

ТЕПЛОВОЕ И ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА МОЩНОСТЬЮ 200 МВт В АСИНХРОННЫХ РЕЖИМАХ

К.А. Кучинский, канд. техн. наук

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

С помощью метода конечных элементов выполнены расчетно-теоретические исследования распределения температурного поля в активной зоне ротора турбогенератора мощностью 200 МВт при работе в асинхронных режимах с разомкнутой обмоткой возбуждения. Проведена оценка термомеханических напряжений сжатия в меди по оси витка обмотки при ее температурном удлинении относительно бочки при нагреве элементов ротора в указанных режимах. Библиографический список: 14, рис. 3.

Ключевые слова: турбогенератор, асинхронный режим, нагрев, термомеханические напряжения.

Турбогенераторы (ТГ) серии ТГВ мощностью 200 МВт имеют непосредственное охлаждение обмоток статора и ротора водородом. Схема вентиляции – радиально-осевая, осуществляется по замкнутому циклу. Циркуляция водорода в обмотках ротора и статора обеспечивается высоконапорным центробежным компрессором, установленным со стороны контактных колец на валу ротора. Расход газа через обмотку ротора составляет 3,2 м³/с при средней скорости газа в канале обмотки 46 м/с [1].

Ротор вследствие действующих на него значительных механических нагрузок является наиболее ответственной частью ТГ. Обмотка возбуждения ТГВ-200 размещена в 36 продольных пазах бочки (по 9 катушек на полюс). Катушки состоят из 10 витков. Витки выполнены из П-образных проводников, сложенных попарно и образующих канал, через который проходит охлаждающий водород. Витковая изоляция выполнена стеклотекстолитовыми прокладками, корпусная – в виде гильз. Обмотка в пазах ротора закреплена клиньями из алюминиевого сплава марки Д16Т. Для обеспечения надежной изоляции верхних витков обмотки от корпуса ротора под дюралюминиевые клинья установлены стеклотекстолитовые прокладки толщиной 10...12 мм [4].

В синхронном режиме основные потери в роторе выделяются в обмотках возбуждения генератора. Система охлаждения ротора рассчитана на снятие потерь, выделяемых на его поверхности и в обмотке возбуждения.

При работе мощных ТГ достаточно велика вероятность перехода их в асинхронный режим (АР). В эксплуатации это связано, прежде всего, со сложностью современных систем возбуждения, состоящих из большого количества элементов, повреждение которых может привести к потере возбуждения или его резкому уменьшению [6].

Для крупных блоков тепловых электростанций вопрос использования кратковременных АР без возбуждения современных высокоиспользуемых ТГ с непосредственным охлаждением обмоток остается актуальным. При этом необходимо учитывать ряд особенностей, в частности, иное распределение потоков тепла в роторе в нормальном и асинхронном режимах. В машинах с косвенным охлаждением отвод тепла в обоих режимах производится с поверхности бочки ротора, а при непосредственном охлаждении – главным образом от меди обмотки в нормальном режиме и в значительной степени с поверхности ротора в асинхронном режиме. Указанные факторы требуют проведения уточненных расчетно-теоретических и экспериментальных исследований работы ТГ в АР с контролем нагрева бочки ротора, конструктивных частей концевых зон статора и крайних пакетов активной стали [13].

Испытания и опыт эксплуатации показывают, что ТГ типов ТВФ, ТВВ и ТГВ в реальных условиях электростанции при работе в АР без возбуждения с активной нагрузкой около 0,5...0,6 номинальной, даже при разомкнутой обмотке возбуждения, имеют скольжение, не превышающее 0,3...0,8 %. Это достигается благодаря достаточной жесткости характеристик асинхронного момента в области малых скольжений.

При переходе ТГ в АР без возбуждения (крайний случай работы ТГ в режиме недо-возбуждения) значительно возрастает ток статора, в первую очередь за счет увеличения его реактивной составляющей, обуславливающей образование рабочего потока машины и потоков рассеяния. Увеличение скольжения также приводит к быстрому увеличению тока статора, что может привести к перегреву самой обмотки, если ток существенно превысит номинальное значение, крайних пакетов активной стали статора и нажимных плит даже при значениях тока порядка $(1,0 \dots 1,1)I_n$. Температура элементов концевых зон штатными термометрами сопротивления не контролируется. Значительные же величины их нагревов фактически ограничивают допустимые нагрузки и продолжительность АР ТГ [13].

