

УДК 536.7

К. А. КОБЗАРЬ, главный конструктор по турбогенераторам
ГП завод «Электротяжмаш», Харьков;
П. Г. ГАКАЛ, д-р. техн. наук, доц.; зав. кафедрой аэрокосмической
теплотехники, Национальный аэрокосмический университет
им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков;
Е. А. ОВСЯННИКОВА, соискатель НАУ «ХАИ»; инженер-конструктор I кат.
ГП завод «Электротяжмаш», Харьков

ОБЗОР МЕТОДИК АНАЛИЗА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОДОРОДОМ

В статье проводится обзор методик, используемых при анализе теплового состояния ротора турбогенератора, приводятся их достоинства и недостатки. Обоснована необходимость анализа температурного поля ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом. Описывается метод конечных элементов в приложении к решению задачи, связанной с определением теплового состояния ротора турбогенератора. Рассматриваются модели теплопередачи (граничные условия III-го рода), предназначенные для замыкания математической модели теплового состояния ротора турбогенератора.

Ключевые слова: турбогенератор, ротор, обмотка, тепловое состояние.

Введение

Производство турбогенераторов мощностью 200–500 МВт является наиболее перспективным направлением развития энергомашиностроения. Это обусловлено тем, что турбогенераторы большой мощности имеют более совершенную конструкцию, оптимальную по массогабаритным показателям. Благодаря своей конструкции турбогенераторы обеспечивают экономичность и надежность в эксплуатации.

Одной из основных задач при проектировании турбогенератора большой мощности является усовершенствование существующих и разработка новых систем охлаждения. Как при разработке, так и при модернизации конструкции турбогенератора необходим подробный анализ температурного поля его основных узлов. При модернизации существующего турбогенератора оценка теплового состояния узлов позволяет установить наличие запасов мощности по нагревам, за счет которых возможно повысить маневренность турбогенератора, расширить диапазон режимов работы. Проектирование систем охлаждения также должно проводиться на базе расчетно-экспериментального анализа теплового состояния основных элементов турбогенератора.

Анализ теплового состояния ротора позволяет оценить эффективность системы охлаждения, обозначить пути оптимизации конструкции ротора. Весьма важен анализ возможности эксплуатации обмотки ротора после работы в аварийных режимах.

Наиболее нагруженным узлом турбогенератора является ротор. Поэтому исследование теплового состояния его основных узлов – одна из первоочередных задач. Объектом исследования являются лобовая и пазовая части обмотки, представляющие собой источник тепловыделений в роторе, изоляция, место посадки бандажного кольца на бочку ротора (см. рис. 1).

