

АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА МОЩНОСТЬЮ 300 МВт ПРИ АСИММЕТРИИ ОХЛАЖДЕНИЯ ПАЗОВОЙ ЗОНЫ

К.А.Кучинский, канд.техн.наук

Институт электродинамики НАН Украины,

пр. Победы, 56, Киев-57, 03680, Украина. E-mail: kuchynskyy@mail.ru

С помощью метода конечных элементов исследованы температурные поля на полюсном делении ротора турбогенератора ТГВ-300-2 в номинальном режиме при нарушениях симметрии непосредственного водородного охлаждения в каналах обмотки возбуждения. Показано, при каком количестве «дефектных» каналов максимальная температура изоляции обмотки ротора превышает предельно допустимую величину. Определены величины внутренних напряжений сжатия в меди витков на перегреваемых участках обмотки. Установлено, при каких температурах механические напряжения превосходят предел текучести меди. Проведено сопоставление значений экспериментальных и расчетных тепловых и термомеханических параметров на физической модели стержня обмотки статора мощного ТГ. Библ. 16, табл. 2, рис. 5.

Ключевые слова: ротор, охлаждение обмотки, тепловой дисбаланс, максимальная температура.

Ротор турбогенератора (ТГ) является самой нагруженной и наиболее ответственной частью машины как в тепловом, так и в механическом отношении. Максимальная рабочая температура обмотки ротора (ОР) ТГ мощностью 300 МВт типа ТГВ-300 при номинальной нагрузке может граничить с допустимой по условиям нагревостойкости использованных изоляционных материалов [7, 12]. Ротор находится также под воздействием значительных механических нагрузок, вызванных влиянием центробежных и знакопеременных изгибающих сил.

ОР выполняется в виде последовательно соединенных 18 концентричных катушек, в каждой из которых по семь витков, состоящих из двух параллельных проводников. На рис. 1 показано заполнение пазы ротора: 1 – клин; 2 – стеклотекстолитовые прокладки между клиньями и верхними витками; 3 – корпусная изоляция; 4, 6 – межвитковая изоляция; 5 – медь сечением $7,5 \times 30 \text{ мм}^2$; 7 – дополнительные прокладки под нижними витками. Витки выполнены из П-образных проводников, сложенных попарно и образующих внутренний канал, через который проходит охлаждающий водород. Применение непосредственного охлаждения позволило создать в ОР при номинальной нагрузке плотность тока, равную $9,5 \text{ А/мм}^2$ [14]. Охлаждение ОР осуществляется по двусторонней схеме непосредственного охлаждения проводников. Водород двумя параллельными потоками раздельно охлаждает лобовую и пазовую части обмотки. Выход газа из каждого витка пазовой части в зазор машины осуществляется в средней части ротора по радиальным отверстиям в витках и пазовых клиньях.

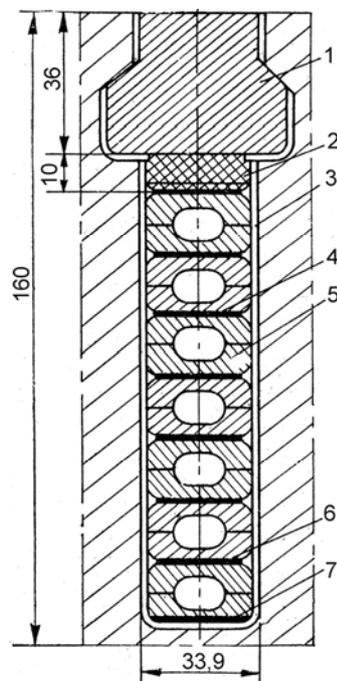


Рис. 1

При эксплуатации или ремонте ТГ возможна закупорка витков ОР вследствие перекрытия выходного вентиляционного отверстия в средней части бочки ротора из-за сдвига (смещения) стеклотекстолитовых прокладок между витками ОР или под пазовым клином при вращении ротора в процессе пусков и остановов, а также перекрытия входного окна в лобовой части или засорение вентиляционного канала витка ОР за счет случайно попавших между катушками посторонних предметов, наплывов лака и т.д. [9]. Эти явления приводят к повышенному местному нагреву обмотки с последующим повреждением изоляции. Негативным следствием частичной закупорки вентиляционных каналов становится также нарушение симметрии распределения расходов газа по пазам. Это может явиться одной из причин тепловой неуравновешенности роторов ТГ с непосредственным газовым охлаждением.

Таким образом, в процессе эксплуатации необходимо иметь информацию о температурных отклонениях, которые оказывают влияние на снижение надежности ТГ.