В АР вихревые токи частоты скольжения довольно глубоко (до половины или более половины радиуса) проникают в тело ротора ТГ. Прохождение наведенных токов по зубцам, бочке и клиньям ротора вызывает в его элементах выделение потерь, величина которых пропорциональна электромагнитному асинхронному моменту и скольжению. С увеличением скольжения глубина проникновения токов в ферромагнитное тело ротора и в немагнитные клинья уменьшается («эффект вытеснения тока» к поверхности массивной стальной бочки), а эквивалентное активное сопротивление ротора и уровень потерь возрастают, причем распределение потерь и вызываемых ими нагревов становится более неравномерным.

При этом наблюдается повышенный нагрев конструктивных элементов ротора (как обмоток возбуждения, так и клиньев, зубцов, ярма). Он вызывается основными потерями от вихревых токов, существенно зависящими от величины скольжения, а также добавочными потерями в поверхностной зоне от высших гармонических полей обмоток статора и ротора и потерями на трение ротора о водород. Система охлаждения не обеспечивает эффективное снятие потерь, выделяемых в зубцах и ярме ротора. В результате этого возможно чрезмерное повышение температур, особенно в области торцов бочки ротора, где замыкаются наведенные токи. Поэтому эти зоны (особенно ярмо) в АР находятся в неблагоприятных условиях с точки зрения их нагрева. Это, в свою очередь, может приводить к термонапряженному состоянию конструкции. Кроме того, «асимметрия температуры ротора, незначительная для нормальных режимов работы, усиливается в АР, что ведет к повышенной вибрации в подшипниках» [11].

В связи с этим представляет теоретический и практический интерес исследование и анализ распределения потерь и влияния их на температурное состояние ротора мощного ТГ.

Подчеркнем, что в данной работе рассматривается АР работы одного ТГ по отношению к остальным синхронно работающим генераторам данной электростанции и энергосистемы в целом.

Анализ потерь в отдельных конструктивных элементах массивного ротора проводился на основе данных о результатах расчета неявнополюсной электрической машины для области малых скольжений по алгоритму, сочетающему численный метод расчета электромагнитного поля и методы теории электрических цепей при представлении расчетной модели в виде слоистой структуры [8, 9, 10]. На основе численного (с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [8]) расчета электромагнитного поля в поперечном сечении ТГВ-200 при работе со скольжением с разомкнутой обмоткой возбуждения получены распределения удельных потерь в элементах конструкции ротора генератора.

Расчет магнитного поля проводился на полюсном делении машины. Поперечное сечение разбивается концентрическими окружностями на слои, совпадающие с границами раздела сред. Радиальные линии проходят через середины пазов и зубцов ротора. Осуществляется характерная разбивка зубцового деления на треугольные элементы, которая затем автоматически распространяется на все зубцовые деления поперечного сечения.

В МКЭ отыскиваются узловое значения векторного магнитного потенциала по всей расчетной области [8]. Посредством минимизации функционала энергии магнитного поля [14] задача сводится к решению системы уравнений:

$$([K] + [\theta])\{A\} = \{C\}, \quad (1)$$

где $[K]$ – матрица коэффициентов – функция геометрии области и магнитной проницаемости среды μ ; $[\theta]$ – матрица учета вихревых токов – функция угловой частоты ω возбуждающих токов и удельного электрического сопротивления среды, в которой наводятся вихревые токи; $\{C\}$ – вектор приведенных токов; $\{A\}$ – вектор узловых (i, j, m) значений магнитного вектор-потенциала.

Система уравнений (1) решается методом Ньютона, на каждой итерации определяются удельное магнитное сопротивление и значение его производной с учетом кривой намагничивания. После нахождения узловых значений магнитных вектор-потенциалов рассчитываются мощности активных потерь в каждом элементе на единицу аксиальной длины машины:

$$P = \frac{1}{2} \gamma |\dot{E}|^2 S, \quad (2)$$

где γ – удельная электрическая проводимость материала элемента; $|\dot{E}|$ – модуль вектора электрической напряженности в элементе. Величина \dot{E} определяется через известные значения магнитных вектор-потенциалов вершин треугольника по соотношению

$$|\dot{E}| = \frac{1}{3} \omega S |\dot{A}_i + \dot{A}_j + \dot{A}_m|. \quad (3)$$

Добавочные потери от высших гармонических на поверхности ротора определялись согласно работе [3] и составили 49,6 кВт. Разделение добавочных потерь между коронками зубцов и клиньями ротора предполагалось приближенным – обратно пропорционально удельным сопротивлениям их материалов. Соответственно добавочные потери в клиньях равны 35,6 кВт, в коронках зубцов – 14 кВт.

