

Энергетика. Электротехника Energetics. Electrical engineering

Научная статья

УДК 621.313.322-81

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30101>



Т.Н. Карташова¹, А.Ю. Прокофьев¹, А.Г. Филин² ✉

¹ ПАО "Силовые машины", Санкт-Петербург, Россия;

² Акционерное общество «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт», Санкт-Петербург, Россия

✉ a.g.filin@gmail.com

СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К РАЗРАБОТКЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Аннотация. В статье рассмотрены современные подходы к проектированию системы вентиляции современных высоконагруженных турбогенераторов и основные тенденции развития. Выполнен обзор актуальных технических решений, применяемых мировыми производителями-лидерами отрасли, а также рассмотрены современные высокоэффективные решения, применяемые в системах вентиляции турбогенераторов производства завода «Электросила» АО «Силовые машины». Рассмотрены основные особенности современных схем вентиляции, применяемых в турбогенераторах с воздушным охлаждением, и наиболее эффективные способы повышения интенсивности охлаждения сердечника и обмотки статора с косвенным охлаждением, обеспечивающие снижение температуры активных частей при сохранении расхода охлаждающего воздуха и затрат мощности на охлаждение активных частей. Предложены конструктивные решения, позволяющие минимизировать вентиляционные потери и затраты мощности на циркуляцию охлаждающего воздуха в роторе. Подтверждено при помощи численного эксперимента, а также модельными испытаниями, что за счёт рационального проектирования «улитки» центробежного вентилятора турбогенератора и оптимального выбора начальной закрутки потока на входе в ротор механические потери на вентиляцию турбогенератора могут быть существенно снижены при сохранении исходного теплового состояния статора и ротора. Результатами аэродинамических расчетов и экспериментально подтверждено, что в турбогенераторах большой мощности с воздушным охлаждением обмотки ротора целесообразно использовать вращающийся направляющий аппарат в сочетании с неподвижным направляющим аппаратом, причём наилучший эффект достигается при использовании вращающегося направляющего аппарата в форме осевого вентилятора.

Ключевые слова: схема вентиляции, эффективность охлаждения, вентиляционные каналы, турбогенератор, коэффициент полезного действия, направляющий аппарат.

Для цитирования:

Карташова Т.Н., Прокофьев А.Ю., Филин А.Г. Современные подходы к разработке системы охлаждения турбогенераторов с воздушным охлаждением // Глобальная энергия. 2024. Т. 30, № 1. С. 38–54. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30101>

Research article

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30101>*T.N. Kartashova¹, A.Yu. Prokofev¹, A.G. Filin² ✉*¹ PJSC "Power Machines", St. Petersburg, Russia;² Joint Stock Company "Power machines – ZTL, LMZ, Electrosila, Energomachexport",
St. Petersburg, Russia✉ a.g.filin@gmail.com

MODERN APPROACHES TO COOLING SYSTEM DESIGN FOR AIR-COOLED TURBOGENERATORS

Abstract. The article discusses modern approaches to the design of the ventilation path of modern high-capacity turbine generators and the main development trends. We present an overview of current technical solutions used by world manufacturing industry leaders, as well as modern high-performance solutions used in ventilation systems of turbine generators manufactured by the Electrosila plant of JSC Power Machines. We consider the main features of modern ventilation schemes used in air-cooled turbine generators and the most effective ways to increase the cooling intensity of the core and stator winding with indirect cooling, which ensures a decrease in the temperature of the active parts while maintaining the cooling air consumption and power consumption for cooling the active parts. Design solutions are proposed to minimize ventilation losses and power costs for cooling air circulation in the rotor. It is confirmed by a numerical experiment, as well as model tests, that due to the rational design of the volute housing of the turbine generator centrifugal fan and the optimal choice of the initial flow twist at the rotor inlet, mechanical losses on turbine generator ventilation can be significantly reduced while maintaining the initial thermal state of the stator and rotor. The results of aerodynamic calculations and experiments confirmed that in high-power turbine generators with air-cooled rotor windings, it is advisable to use a rotating guide vane in combination with a stationary guide vane; the best effect is achieved when using a rotating guide vane in the form of an axial fan.