В работе [6] приведены результаты расчетов температурного поля ротора с самовентиляцией из подпазовых каналов на примере ТГ мощностью 160 МВт завода «Электросила» (Россия). Масштабным обобщенным

параметром вентиляционной системы, воздействующим на характерные избыточные температуры и в основных чертах управляющим процессом теплового статического прогиба вала заданной конфигурации, был принят относительный дефицит расхода (т.е. относительная разность значений полного расхода воздуха в исправной и дефектной половинах ротора). На основе расчетной оценки чувствительности ротора к температурным возмущениям сделан вывод, что интегральному температурному перекоосу в $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при линейном законе распределения избыточной температуры по диаметру) соответствует статический небаланс порядка $8\text{--}10\text{ кг}$. Тогда значимой для вибрационного состояния ротора является температурная неравномерность половин ротора в единицы градусов, а тепловой небаланс ротора вследствие возможной асимметрии питания пазов охлаждающим газом ведет к неблагоприятным механическим последствиям таких различий.

Учитывая изложенное, создание эффективной методики для определения температурного поля машины в аномальных режимах является актуальной задачей. Необходимость уточнения результатов при ухудшении условий охлаждения (или различных вариантах закупорки каналов в обмотке ротора) обусловлена и тем, что "... такой дефект на работающем турбогенераторе не всегда может быть выявлен своевременно, хотя в местах отсутствия вентиляции ... на меди могут возникать цвета побежалости" [16].

Целью работы являлись расчетные исследования нагрева ротора турбогенератора ТГВ-300 при нарушениях симметрии непосредственного водородного охлаждения в каналах обмотки возбуждения, способных привести (при определенных условиях) к превышению максимальной температуры изоляции предельно допустимой величины, тепловому небалансу ротора, появлению внутренних механических напряжений сжатия в витках на перегреваемых участках обмотки, превосходящих предел текучести меди. Методика расчета основана на использовании метода конечных элементов (МКЭ) и реализована в виде разработанного пакета программ TERM для ПК на языке ФОРТРАН.

Основные теоретические положения для определения тепловых нагрузок при помощи МКЭ и особенности разработанной полевой методики приведены в работе [13]. В [11] отражены результаты вариантных расчетов температурного поля на зубцовом делении ротора ТГВ-300 при различных условиях охлаждения витков обмотки возбуждения. В качестве упрощающего допущения принималось, что отвод тепла осуществлялся только с поверхности ротора в зазор и каналы витков обмотки возбуждения. Таким образом, не учитывался теплопереток к соседним зубцово-пазовым областям, смежным зонам ярма и большого зуба, в чем заключались основные количественные и качественные неточности расчетов.

Для исследования тепловых процессов в активной зоне ротора ТГ при частичной закупорке вентиляционных каналов в отдельных пазах были выполнены численные расчеты при номинальной электрической нагрузке в синхронном режиме. Рассчитывалось температурное поле в наиболее нагретой зоне бочки ротора (центральном сечении – месте выхода горячего газа из обмотки) на полюсном делении машины. Тем самым исследуемая область значительно расширилась, количество расчетных узлов существенно увеличилось. Задача решалась в декартовой системе координат.

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. Дискретизация элементов заполнения каждого паза ротора (рис. 1) осуществлялась автоматически в соответствии с границами раздела сред материалов. Область разбивалась на 10452 элемента, температуры определялись в 5332 узлах треугольной сетки.

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 3050 А составляют $1,694\text{ Вт/см}^3$. Потери на трение ротора о водород равны 244 кВт [15], тогда при длине активной части ротора 5800 мм , диаметре бочки 1120 мм и числе узлов на поверхности модели полюсного деления 105 потери на трение в каждом из этих узлов составляют $1,717\text{ Вт/см}$.

Коэффициенты теплопроводности λ [$\text{Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$] принимались равными 55 ; $0,34$; $0,19$; 385 ; 160 соответственно для стали, изоляции (стеклотекстолит), водорода, меди, дюралюминиевого клина [3]. Величина коэффициента теплоотдачи α с поверхности бочки ротора в водород воздушного зазора принята $1410\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$, температура холодного газа – $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, превышение температуры газа в зазоре – $43\text{ }^{\circ}\text{C}$, соответственно температура газа в зазоре – $78\text{ }^{\circ}\text{C}$. При скорости газа в вентиляционных каналах 48 м/с коэффициент теплоотдачи в них равен $880\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^{\circ}\text{C})$, а температура газа в канале на выходе из обмотки в номинальном режиме – $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ [2].

Моделирование термодефектов осуществлялось последовательной «закупоркой» вентиляционных каналов (по одному) витков катушки, начиная с верхнего, ближайшего к пазовому клину, и

далее увеличивая число их, рядом находящихся, к элементарным проводникам на дне паза. При этом для различных вариантов дополнительное изменение превышения температуры газа в незакупоренных каналах «дефектных» пазов принималось (в первом приближении) пропорциональным уменьшению расхода газа в пазу (или увеличению количества закупоренных каналов витков ОР).

Получаемые при таком допущении нагревы меди «дефектных» пазов следует ожидать несколько завышенными по величине, поскольку, хотя и большая часть суммарных выделяемых в проводниках потерь должна отводиться охлаждающей средой в каналах, некоторая доля тепла передается также посредством теплопроводности через пазовую изоляцию в железо зубцов, ярма, клинья и, в конечном итоге, конвективно снимается с поверхности бочки ротора в зазоре генератора.