Величина потерь на трение ротора о водород принималась такая же, как и у генератора ТГВ-200М, т. е. $P_{H2} = 62,4$ кВт. При этом полагалось, что эти потери распределяются поровну между коронками зубцов и клиньями [5, 9].

Для сравнительной оценки увеличения нагрева с ростом скольжения были выполнены расчеты при $S = 0,2\%$ и $S = 0,3\%$. Расчетные значения удельных потерь в конструктивных элементах ротора ТГВ-200 в АР с разомкнутой обмоткой возбуждения приведены в табл. 1: в клиньях ($P_{кл}$), коронках ($P_{кр}$), зубцах (P_z), обмотке ($P_{ов}$) и на поверхности ярма ротора (P_{al}).

Таблица 1

Режим	S, %	$P_{кл}$	$P_{кр}$	P_z	P_{al}	$P_{ов}$
		Вт/см ³				
Асинхронный	0,2	$\frac{0,655}{0,021}$	$\frac{0,302}{0,080}$	0,074	0,066	0,0
		$\frac{0,682}{0,048}$	$\frac{0,410}{0,188}$	0,165	0,138	0,0

Значения потерь для областей клина и коронки зубца приведены для двух слоев в виде дроби: в числителе – суммарные потери от вихревых токов и добавочных потерь (в поверхностном слое толщиной 1 см), в знаменателе – от вихревых токов (при разомкнутой обмотке возбуждения ток равен 0, потери в ней отсутствуют). Кроме того, дополнительно в каждом поверхностном узле расчетной модели задаются потери на трение ротора о водород, равные 0,583 Вт/см.

Представление о распределении удельных потерь в ярме по радиусу ротора ТГВ-200 дает табл. 2.

Таблица 2

Удельные потери в ярме, Вт/см ³	S, %	Радиус по ярму			
		R_F	$4/5 R_F$	$2/3 R_F$	$1/3 R_F$
$P_a (R_F)$	0,2	$\frac{0,066}{0,138}$	$\frac{0,051}{0,099}$	$\frac{0,025}{0,042}$	$\frac{0,005}{0,003}$
	0,3				

Из результатов расчета следует, что удельные потери в клиньях и зубцах ротора распределяются в рассматриваемой области скольжений достаточно равномерно. В ярме же распределение потерь крайне неравномерно – к центру ротора потери значительно уменьшаются. С увеличением скольжения величины местных потерь в элементах конструкции ротора существенно возрастают.

Как известно, одним из ограничивающих факторов, определяющих длительность или величину нагрузки в аномальных режимах работы мощных турбогенераторов, являются местные нагревы конструктивных элементов массивных роторов, зависящие от теплофизических свойств применяемых материалов. Максимально допустимые температуры: для стали зубцов – 350 °С, бронзовых и дюралюминиевых клиньев – 200 °С, изоляции обмотки возбуждения – в соответствии с ее классом нагревостойкости.

Для единства методологического подхода к решению физических задач исследование тепловых процессов в активной зоне ротора ТГ мощностью 200 МВт в АР также проводилось с помощью МКЭ [12] для одной и той же степени дискретизации расчетной области.

В численном расчете принимались следующие основные допущения:

1. Температурное поле полагалось плоскопараллельным.
2. Считались предварительно выполненными электромагнитный и вентиляционный расчеты для соответствующей конструкции машины и режимов ее работы.
3. Однородные области изотропны, теплофизические характеристики материалов не зависят от температуры.
4. Тепловое сопряжение на границах раздела сред – идеальное.

В результате минимизации энергетического функционала получается следующее матричное уравнение для определения температуры в пространстве:

$$\left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T_n} \right\} = \sum_e \left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T_n} \right\}^e = [H] \{T\} - \{R\} = 0, \quad (4)$$

где $[H]$ – глобальная матрица теплопроводности – функция геометрии области и теплофизических параметров материалов элементов и охлаждающей среды; $\{R\}$ – вектор тепловых источников.

Решение отыскивается в декартовой системе координат.