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

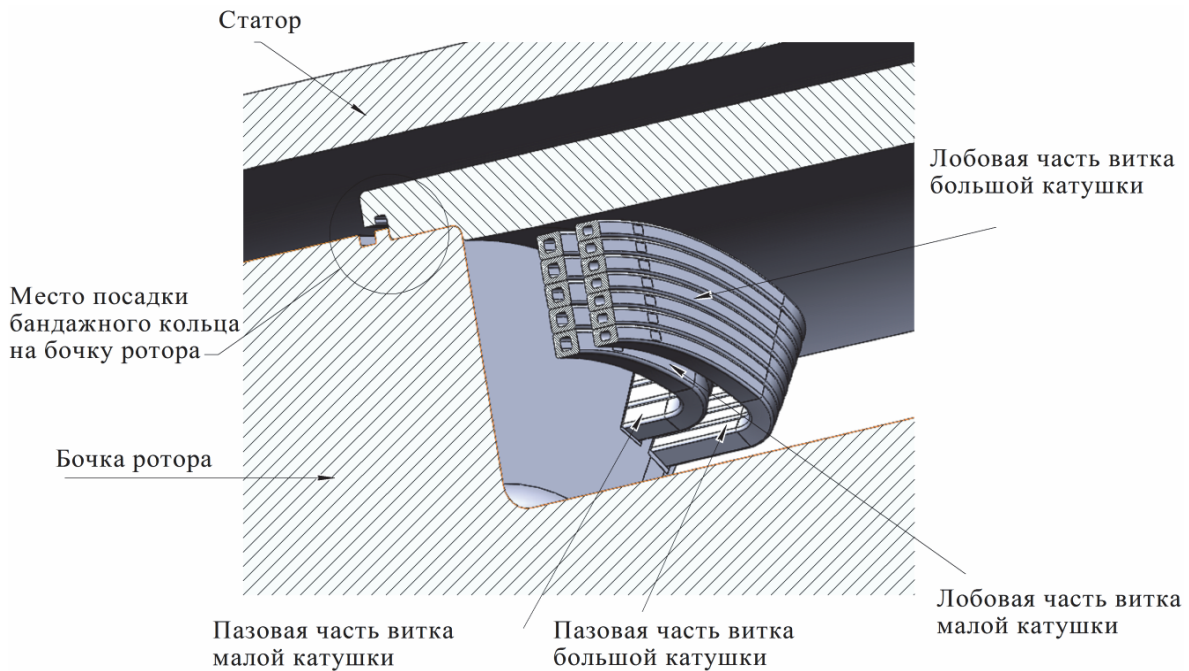


Рис. 1 – Место посадки бандажного кольца на бочку ротора

Тепловое состояние обмотки ротора определяется величиной тепловыделений в обмотке и интенсивностью теплопередачи от обмотки ротора к охлаждающей среде. Тепловыделения в проводниках обмотки, по которым протекает постоянный ток, обусловлены омическим сопротивлением (активным сопротивлением постоянному току), потоками рассеяния обмоток, а также затратами мощности на преодоление гидравлического сопротивления при движении охлаждающей среды в каналах. Интенсивность теплопередачи определяется теплофизическими свойствами охлаждающей среды (коэффициентом теплоотдачи) и способом отвода теплоты, зависящим от конструкции системы охлаждения.

Тепловыделения в теле ротора обусловлены действием электромагнитного поля статора на ротор. Имеют место в режиме короткого замыкания и при несимметричных режимах работы. При длительном нарушении симметричности нагрузки поля высших гармонических магнитодвижущих сил (м.д.с.) статора приводят к возникновению в зазоре между статором и ротором бегущей волны электромагнитного поля обратной последовательности. Данное электромагнитное поле индуцирует в роторе токи обратной последовательности или вихревые токи величиной до 100 Гц. Эти токи являются причиной дополнительного нагрева в месте плохого контакта между бочкой ротора и пазовыми клиньями. Также они приводят к значительным тепловыделениям в поверхностных слоях зубцов ротора и клиньев, удерживающих обмотку в пазах от действия центробежных сил при вращении. Данные тепловыделения являются причиной существенного нагрева бандажного узла.

Для турбогенераторов мощностью более 100 МВт наиболее эффективно применение непосредственного охлаждения обмоток ротора, при котором охлаждающая среда движется непосредственно по внутреннему каналу в проводнике обмотки ротора, что позволяет снять значительно большее количество теплоты по сравнению с косвенным охлаждением [1]. Для интенсификации теплопередачи в качестве охлаждающей среды целесообразно использовать водород, который имеет высокий коэффициент теплоотдачи.

Переход на водородное охлаждение ротора турбогенератора мощностью 550 МВт является одной из наиболее перспективных задач, учитывая то, что до настоящего момента в турбогенераторах большой мощности применялось непосредственное охлаждение обмоток ротора водой. Замена охлаждающей среды в роторе на водород позволит избавиться от трудности организации водоподвода, эрозии и кавитационных явлений в медных проводниках обмотки ротора, от вспомогательных операций по обеспечению пожаробезопасности, характерных для системы с водяным охлаждением. Это позволит эффективно использовать водород, нагнетаемый вентиляторами, установленными по обоим торцам вала, и применить его как для охлаждения сердечника статора, так и для охлаждения обмотки ротора. Переход на охлаждение обмоток ротора водородом осуществляется за счет повышения давления водорода в системе. Система охлаждения обмотки ротора представляет собой аксиальные и радиальные каналы.

Анализ основных достижений и литературы

Пространственное распределение температуры в теле ротора и в его узлах описывается стационарным нелинейным дифференциальным уравнением Пуассона в частных производных [2]:

$$\lambda_x \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + w = 0,$$

где θ – разность температур, К;

w – объёмная плотность тепловыделения, Вт/м³;

λ – теплопроводность, Вт/(м·К).

Решением уравнения является температура как функция координат. Для замыкания уравнения используют граничные условия, как правило, III рода, отображающие условия теплопередачи на границах системы с охлаждающей средой.

Для решения уравнения аналитически, его сводят к одномерной и двумерной постановкам. Однако решение уравнения в таких постановках имеется только для тел простой формы. Обычно ограничиваются определением температуры в наиболее теплонапряженном элементе генератора – обмотке.

Для непосредственно охлаждаемого проводника с током решение уравнения Пуассона в одномерной постановке впервые было получено и решено С.Б. Васютинским и Г.П. Ногаенко [3]. Более подробно данный метод рассмотрен в книге А.И. Москвитина [4]. Сравнительный анализ температурного поля, полученного с помощью данной методики для разных проводников, охлаждаемых непосредственно различной средой, а, именно: водой, воздухом, водородом, представлен в книге И.Ф. Филлипова [1].