Возникновение дефектов предполагалось в пазу ротора между осями d и q машины.

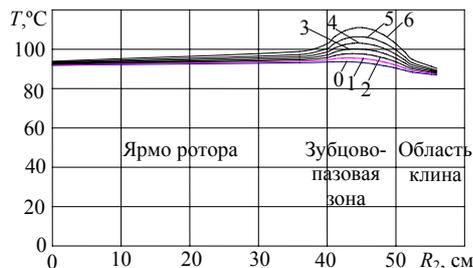


Рис. 2

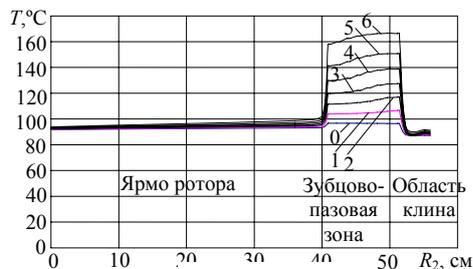


Рис. 3

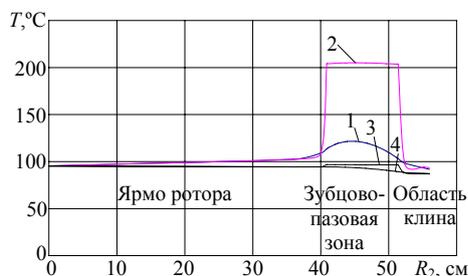


Рис. 4

На рис. 2 показаны результаты исследований распределения температурного поля при асимметрии охлаждения ОР по оси малого зубца, прилегающего к «дефектному» пазу модели ротора ТГВ-300 (т.е. по радиусу, совпадающему с внешней поверхностью пазовой изоляции). Рис. 3 отражает результаты по оси «дефектного» паза (т.е. по радиусу ротора, совпадающему с внутренней поверхностью пазовой изоляции элементарных проводников). Обозначения кривых от 0 до 6 соответствуют вариантам расчета при частичной закупорке в «дефектном» пазу от 0 (без дефекта) до 6 верхних (от зазора) каналов охлаждения в витках обмотки возбуждения.

На рис. 4 показано распределение температур в двух, симметрично расположенных относительно оси d , зубцовых делениях для крайнего возможного случая дефекта охлаждения в пределах одного паза: 1 – по оси малого зубца, прилегающего к «дефектному» пазу со всеми (7) полностью закупоренными каналами витков, т.е. при косвенном охлаждении данного участка ОР; 2 – то же по оси «дефектного» паза; 3 – по оси «нормального» паза с номинальными условиями системы непосредственного охлаждения витков; 4 – то же по оси малого зубца.

Результаты исследований показали, что при номинальных условиях непосредственного охлаждения меди большая часть тепла от катушек отводится газом, циркулирующим в вентиляционных каналах витков. При этом зубцы и тело ротора не играют роль основного теплопровода, перепады температур на участках бочки между средней частью и его поверхностью сравнительно небольшие (до 10 °C по оси полюсов d). Данный фактор благоприятно сказывается на величинах внутренних температурных напряжений разрыва [1] в «холодных» частях бочки ротора.

Увеличение числа закупоренных каналов в отдельных витках (снижение расхода газа в «дефектном» пазу) приводит к повышению нагрева практически только в зубцово-пазовом слое: существенно возрастают нагревы меди ОР и величины перепада температур по толщине изоляции. В то же время нагревы наружной и внутренней зон ярма ротора изменяются незначительно, в отличие от результатов, полученных при расчетах области, ограниченной только зубцовым делением [11], когда температуры железа сильно зависели от степени развития и близости дефекта в обмотке.

Поверхность ротора, интенсивно охлаждаемая газом, циркулирующим в зазоре, также в основном нечувствительна к изменениям температур в его средней и нижней частях (рис. 2, 3). Поверхность большого зубца является наиболее «холодной» зоной ротора (по данным расчетов).

Таким образом, переток некоторой части тепла из «дефектной» области ротора (паза с частично закупоренными каналами) в «исправную» (близлежащие зубцы и ярмо) практически не приводит к искажениям температурного поля последней по сравнению с исходным режимом при номинальных условиях охлаждения всей пазовой зоны (рис. 2, 3, кривые 0).

Разность нагревов симметрично расположенных относительно оси d «нормального» и «дефектного» зубцовых делений при полной закупорке каналов в пределах одного паза (рис. 4) превышает 25 °С по железу малых зубцов и 110 °С – по меди катушки.

В конечном итоге, на картину результирующего температурного поля всего ротора влияет место расположения «дефектных» пазов с локальными перегревами по отношению к исправным, т.е. угловая координата φ . В зависимости от тангенциальной координаты действие температурного возмущения в прилегающем к оси d пазу значительно сказывается на нагреве большого зубца, нежели при наличии очага возмущения посередине обмотанной части ротора (по оси q). При полном прекращении циркуляции водорода в отдельных пазах (рис. 4) перегрев этой зоны приводит к максимальному искажению формы температурного поля на полюсном делении в радиальном и тангенциальном направлениях по сравнению с ее картиной при исходных номинальных условиях режима.