В расчетах принимались следующие величины коэффициентов теплопроводности, Вт/(м·°С) [2, 7]: стали поковки ротора $\lambda_{Fe} = 55$; дюралюминиевых клиньев $\lambda_k = 233$; меди обмотки $\lambda_{Cu} = 390$; стеклотекстолитовой изоляции $\lambda_{из} = 0,34$; водорода в канале (при 1 атм и $t = 60$ °С) $\lambda_{H_2} = 0,188$. При этом температура водорода в зазоре и каналах обмотки ротора принималась равной 45 °С. Коэффициенты теплоотдачи с поверхности вращающегося ротора к водороду $\alpha_{нов} = 1100$ Вт/(м²·°С), в каналах обмотки ротора – $\alpha_k = 680$ Вт/(м²·°С) [11].

Расчетная область (поперечное сечение зубцового деления в активной зоне ротора генератора ТГВ-200) разбивалась на 570 элементов, температура определялась в 331-м узле треугольной сетки. Дискретизация зубцового деления ротора показана на рис. 1.

Ширина ленты матрицы коэффициентов разрешаемой системы уравнений после ее оптимизации составляла 11 узлов.

При этом, как видно из рис. 1, ярмо подразделялось на 8 слоев, зубец и область паза, занятая обмоткой – на 32 слоя. Изоляция на дне паза, под клином и на боковых сторонах катушек (между стенкой зубца и медью) аппроксимировалась одним слоем, вентиляционные каналы и витки обмотки – в соответствии с их реальными геометрическими размерами и количеством. В коронках зубцов и клине выделялось по 2 слоя.

Результаты тепловых исследований в АР при разомкнутой обмотке возбуждения и скольжениях ротора 0,2 и 0,3 % показаны соот-

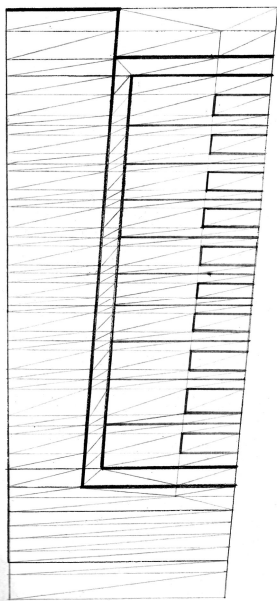


Рис. 1

ветственно на рис. 2, 3 (кривые 1 – по оси паза, 2 – по оси зубца).

Поскольку основная часть потерь от вихревых токов выделяется в зубцах и ярме ротора, последнее по условиям охлаждения в сравнении с другими элементами конструкции находится в наихудшем положении. Поэтому в ярме получен наибольший уровень нагрева.

Дно паза также испытывает существенные тепловые нагрузки, поскольку зона ножи зубца не охлаждается, при этом подогреваясь еще дополнительно тепловым потоком от потерь в ярме ротора.

Нагрев зубцовой зоны ниже, однако в этой области наблюдаются существенные температурные перепады (особенно при повышенном скольжении). Это связано с учетом значительного теплоотвода через обмотку и интенсивного охлаждения рассматриваемой области со стороны воздушного зазора. Характер кривых нагрева на рис. 2, 3 по радиусу ротора указывает на значительный тепловой поток в железе по направлению от центра к коронкам зубцов и клиньям.

Температура обмотки определяется в основном температурой горячего газа и подсосом тепла от тела бочки ротора. В обоих режимах она практически одинакова, но перепад температур между медью обмотки ротора и самой нагретой точкой ярма при работе со

скольжением 0,3 % оказывается значительно выше и достигает почти 65 °С. Превышения же температуры в клиньях, коронках зубцов и большей части самих зубцов достаточно невелики.

Проведем приближенную оценку возникающих в процессе работы ТГ в АР термомеханических напряжений в обмотке ротора.

В роторах ТГ силы трения, обусловленные центробежными усилиями, препятствуют относительно-перемещению обмотки и бочки ротора, вызываемому