До последнего времени наиболее распространенным методом определения теплового состояния элементов турбогенератора был метод тепловых схем замещения. К его достоинствам можно отнести достаточную простоту в использовании. Согласно данному методу превышение температуры есть произведение тепловой нагрузки на сопротивление теплоотдачи на границе между элементом и охлаждающей средой. Так для обмотки ротора тепловая нагрузка определяется как отношение мощности потерь, выделяемых в медных проводниках, к площади поверхности тепловыделения. Сопротивление теплоотдачи обратно пропорционально произведению площади сечения охлаждающего канала и коэффициента теплоотдачи. Данный метод использован при моделировании теплового состояния обмоток ротора турбогенератора мощностью

200 МВт с непосредственной системой охлаждения [2]. Недостаток метода заключается в относительно низкой точности. Кроме того, метод не позволяет учесть сложную геометрию элементов турбогенератора; он позволяет оценить только среднее превышение температуры узлов ротора и не предоставляет возможности установить распределение температуры по длине. Трудность вычислений также заключается в необходимости определения термических сопротивлений, входящих в схемы замещения.

Решение уравнения Пуассона в трехмерной постановке возможно только с применением специальных численных методов. Наиболее распространенным является метод конечных элементов, реализованный в компьютерной среде *SolidWorks* [5].

Программный продукт *SolidWorks* позволяет определять тепловое состояние узла в два этапа. На первом этапе проводится расчет течения охлаждающей среды в прикладном пакете *FlowWorks*. Движение и теплообмен текучей среды моделируется с помощью уравнений Навье-Стокса, описывающих законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды. Системы уравнений дополняются начальными и граничными условиями (III-го рода). Для решения системы дифференциальных уравнений в *FlowWorks* используется метод конечных объемов.

Непосредственное определение теплового состояния тела ротора осуществляется методом конечных элементов. Для этого в среду *Simulation* конвертируются результаты расчетов течений, полученные в *FlowWorks*, которые являются граничными условиями для последующего расчета. Теплопередача в твердых телах моделируется уравнением Пуассона. Метод основан на дискретизации объекта на неправильные многогранники, именуемые конечными элементами, замене исходных дифференциальных уравнений алгебраическими уравнениями для каждого конечного элемента с последующим решением системы алгебраических уравнений. Этот метод более точный по сравнению с методом замещения, т.к. позволяет учесть особенности конструкции, получить распределение температуры в трехмерной постановке и значение тепловых деформаций в узловых точках сетки конечных элементов.

Однако прямое применение этого метода для решения задачи определения теплового состояния ротора затруднено. Это обусловлено тем, что для определения граничных условий III-го рода, задаваемых в прикладном пакете *FlowWorks*, необходимо знать распределение коэффициентов теплоотдачи на поверхности ротора и его элементов.

На практике используются следующие выражения для расчета коэффициентов теплоотдачи [6]:

$$\alpha = 0,017 \frac{\lambda}{d} \text{Re}_{fd_{\text{экв}}}^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4} \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^{0,18},$$

где λ – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К);

d – гидравлический диаметр, м;

$\text{Re}_{fd_{\text{экв}}}$ – число Рейнольдса газа, определенное по эквивалентному диаметру и температуре газа;

Pr_f – число Прандтля, определенное по температуре газа;

Pr_w – число Прандтля, определенное по температуре стенки;

D_1 – внутренний диаметр кольцевого канала, м;

D_2 – внешний диаметр кольцевого канала, м.

Формула справедлива в диапазоне отношений диаметров $D_1/D_2 = 1,2-14$, чисел Прандтля $\text{Pr}_f = 0,7-100$.

Для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней стенке трубы при турбулентном течении газа в каналах кольцевого поперечного сечения используется формула [7]

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_{\text{эКВ}}} \alpha_{\text{тр}} \left(1 - \frac{0,45}{2,4 + \text{Pr}_f} \right) \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^{-n} \zeta,$$

где $\alpha_{\text{тр}}$ – коэффициент теплоотдачи для круглой трубы, вычисляемый по формуле

$$\alpha_{\text{тр}} = \frac{\frac{\xi}{8} \text{Re}_f \text{Pr}_f \psi}{1 + \frac{900}{\text{Re}_f} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8} (\text{Pr}_f^{2/3} - 1)}} \frac{\lambda}{d},$$

где λ – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К);
 d_1 – наружный диаметр внутренней трубы, м;
 d_2 – внутренний диаметр наружной трубы, м;
 $d_{\text{эКВ.}} = d_2 - d_1$ – эквивалентный диаметр кольцевой трубы, м;
 ζ – поправочный коэффициент, зависящий от отношения d_1/d_2 ;
 ψ – коэффициент, учитывающий влияние свойств газа;
 ξ – коэффициент сопротивления трения при изотермическом течении в гладких трубах;

$$\xi = (1,82 \lg \text{Re}_f - 1,64)^2.$$

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 .

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 $\text{Re}_f \approx 10^4$.