Возникающий при наличии дефектов охлаждения температурный небаланс может привести к недопустимому повышению вибраций ротора.

Изгиб вала при повышенных температурах однотипных, симметричных относительно оси q , зубцово-пазовых «дефектных» слоев на смежных участках обоих полюсных делений ротора по сравнению с нагревом элементов противоположной (исправной) его половины происходит в плоскости, проходящей через ось симметрии обмотанной части бочки. Температурная асимметрия противоположных больших зубцов вызывает деформации, обуславливающие прогиб в ортогональной плоскости, т.е. через ось полюсов d . Результирующий вектор прогиба вала ротора располагается в некоторой промежуточной плоскости. При этом решение тепловой задачи должно проводиться уже для полного кругового сечения ротора [6], что существенно усложняет расчеты.

Расчетные максимальные температуры изоляции обмотки ротора ТГВ-300 в установившемся номинальном режиме при различном числе закупоренных каналов представлены в табл. 1.

Таблица 1

Кол-во закупоренных каналов	0	1	2	3	4	5	6	7
Макс. температура изоляции обмотки при $P = P_{\text{ном}}$, $T_{\text{хол.газа}} = 35$ °С	96,6	106,7	116,9	127,4	138,7	150,7	166,3	205,0

Как видно из полученных результатов, уже при закупорке трех рядом находящихся вентиляционных каналов проводников локальная максимальная температура изоляции ОР при работе в номинальном режиме близка к предельно допустимой (130 °С) для соответствующего класса нагревостойкости материала изоляции B . Поэтому при обнаружении во время ремонта закупорки даже трех или более вентиляционных каналов в обмотке, дальнейшая эксплуатация такого ТГ становится опасной с точки зрения теплового старения изоляции ОР.

Кроме того, силы трения, обусловленные центробежными усилиями, препятствуют относительному перемещению обмотки и бочки ротора, вызванному разностью их температур и коэффициентов линейного расширения, и температурное удлинение меди переходит в деформацию сжатия.

Возникающие вследствие увеличения коэффициента неравномерности нагрева внутренние напряжения сжатия в меди витков [1, 16] на перегреваемых участках обмотки определяются как

$$\sigma_{\text{сж}} = [\alpha_m t_{\text{макс}} - \alpha_c t_3 - t_0 (\alpha_m - \alpha_c)] E_m,$$

где α_m и α_c – коэффициенты линейного расширения меди и стали; t_3 – средняя температура зубцового слоя; $t_{\text{макс}}$ – максимальная температура меди; t_0 – температура ротора перед пуском (принимается равной 20 °С); E_m – модуль упругости меди.

Из формулы следует, что основная часть температурного напряжения в обмотке определяется разностью местных нагревов меди и температуры стали ротора. Как видно из рис. 2, 3, 4 и табл. 1, рабочая температура железа зубцов и меди различных витков, входящих в одну и ту же катушку ОР, неодинакова. Так, при закупорке пяти каналов

$$\sigma_{\text{сж}} = [0,000017 \cdot 150,7 - 0,000012 \cdot 101 - 20 \cdot (0,000017 - 0,000012)] \cdot 1,1 \cdot 10^6 \cong 1375 \text{ кгс/см}^2,$$

что превосходит предел текучести меди (1100–1200 кгс/см²). Поэтому в результате многократных циклов пусков и остановок ТГ в процессе эксплуатации это может приводить к существенным остаточным температурным деформациям витков и механическому разрушению корпусной и витковой изоляции катушек ОР. Указанные явления снижают эксплуатационную надежность машины.

Необходимо отметить, что для предупреждения аварий энергоблоков и обеспечения длительной и надежной эксплуатации ТГ после вывода его в ремонт предусматривается, в частности по ротору, проверка вентиляционных каналов обмотки на продуваемость подачей сухого сжатого воздуха

под избыточным давлением 3 кгс/см² (294 кПа) [9] в каждое вентиляционное отверстие пазовых клиньев в средней части бочки ротора. Частичное или полное перекрытие канала может быть обнаружено с помощью манометра и вентиля на насадке, подающего сжатый воздух [14]. Выход воздуха контролируется в лобовых частях обмотки под бандажами.

Поскольку большинство энергоблоков с ТГ типа ТГВ-300 практически выработало регламентированный ресурс, требуется их поузловая модернизация или замена.