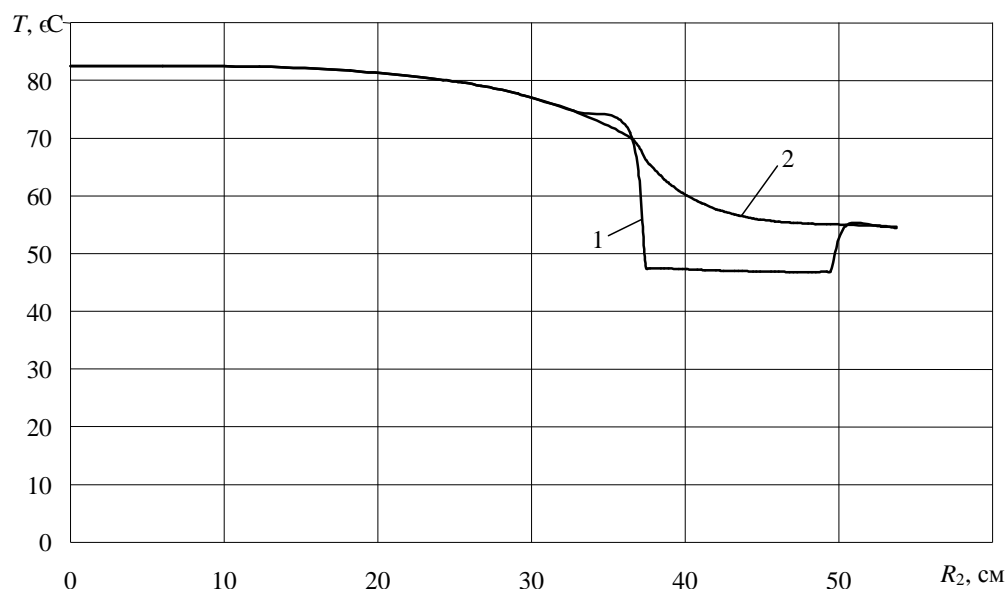


Рис. 2

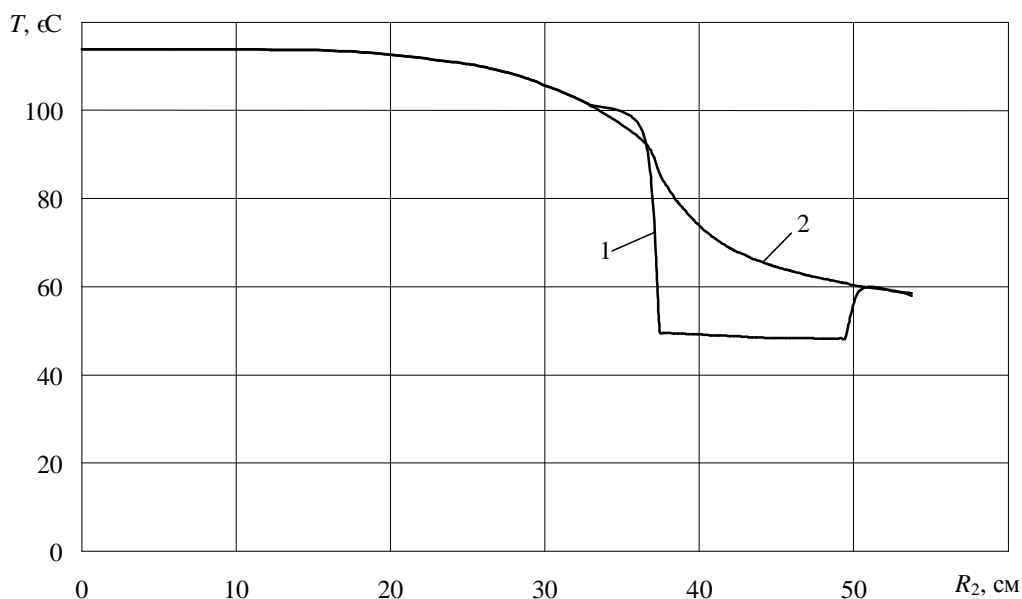


Рис. 3

разностью их температур и коэффициентов линейного расширения. Поэтому медь, как правило, неподвижна относительно стали. Поскольку коэффициенты линейного расширения меди выше, чем стали, то температурное удлинение меди может приводить к появлению в витках внутренних напряжений и переходить в остаточную деформацию сжатия катушек обмотки [13]. Это вызывает опасность появления трещин в полых проводниках обмотки ротора, механического разрушения корпусной и витковой изоляции, температурных напряжений в самом теле ротора [6].

Напряжение в меди обмотки зависит от разности температур меди и стали ротора, модуля упругости меди E_M и коэффициентов линейного расширения меди α_M и стали α_c [13]:

$$\sigma_{сж} = E_M[\alpha_M(t_M - t_0) - \alpha_c(t_c - t_0)], \quad (5)$$

где t_M и t_c – соответственно температура меди обмотки и стали бочки ротора при работе ТГ; t_0 – исходная температура меди обмотки и бочки ротора перед пуском (принимается одинаковой для всего ротора).

