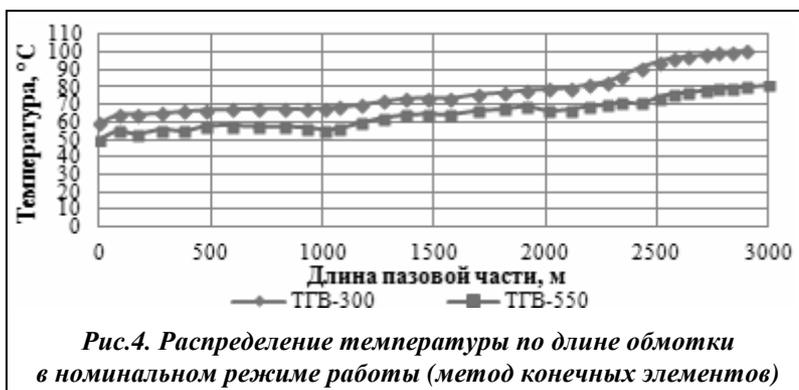
Интерполяцией экспериментальных значений температуры на режимах холостого хода и короткого замыкания получены температуры обмотки ротора для номинального режима. Согласно проведенным испытаниям максимальная температура обмотки ротора генератора мощностью 550 МВт составила 74,7 °С (347,7 К), что соответствует превышению температуры 34,7 °С. Допустимая предельная температура нагрева изоляции обмотки ротора составляет 105 °С (класс «F»).