Возможность повышения мощности ТГ в рамках базовой модели ТГВ-300 рассматривается в работе [7]. При этом в новом ТГ были сохранены основные технические решения, в том числе система вентиляции. Однако, при неизменности условий охлаждения повышение потерь может привести к тому, что в отдельных зонах (в частности, местах выхода горячего водорода) величины температур активных частей могут превысить допустимые значения. Увеличение мощности в рамках базовой модели достигается наряду с другими конструктивными мероприятиями и благодаря повышению давления газа в корпусе ТГ, что приводит к пропорциональному увеличению объемной теплоемкости водорода и, в значительной мере, коэффициентов теплоотдачи. Предложенная в [7] аналитическая методика расчета теплового поля ТГ и анализ его теплового состояния для различных режимов работы основаны на упрощающем допущении о том, что обмотка и сердечник статора не связаны между собой в тепловом отношении (теплопередача через корпусную изоляцию стержней статора отсутствует). Активные и торцевые зоны рассматривались отдельно. Максимальная температура в пазовой части обмотки ротора в номинальном режиме составила по расчету 157,5 °С (допустимый нагрев для изоляции класса F равен 155 °С).

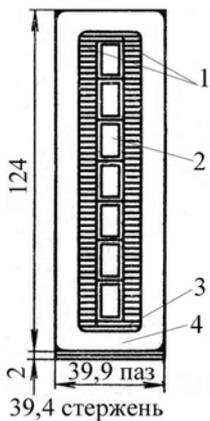


Рис. 5

Проведение экспериментальных испытаний на вращающемся роторе натурального ТГ в реальных условиях эксплуатации на электростанции достаточно затруднено. В связи с этим для опытной проверки достоверности результатов, получаемых на основе разработанной методики численного расчета, были проведены исследования по определению тепловых и термомеханических параметров образца стержня обмотки статора ТГ мощностью 300 МВт в различных режимах.

Разрез стержня базового ТГ в пазу показан на рис. 5: 1 – медные проводники сечением 1,95×7,4 мм² с изоляцией ПДА; 2 – изолированная вентиляционная трубка из немагнитной стали размером 0,5×8,5×14 мм; 3 – стеклотекстолитовые прокладки; 4 – корпусная изоляция.

С целью повышения единичной мощности, сохранения надежной и удобной в эксплуатации системы полного водородного охлаждения, возможности установки (без какой-либо доработки) ТГ на существующие фундаменты Харьковский завод «Электротяжмаш» в настоящее время приступил к выпуску модернизированных ТГ номинальной мощностью 325 МВт типа ТГВ-325-2А.

Для обмотки статора ТГВ-325-2А применена терморезистивная изоляция класса нагревостойкости «F». Изолированный стержень подвергается вакуумированию, гидростатической опрессовке и запеканию. Толщина изоляции стержня при нанесении одинакового количества слоев ленты благодаря такой технологии уменьшается, а электрическая прочность изоляции повышается.

Несмотря на применение изоляционных материалов класса «F», допустимые температуры обмотки, стали и горячего газа установлены, как для класса нагревостойкости «B» согласно ГОСТ 533-2000, что позволяет гарантировать срок службы высоковольтной изоляции не менее 40 лет.

Сечение меди стержня для сохранения неизменной величины плотности тока в обмотке статора увеличено. Внешние же размеры изолированных стержней обмотки статора ТГ типа ТГВ-325-2А по сравнению с базовым ТГВ-300 практически не изменены [8].

Собственно экспериментальные исследования проводились на модели стержня (прямолинейном его отрезке длиной 1 м) пазовой части обмотки статора натурального, модернизированного до мощности 325 МВт, ТГ блока № 8 Змиевской ТЭС.

В подготовке и проведении испытаний участвовали сотрудники отдела № 10 ИЭД НАН Украины [Д.А.Павлишин], [В.Л.Ахременко], А.И. Воронин. В процессе испытаний во всех 7 вентиляционных трубках стержня в постоянном режиме с помощью насоса циркулировала горячая вода, имитирующая нагрев обмотки статора при прохождении по ней тока в реальных условиях эксплуатации. При этом один конец стержня был заземлен, а другой мог свободно перемещаться при нагреве. Боковые поверхности оставались свободными. Экспериментальные измерения проводились в различных установившихся режимах относительно температуры горячей воды, в частности: I – 85,5 °С; II – 76 °С при температуре окружающей среды соответственно 20,6 °С; 28 °С. Аксиальный перепад тем-

пературы воды на входе и выходе из каналов по длине стержня в обоих случаях не превышал 3–4 °С. Определение температурных полей и напряженно-деформированного состояния под воздействием теплового потока от элементарных медных проводников с каналами к поверхности изоляции стержня осуществлялось в отдельных узлах по длине и ширине модели. Опытные значения температур оценивались при помощи термопар "хромель-копель", установленных на расстоянии 20 см соответственно слева и справа от торцов стержня (входа – выхода горячей воды) на поверхности меди, на наружной поверхности изоляции и на глубине изоляции, равной половине ее толщины.

Для измерения деформаций использовались фольговые тензорезисторы типа КФ517. На торце стержня со стороны выхода горячей воды устанавливались также механические датчики, фиксирующие максимальные перемещения его узлов (или общее удлинение модели на базе 1000 мм при жестком закреплении противоположного торца).