Если для меди $E_M=10^6$ кгс/см², $\alpha_M=17 \cdot 10^{-6}$ 1/°С и для стали $\alpha_c=12 \cdot 10^{-6}$ 1/°С, то получим

$$\sigma_{сж} = 17(t_M - t_c) + 5(t_c - t_0). \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что основная часть температурного напряжения в обмотке определяется разностью температур меди и стали ротора.

Тогда при работе ТГ со скольжением ротора $S = 0,2$ % и средней температуре стали бочки

$$\sigma_{сж} = 17 \cdot (47 - 70) + 5 \cdot (70 - 45) = -266 \text{ кгс/см}^2 = -26,6 \text{ МПа},$$

а с учетом максимальной температуры стали бочки в наиболее нагретой точке ярма

$$\sigma_{сж} = 17 \cdot (47 - 83) + 5 \cdot (83 - 45) = -422 \text{ кгс/см}^2 = -42,2 \text{ МПа}.$$

При $S = 0,3$ % по средней температуре стали бочки

$$\sigma_{сж} = 17 \cdot (50 - 90) + 5 \cdot (90 - 45) = -455 \text{ кгс/см}^2 = -45,5 \text{ МПа},$$

а относительно максимальной температуры стали

$$\sigma_{сж} = 17 \cdot (50 - 115) + 5 \cdot (115 - 45) = -755 \text{ кгс/см}^2 = -75,5 \text{ МПа}.$$

Предел текучести применяемой в ТГ роторной меди (уплотненной холоднокатаной, сплавов меди с серебром) находится, как правило, в диапазоне 1000...1600 кгс/см². Поэтому в исследуемых режимах работы ТГ полученные температурные напряжения (при соответствующих температурных перепадах между сталью и медью) не превышают допустимых величин и не могут привести к возникновению остаточных деформаций катушек обмотки при тепловых циклах нагрева и остывания ротора.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработаны алгоритм, методика и программы уточненного численного теплового расчета активной зоны ротора ТГ в различных АР на основе метода конечных элементов. При этом учитываются неравномерность распределения потерь в локальных точках конструкции и реальные радиальные и тангенциальные тепловые потоки.

2. Расчеты нагрева ротора ТГВ-200 и напряжений сжатия в обмотке возбуждения при работе в установившихся АР показали, что более напряженным в тепловом и термомеханическом отношении является режим генератора со статорным возбуждением при повышенном значении скольжения. В обоих режимах наиболее нагретой областью в активной зоне ротора является ярмо.

3. Система охлаждения турбогенератора в целом является достаточно эффективной. В АР при малых скольжениях и разомкнутой обмотке возбуждения температуры отдельных конструктивных элементов в активной зоне ротора ТГВ-200 не превышают предельно допустимых значений для соответствующего материала. Возникающие температурные напряжения в меди обмотки ротора также не превышают предела ее текучести. Полученные резуль-

таты могут служить основой для последующих уточненных тепловых и термомеханических исследований в других аномальных режимах.

4. Нагрев конструкции в активной зоне ротора ТГВ мощностью 200 МВт не является определяющим (дополнительное повышение температур бочки ротора не превосходит допустимого, отсутствует приток тепла от обмотки возбуждения) при решении вопроса о допустимых величинах нагрузок и длительности работы в АР без возбуждения.

5. Для учета аксиальной неравномерности нагрева различных частей ротора необходимы численные исследования конструкции генератора в трехмерной постановке.

6. Для окончательного решения о допустимости работы мощного ТГ в АР и его длительности при определенной нагрузке необходимы экспериментальные исследования нагрева отдельных частей ротора – в области контактов клиньев и коронок зубцов, зоны бандажного кольца вблизи торцов – и концевых зон сердечника статора.