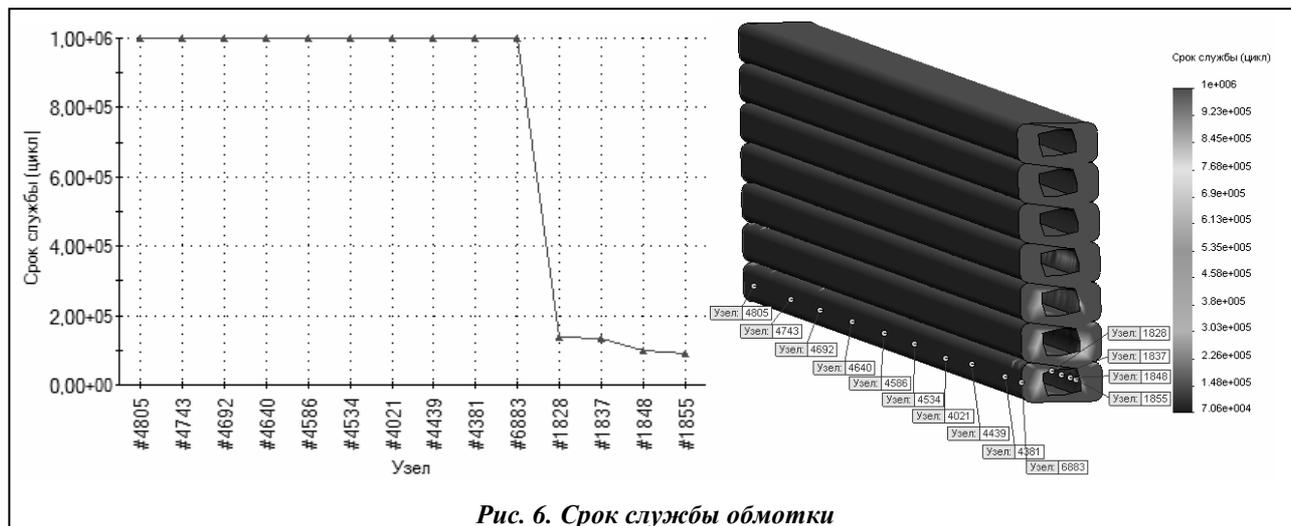
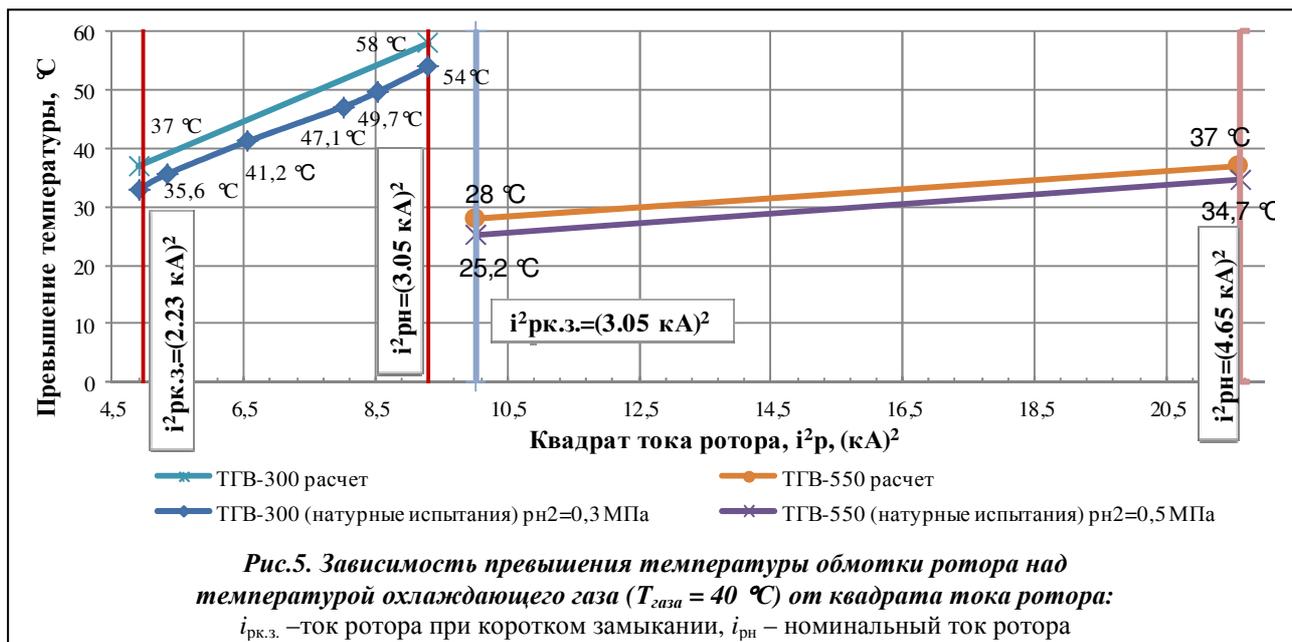
Согласно требованиям ГОСТ 533-2000 для турбогенераторов мощностью свыше 350 МВт наработка на отказ составляет 18000 ч, что соответствует полному назначенному сроку службы 40 лет. При расчете методом конечных элементов срок службы обмотки при работе в поле центробежных сил ($n = 3000$ об/мин) составил 10^6 циклов. Таким образом, низкий уровень напряжений в обмотке позволит обеспечить нормированный ресурс генератора.

Выводы

Применение водорода в качестве охладителя ротора представляется наиболее перспективным для турбогенераторов большой мощности. Тепловое состояние ротора, охлаждаемого водородом, в трёхмерной постановке ещё не исследовалось. Для осуществления поставленной задачи предложено использовать метод конечных элементов.

Сравнение расчётных данных





и результатов испытаний показывает, что погрешность расхождения расчётных температур с результатами измерений составляет не более 10%, что подтверждает адекватность модели и замыкающего соотношения для расчета коэффициента теплоотдачи. Повышение давления водорода в системе позволяет выйти на новый диапазон режимов работы с большей мощностью. Анализ результатов расчёта теплового состояния ротора генератора мощностью 550 МВт свидетельствует о допустимости режима работы генератора при номинальном значении тока. Тепловое состояние ротора не накладывает ограничений на величину номинальной мощности генератора. В режиме установившегося короткого замыкания значение тока возбуждения в проводниках обмотки ротора представляет собой меньшую величину по сравнению со значением тока в номинальном режиме, поэтому эксплуатация обмотки ротора после работы в аварийных режимах представляется возможной.