Для расчета МКЭ область разбивалась на 836 элементов, температуры (скалярные величины) определялись в 468 узлах треугольной сетки, число уравнений для решения термомеханической задачи по определению перемещений (векторных величин) в этих узлах составляло соответственно 936. Коэффициенты теплопроводности λ [Вт/(м·°С)] принимались равными 77; 0,16; 385; 0,67 для стали вентиляционного канала, изоляции стержня, меди проводников, воды в каналах (при 75 °С). При естественной конвекции на всех четырех поверхностях сечения стержня задавалась общая величина коэффициента теплоотдачи к воздуху $\alpha \approx 14$ Вт/(м²·°С) [5] – граничные условия III рода. Изменение температур воды по длине каналов предполагалось по линейному закону, и их значения в каждом узле модели задавались как граничные условия I рода в задачах теплопроводности. Полученные значения нагревов по всем элементам исследуемой области записывались на жесткий диск и являлись исходными данными для последующего решения задач термомеханики.

Для расчета термомеханических характеристик использовались установившиеся (экспериментальные и расчетные) распределения уровней нагревов основных узлов модели обмотки статора в радиальном и аксиальном направлениях по длине стержня (вход – выход горячей воды в вентиляционных каналах) в различных режимах.

Перемещения и напряжения исследовались при следующих коэффициентах теплового расширения, модулях упругости и коэффициентах Пуассона [4, 10] соответственно для:

1 – изоляции: $\alpha_{изол.} = 1,35 \cdot 10^{-5}$ 1/°С; $E_{изол.} = 1,85 \cdot 10^4$ МПа; $\mu_{изол.} = 0,39$;

2 – меди: $\alpha_{Cu} = 1,70 \cdot 10^{-5}$ 1/°С; $E_{Cu} = 1,10 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_{Cu} = 0,33$;

3 – стали вентиляционных каналов обмотки: $\alpha_{Fe} = 1,1 \cdot 10^{-5}$ 1/°С; $E_{Fe} = 1,25 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_{Fe} = 0,30$.

В узлах на площадке, где осуществлялось жесткое закрепление по ширине 5 см от левого торца стержня (вход воды в каналы), задавались граничные условия I рода – нулевые перемещения по осям x и y декартовой системы координат. В узлах на поверхности соприкосновения стола и находившегося на нем стержня радиальные перемещения последнего по оси «- y » также невозможны. Остальные узлы считались «свободными». Контакт между различными материалами модели (слои изоляция – медь – сталь) принимался идеальным.

Сопоставление полученных экспериментальных и расчетных характерных физических показателей опытного образца в исследуемых тепловых режимах приведено в табл. 2.

Таблица 2

Величина	Режим	$T_{воды}=85,5^{\circ}\text{C}, T_{окр.ср.}=20,6^{\circ}\text{C}$		$T_{воды}=76,0^{\circ}\text{C}, T_{окр.ср.}=28,0^{\circ}\text{C}$	
		Эксперимент	Расчет	Эксперимент	Расчет
Максимальное превышение температуры меди стержня [°С]		64,4	63,9	47,3	47,0
Максимальное превышение температуры на поверхности изоляции стержня, °С		44,7	44,5	31,5	31,4
Перепад температуры по толщине изоляции, °С		19,7	19,4	15,8	15,6
Общее удлинение стержня обмотки [мм]		0,856	0,881	0,632	0,634
Аксиальные термомеханические напряжения в центре [МПа]	В меди	–	-17,9	–	-13,0
	В изоляции	–	3,9	–	2,8

Напряжения в двух последних строках табл. 2 будут иметь такие величины в том случае, если деформации меди и изоляции будут одинаковыми, т.е. расслоение будет отсутствовать («идеальный контакт»). В процессе испытаний расслоение обнаружено не было. Значения радиальных термомеханических напряжений практически во всех слоях модели (за исключением «зашемленного» торца) по результатам

экспериментов (косвенным, с использованием полученных величин деформаций для определения напряжений по аналитическим выражениям) и расчетов (прямым, по МКЭ) оказались незначительными ($\sigma_y \approx 0$). Некоторое расхождение экспериментальных и расчетных значений может объясняться наряду с другими причинами (задаваемыми величинами теплофизических и термомеханических параметров, принимаемыми упрощающими допущениями) и относительно крупным выбранным шагом сетки конечных элементов: по длине модели (координате x выбранной декартовой системы координат) – 2,5 см; по высоте (координате y) – в соответствии с реальными размерами по спецификации материалов стержня.

Выводы. 1. При значительных нарушениях симметрии газоснабжения вентиляционных каналов обмотки ротора ТГ с непосредственным охлаждением проводников ее локальные максимальные температуры превышают предельно допустимую величину для соответствующего класса нагревостойкости материала изоляции. Это снижает эксплуатационную надежность машины и уменьшает остаточный ресурс по критерию теплового старения изоляции.