1. Беднарчук Ю.В., Гринченко Н.Г., Езовит Г.П. и др. Исследования режимов и усовершенствование конструкций мощных турбогенераторов (турбогенераторы типа ТГВ-200 и ТГВ-200М). – К.: Наук. думка, 1972. – 178 с.
2. Борисенко А.И., Данько В.Г., Яковлев А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. – М.: Энергия, 1974. – 560 с.
3. Добавочные потери на поверхности ротора турбогенератора от высших и зубцовых гармонических поля статора / Постников И.М., Васильковский Ю.Н., Остапчук Л.Б. – Киев, 1977. – 42 с. – (Препр./АН УССР, Ин-т электродинамики; № 149).
4. Иноземцев Е.К. Ремонт турбогенераторов ТГВ-200 и ТГВ-300. – М.: Энергия, 1977. – 120 с.
5. Исследование параметров и характеристик мощных асинхронизированных турбогенераторов в асинхронном режиме / Постников И.М., Асанбаев В.Н., Финк А.Ф. и др. – Киев, 1984. – 52 с. – (Препр./АН УССР, Ин-т электродинамики; № 399).
6. Коган Ф.Л. Аномальные режимы мощных турбогенераторов. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 192 с.
7. Кучинский К.А., Саратов В.А. Исследование потерь и нагревов в асинхронных режимах турбогенератора ТГВ-325 с различной конструкцией ротора // Техн. электродинамика. – 2005. – № 5. – С. 58–61.
8. Определение параметров электрической машины переменного тока с массивным ротором на основе расчетов поля методом конечных элементов / Асанбаев В.Н., Шумилов Ю.А., Струневич Е.В., Саратов В.А. – Киев, 1984. – 53 с. – (Препр./ АН УССР. Ин-т электродинамики; № 358).
9. Расчет потерь и нагрева ротора мощных асинхронизированных турбогенераторов / Асанбаев В.Н., Зозулин Ю.В., Саратов В.А., Кучинский К.А. – Киев, 1991. – 30 с. – (Препр./ АН УССР, Ин-т электродинамики; № 693).
10. Струневич Е.В. Алгоритмы расчета электромагнитного поля и параметров неявнополюсных синхронных машин: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – К., 1987. – 18 с.
11. Счастливый Г.Г., Черемисов И.Я., Титко А.И. и др. Тепловой расчет элементов конструкции ротора мощных турбогенераторов в асинхронных режимах работы // Расчет электромагнитных процессов в роторе асинхронного турбогенератора: Сб. науч. тр. – К.: Наук. думка, 1981. – С. 45–60.
12. Шумилов Ю.А., Петровский В.К., Кучинский К.А. Моделирование электромагнитных и температурных полей в массивных роторах синхронных машин // Машинные методы оптимизации, моделирования и планирования эксперимента. – Новосибирск: Изд. Новосиб. электротехн. ин-та: Межвуз. сб. науч. тр., 1988. – С. 88–94.
13. Эксплуатация турбогенераторов с непосредственным охлаждением / Под общ. ред. Л.С. Линдорфа, Л.Г. Мамиконянца. – М.: Энергия, 1972. – 352 с.
14. Chari M. Finite-element solution of the eddycurrent problem in magnetic structures // IEEE Trans. – 1974. – V.PAS-93. – № 1. – P. 62–72.

К.А. Кучинський, канд. техн. наук
Інститут електродинаміки НАН України,
пр. Перемоги, 56, Київ-57, 03680, Україна

Тепловий та термомеханічний стани елементів ротора турбогенератора потужністю 200 МВт у асинхронних режимах
За допомогою методу кінцевих елементів виконано розрахунково-теоретичні дослідження розподілу температурного поля в активній зоні ротора турбогенератора потужністю 200 МВт при роботі в асинхронних режимах із розімкнутою обмоткою збудження. Проведено оцінку термомеханічних напруг стиснення в міді по осі витка обмотки при її температурному подовженні стосовно бочки при нагріванні елементів ротора в зазначених режимах. Бібл. 14, рис. 3.

Ключові слова: турбогенератор, асинхронний режим, нагрівання, термомеханічні напруги

K.A. Kuchynskyi
Institute of Electrodynamics National Academy of Science of Ukraine

Peremogy, 56, Kyiv-57, 03680, Ukraine

Thermal and Thermomechanical state of the turbogenerator rotor 200 MW in asynchronous mode

With the help of a finite element method the rated-analytical investigation of allocations of a thermal field in an active zone of a rotary table of a turbogenerator by power 200 MW are executed by operation in asynchronous conditions with the openloop exciting winding. The estimation thermomechanical of pressure loads in copper on a fulcrum of a coil of a winding is held at its temperature elongation concerning a puncheon at heating members of a rotary table in the indicated conditions. References 14, figures 3.

Key words: turbogenerator, asynchronous mode, heating, thermomechanical stress

Надійшла 10.11.2010

Received 10.11.2010