Представленные зависимости используются для расчета коэффициентов теплоотдачи при течении жидкостей и газов в круглых трубах и кольцевых каналах. Их применимость для течения водорода в каналах ротора еще нуждается в обосновании.

Задача определения температурного поля ротора турбогенератора мощностью 20 МВт с непосредственным охлаждением обмотки воздухом решена в [8] методом конечных элементов в двумерной постановке. Учтен теплообмен на поверхности зуба ротора, теплообмен между медью витков и воздухом в радиальном вентиляционном канале, а также теплообмен между сердечником и воздухом в подпазовом канале. Однако, в данной работе:

- рассмотрено течение только в радиальном канале, что не позволяет перенести полученные результаты на течение в аксиальном канале ротора турбогенератора большой мощности;
- не рассмотрено трёхмерное распределение температур в роторе;
- результаты расчетов не распространены на водород.

Цель исследования, постановка задачи

В связи с переходом на непосредственное охлаждение водородом ротора турбогенератора необходимо решить ряд новых задач, а именно:

- 1) Разработать 3-х мерную модель теплового состояния ротора с учетом его геометрии, расположения охлаждающих каналов.
- 2) Определить условия теплообмена между узлами ротора и водородом на различных участках, отличающихся условиями обтекания.
- 3) Провести анализ теплового состояния элементов ротора с использованием предложенных моделей, граничных условий.
- 4) На основе анализа теплового состояния предложить способы повышения эффективности системы охлаждения.

Выводы

Переход на водородное охлаждение ротора турбогенератора мощностью 550 МВт является одной из наиболее перспективных задач. Тепловое состояние ротора, охлаждаемого водородом, в трехмерной постановке еще не исследовалось. Для осуществления поставленной задачи предложено использовать метод конечных элементов. Формулы по определению коэффициентов теплоотдачи, необходимые для замыкания математической модели теплового состояния ротора и описывающие условия теплопередачи на границах системы с охлаждающей средой, должны быть модифицированы и обоснованы.

Список литературы: 1. Филлипов, И. Ф. Вопросы охлаждения электрических машин [Текст] / И. Ф. Филлипов. – М. : Энергия, 1964. – 334 с. 2. Извехов, В. И. Проектирование турбогенераторов [Текст] / В. И. Извехов, Н. А. Серихин, А. И. Абрамов. – М. : Издательство МЭИ, 2005. – 440 с. 3. Васютинский, С. Б. Тепловой расчёт токоведущих трубок [Текст] / С. Б. Васютинский, Г. П. Ногаенко // Вестник электро-промышленности. – 1957. – № 10. 4. Москвитин, А. И. Непосредственное охлаждение электрических машин [Текст] / А. И. Москвитин. – Изд. АН СССР, 1962. 5. Алямовский, А. А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с. 6. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] : учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 3-е изд. – М. : Энергия, 1975. – 488 с. 7. Теплотехнический справочник [Текст] : в 2-х т. / под ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. – М. : Энергия, 1976. – Т. 2. – 896 с. 8. Вэйли, Л. Температурное поле ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением с подпазовыми и радиальными каналами [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.09.01 – электромеханика / Вэйли Ли. – Санкт-Петербург, 1997.

Bibliography (transliterated): 1. Fillipov, I. F. *Voprosy ohlazhdenija jelektricheskikh mashin*. Moscow : Jenergija, 1964. Print. 2. Izvehov, V. I., N. A. Serihin and A. I. Abramov. *Proektirovanie turbogeneratorov*. Moscow : Izdatel'stvo MJEI, 2005. Print. 3. Vasjutinskij, S. B., and G. P. Nogaenko. "Teplovoj raschet tokovedushhih trubok." *Vestnik jelektrо-promyshlennosti*. No 10. 1957. Print. 4. Moskvitin, A. I. *Neposredstvennoe ohlazhdenie jelektricheskikh mashin*. Izd. AN SSR, 1962. Print. 5. Aljamovskij, A. A., et al. *SolidWorks 2007/2008. Komp'yuternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike*. St. Petersburg : BHV-Peterburg, 2008. Print. 6. Isachenko, V. P., V. A. Osipova and A. S. Sukomel. *Teploperedacha : uchebnik dlja vuzov*. Moscow : Jenergija, 1975. Print. 7. *Teplotehnicheskij spravochnik*. Ed. V. N. Jureneva, and P. D. Lebedeva. Vol. 2. Moscow : Jenergija, 1976. Print. 8. Vjejli, L. *Temperaturnoe pole rotora turbogeneratora s neposredstvennym ohlazhdeniem s podpazovymi i radial'nymi kanalami*. Dis. ... kand. tehn. nauk. Special'nost' 05.09.01 – jelektromehanika. St. Petersburg, 1997. Print.

Поступила (received) 11.01.2015