2. Закупорка каналов может приводить при нагреве на вращающемся роторе к возникновению в витках внутренних напряжений сжатия, остаточным температурным деформациям и механическому разрушению корпусной и витковой изоляции. Последние явления в большей мере были характерны ранее для ТГ с косвенной системой охлаждения и повышенным значением коэффициента неравномерности нагрева обмотки.

3. Сопоставление экспериментальных и расчетных тепловых и термомеханических значений параметров на физической модели стержня обмотки статора мощного ТГ показало их удовлетворительное совпадение.

4. Полученные результаты численных исследований температурного поля на полюсном делении геометрически несимметричной (наличие большого зуба) области с учетом теплопередачи к смежным участкам ротора при физической неравномерности распределения нагрева в локальных точках (дефектах охлаждения) могут служить основой для последующих уточненных термомеханических расчетов и анализа вибрационного состояния ТГ.

1. *Азбукин Ю.И.* Анализ теплового состояния ротора турбогенератора ТВ2-150-2 // Электрические станции. – 1971. – № 10. – С. 36–39.

2. *Борисенко А.И., Данько В.Г., Яковлев А.И.* Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.

3. *Брынский Е.А.* Вихревые токи, нагревы и обеспечение термостойкости массивных роторов крупных электрических машин переменного тока: Дисс. докт. техн. наук. – Л.: 1987. – 419 с.

4. *Глебов И.А., Данилевич Я.Б.* Научные основы проектирования турбогенераторов. – Л.: Наука, 1986. – 184 с.

5. *Готтер Г.* Нагревание и охлаждение электрических машин. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 264 с.

6. *Гуревич Э.И., Любимцев А.С.* Температурное поле ротора турбогенератора при нарушениях симметрии газоснабжения пазовой зоны // Электросила. – 2001. – № 40. – С. 108–116.

7. *Данько В.Г., Гончаров С.В., Черемисов Л.Я., Сайног Г.И.* Аналіз теплового стану турбогенератора потужністю 325 МВт з аксіальним водневим охолодженням // Праці Інституту електродинаміки НАН України. Зб. наук. праць. – 2010. – Вип. 25. – С. 46–53.

8. *Зозулін Ю.В., Антонов О.С., Бичік В.М., Боричевський А.М., Кобзар К.О., Лівшиць О.Л., Ракогон В.Г., Роговий І.Х., Хаймович Л.Л., Чередник В.І.* Створення нових типів та модернізація діючих турбогенераторів для теплових електричних станцій. – Харків: ПФ «Колегіум», 2011. – 228 с.

9. *Иноземцев Е.К.* Ремонт турбогенераторов ТГВ-200 и ТГВ-300. – М.: Энергия, 1977. – 120 с.

10. *Кулаковский В.Б.* Работа изоляции в генераторах: Возникновение и методы выявления дефектов. – М.: Энергоиздат, 1981. – 256 с.

11. *Кучинский К.А.* Исследование теплового и термомеханического состояния элементов ротора в активной зоне турбогенератора ТГВ-300 при наличии дефектов охлаждения // Праці Інституту електродинаміки НАН України. Зб. наук. праць. – 2010. – Вип. 27. – С. 46–51.

12. *Справочник по ремонту турбогенераторов.* Под ред. Х.А.Бекова, В.В.Барило. – М.: ИПК госслужбы, ВИПКэнерго, 2006. – 724 с.

13. *Титко А.И., Кучинский К.А., Ахременко В.Л., Осадчий Е.П.* Влияние несимметричных температурных полей на вибрационное состояние ротора электрических машин // Праці Інституту електродинаміки НАН України. Зб. наук. праць. – 2006. – № 3 (15). – С. 33–40.

14. *Хазан С.И.* Турбогенераторы: Повреждения и ремонт. Под ред. П.И.Устинова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 520 с.

15. *Эксплуатация и ремонт турбогенератора ТГВ-300.* – Киев: Техніка, 1973. – 196 с.

16. *Эксплуатация турбогенераторов с непосредственным охлаждением.* – М.: Энергия, 1972. – 352 с.

АНАЛІЗ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА ПОТУЖНІСТЮ 300 МВт ПРИ АСИМЕТРІЇ ОХОЛОДЖЕННЯ ПАЗОВОЇ ЗОНИ**К.А.Кучинський**, канд.техн.наук**Інститут електродинаміки НАН України,****пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна, e-mail: kuchynskyy@mail.ru**

За допомогою методу кінцевих елементів досліджено температурні поля на полюсному поділі ротора турбогенератора ТГВ-300-2 у номінальному режимі при порушеннях симетрії безпосереднього водневого охолодження в каналах обмотки збудження. Показано, при якій кількості «дефектних» каналів максимальна температура ізоляції обмотки ротора перевищує гранично допустиму величину. Визначено величини внутрішніх напружень стиску в міді витків на ділянках обмотки, які перегріваються. Визначено, при яких температурах механічні напруги перевищують границі текучості міді. Проведено порівняння значень експериментальних і розрахункових теплових і термомеханічних параметрів на фізичній моделі стрижня обмотки статора потужного ТГ. Бібл. 16, табл. 2, рис. 5.