Литература

1. *Проектирование турбогенераторов* / В. И. Извехов, Н. А. Серихин, А. И. Абрамов. – М.: Моск. энерг. ин-т, 2005. – 440 с.
2. *Boldea, I. Synchronous generators* / I. Boldea. – Boca Raton – 2006. – 441 p.
3. *Филлипов, И. Ф. Теплообмен в электрических машинах* : Учеб. пособие для вузов / И. Ф. Филлипов. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 256 с.

4. Вэйли, Л. Температурное поле ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением с подпазовыми и радиальными каналами : Дис. ... канд. техн. наук / Вэйли Ли. – СПб., 1997. – 15 с.
5. *SolidWorks 2007/2008*. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
6. Хмельник, С. И. Уравнения Навье–Стокса. Существование и метод поиска глобального решения / С.И. Хмельник / Израиль: Mathematics in Computer Comp, 2010. – 106 р.
7. *Теплотехнический справочник*: в 2-х т. / Под ред. В. Н. Юренева и П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1976. – Т. 2. – 896 с.
8. Исаченко, В. П. Теплопередача: учеб. для вузов, 3-е изд. / В. П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
9. *Эксплуатация и ремонт турбогенератора ТГВ-300* / Л. Я. Станиславский, Г. П. Езовит, П. Я. Карташевский и др. – Киев: Техника, 1973. – 196 с.
10. Гуревич, Э. И. Тепловые испытания турбогенераторов большой мощности / Э. И. Гуревич. – Л.: Энергия, 1969. – 168 с.

Поступила в редакцию 14.08.15

Д. Х. Харлампиди,

д-р техн. наук

Институт проблем
машиностроения
им. А. Н. Подгорного
НАН Украины

г. Харьков, e-mail:

kharlampidi@ipmach.kharkov.ua

Ключові слова: теплонасосна установка, холодильна машина, коефіцієнт структурних зв'язків, ексергетичні втрати.

УДК 621.577

СИСТЕМНО-СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

На основі сучасних методів прикладної термодинаміки розроблено методику системно-структурного аналізу циклів холодильних машин і теплонасосних установок. З використанням структурних коефіцієнтів проведено аналіз впливу міжелементних зв'язків в технологічних схемах пароконденсійних холодильних машин і теплонасосних установок на термодинамічну ефективність циклу. Оцінюється вплив структурної складності технологічної схеми теплонасосних установок на термодинамічну ефективність, для цього вперше в термодинамічний аналіз вводиться критерій складності схеми.

1. Введение

В настоящее время элементы холодильных машин (ХМ) и теплонасосных установок (ТНУ) в ряде случаев достигли своего «технического предела», когда совершенствование конструкций отдельных узлов уже не дает существенного повышения эффективности всей установки. Между тем возможности совершенствования структуры технологической схемы еще далеко не исчерпаны. Последнее требует глубокого изучения особенностей межэлементных связей в технологических схемах ХМ и ТНУ, а также исследования взаимосвязи и взаимовлияния эксергетических потерь в основных элементах. В этой связи актуальной представляется задача направленного поиска технологических схем в противоположность «слепой» процедуре их перебора. Преимущества такого подхода бесспорны, поскольку это позволит еще на этапе предпроектного анализа ХМ или ТНУ исключить из рассмотрения те схемы, совершенствование элементов которых не окажет существенного влияния на повышение эффективности всей установки.

Одним из направлений системных исследований является системно-структурный анализ, цель которого – выявление системных закономерностей проявления потерь от необратимости в различных технологических схемах, поскольку еще на этапе предпроектных разработок важно предвидеть, как отреагирует конкретная технологическая схема термотрансформатора на изменение внешних условий.

В настоящей работе впервые предпринята попытка создания общей методики системно-структурного анализа пароконденсионных ХМ и ТНУ.

© Д. Х. Харлампиди, 2015