Ключові слова: ротор, охолодження обмотки, тепловий дисбаланс, максимальна температура.

THE ANALYSIS OF TEMPERATURE FIELD OF ROTOR OF TURBOGENERATOR CAPACITY 300 MW AT ASYMMETRY OF COOLING OF GROOVING ZONE**К.А. Kuchynskyy****Institute of Electrodynamics National Academy of Science of Ukraine,****Peremogy pr., 56, Kyiv-57, 03680, Ukraine, e-mail: kuchynskyy@mail.ru**

By means of a finite-elements method temperature fields on polar division of a rotor of turbogenerator TGB-300-2 in a nominal mode are investigated at infringements of symmetry of direct hydrogen cooling in channels of a winding of excitation. It is shown, at what quantity of "defective" channels the maximum temperature of isolation of a winding of a rotor exceeds maximum permissible magnitude. Magnitudes of internal stresses of compression in copper of convolutions on superheated sections of a winding are defined. It is defined, at what temperatures mechanical stresses surpass a copper yield stress. Comparison of values of experimental and settlement thermal and thermomechanical parameters on physical model of the rod of a winding of the stator powerful TG is spent. References 16, tables 2, figures 5.

Key words: a rotor, cooling of a winding, a thermal disbalance, the maximum temperature.

1. Azbukin Yu.I. The analysis of a thermal condition of a rotor of the turbogenerator TB2-150-2 // Elektricheskie stantsii. – 1971. – № 10. – Pp. 36–39. (Rus)
2. Borisenko A.I., Danko V.G., Yakovlev A.I. Aerodynamics and a heat transfer in electric machines. – Moskva: Energiia, 1974. – 560 p. (Rus)
3. Brynskii E.A. Eddy currents, heatings and maintenance of thermal stability of massive rotors of large electric machines of an alternating current: Dr.sc.techn. – Leningrad, 1987. – 419 p. (Rus)
4. Glebov I.A., Danilevich Ya.B. Scientific of a basis of designing of turbogenerators. – Leningrad: Nauka, 1986. – 184 p. (Rus)
5. Gotter G. Heating and cooling of electric machines. – Moskva-Leningrad: Gosenergoizdat, 1961. – 264 p. (Rus)
6. Gurevich E.I., Liubimsev A.S. Temperature field of a rotor of the turbogenerator at infringements of symmetry of gas supply of a grooving zone // Elektrosila. – 2001. – № 40. – Pp. 108–116. (Rus)
7. Danko V.G., Goncharov E.V., Cheremisov I.Ya., Sainog G.I. The analysis of a thermal condition of the turbogenerator power 325 MW with axial hydrogen cooling // Pratsi Instytutu Elektrodynamiky Natsionalnoi Akademii Nauk Ukrainy. – 2010. – Vol. 25. – Pp. 46–53. (Ukr)
8. Zozulin Yu.V., Antonov O.E., Bychik V.M., Borychevskiy A.M., Kobzar K.O., Livshyts O.L., Rakogon V.G., Rogovyi I.Kh., Khaimovych L.L., Cherednyk V.I. Creation of new types and modernisation of acting turbogenerators for thermal power plants. – Kharkiv: PF «Kolegium», 2011. – 228 p. (Ukr)
9. Inosemtev E.K. Repair of turbogenerators TGB-200 and TGB-300. – Moskva: Energiia, 1977. – 120 p. (Rus)
10. Kulakovskii V.B. Operation the insulation in the generators: Occurrence and defects detection methods. – Moskva: Energoizdat, 1981. – 256 p. (Rus)
11. Kuchinskii K.A. Investigation of a thermal and thermomechanical condition of elements of a rotor in an active zone of turbogenerator TGB-300 when available of defects of cooling // Pratsi Instytutu Elektrodynamiky Natsionalnoi Akademii Nauk Ukrainy. – 2010. – Vol. 27. – Pp. 46–51. (Rus)
12. Reference book on repair of turbogenerators. By Bekov Kh.A., Barilo V.V. – Moskva: IPK gosszluzhby, VIPKenergo, 2006. – 724 p. (Rus)
13. Titko A.I., Kuchinskii K.A., Akhremenko V.L., Osadchii E.P. Influence of asymmetrical temperature field on a vibrating condition of a rotor of electric machines // Pratsi Instytutu Elektrodynamiky Natsionalnoi Akademii Nauk Ukrainy. – 2006. – № 3 (15). – Pp. 33–40. (Rus)
14. Khasan S.I. Turbogenerators. – Moskva: Energoatomizdat, 1983. – 520 p. (Rus)
15. Operation and repair of turbogenerator TGB-300. – Kyiv: Tekhnika, 1973. – 196 p. (Rus)
16. Operation of turbogenerators with direct cooling. – Moskva: Energiia, 1972. – 352 p. (Rus)

Надійшла 16.10.2012

Received 16.10.2012