Keywords: ventilation path, cooling efficiency, ventilation ducts, turbine generator, efficiency, guide vane.

Citation:

T.N. Kartashova, A.Yu. Prokofev, A.G. Filin, Modern approaches to cooling system design for air-cooled turbogenerators, *Global Energy*, 30 (01) (2024) 38–54, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30101>

Введение. Борьба за потребителя, высокая конкуренция на рынке энергетического оборудования, обязательные требования к обеспечению необходимого уровня эффективности и надёжности оборудования привели к тому, что на сегодняшний день все турбогенераторы большой мощности, выпускаемые мировыми производителями-лидерами отрасли, представляют собой высоко нагруженные машины практически по всем воздействиям: электромагнитному, механическому, тепловому. Уход от мирового тренда, движение в сторону снижения удельных нагрузок неизбежно сделают выпускаемую продукцию неконкурентоспособной на фоне доступных мировых аналогов. Это неизбежно заставляет ведущих производителей оборудования постоянно вести дальнейшие разработки и исследования, направленные на повышение эффективности, оптимизацию конструкции всех основных систем, функциональных узлов турбогенераторов, в частности, системы охлаждения.

В последнее время наблюдается прогресс в развитии мощных турбогенераторов с воздушным охлаждением благодаря применению современных технических решений, внедрению высокоэффективных схем охлаждения, использованию современных электротехнических материалов и

технологий производства. В генераторах сокращены затраты на монтаж и повышена надёжность в эксплуатации из-за отсутствия масляных уплотнений вала ротора генератора, водородного хозяйства, системы циркуляции дистиллята.

На заводе «Электросила» современные решения, внедрённые в практику проектирования турбогенераторов с воздушным охлаждением мощностью до 225 МВт, позволили разработать турбогенератор с воздушным охлаждением мощностью 350 МВт, который в настоящее время находится в производстве. Технический уровень разработанного генератора соответствует уровню конкурентных аналогов, что подтверждается общедоступной информацией из докладов научно-технических конференций, публикаций по данной тематике [1–4] и информационных буклетов потенциальных конкурентов – ведущих мировых производителей энергетического оборудования.

Современные подходы к разработке системы охлаждения

В конструкциях современных высоконагруженных турбогенераторов с воздушным охлаждением большой мощности выявлены следующие основные направления в разработке систем охлаждения:

- создание эффективной системы охлаждения, в которой рационально распределены расходы охлаждающего воздуха по тракту вентиляции при минимальных затратах мощности;
- интенсификация охлаждения обмотки и сердечника статора;
- принятие конструктивных мер, направленных на снижение механических потерь в генераторе.

Турбогенераторы завода «Электросила» АО «Силовые машины» не являются здесь исключением и построены с использованием вышеперечисленных направлений. При разработке конструкции генераторов применен современный аппарат научного исследования и проектирования, в состав которого входят методы расчетно-теоретической проработки конструкций и экспериментальные методы, включающие лабораторное и физическое моделирование, результаты тепловых испытаний и исследований турбогенераторов с воздушным охлаждением на стенде завода и на местах эксплуатации. Принятые технические решения подтверждены многолетним опытом проектирования и эксплуатации турбогенераторов с воздушным охлаждением.

К вопросу рационального использования расхода охлаждающего воздуха и необходимости интенсификации охлаждения.

В турбогенераторах с воздушным охлаждением завода «Электросила» применяется эффективная вытяжная схема вентиляции [5–6], в которой исключено последовательное расположение основных источников тепла по ветвям вентиляционного тракта генератора и встречное действие источников давления. Схема вентиляции содержит два основных контура: статорный (центробежные вентиляторы, воздухоохладители и каналы сердечника статора) и роторный (самонапорный ротор с подпазовыми каналами, воздушный зазор генератора и воздухоохладители).

Система вентиляции, применяемая в турбогенераторах с воздушным охлаждением, позволяет при минимальных потерях мощности осуществить подачу охлажденного воздуха ко всем активным частям машины по многопараллельной вытяжной схеме. Для эффективного использования располагаемого расхода воздуха требуется оптимальное распределение воздушных потоков по вентиляционному тракту генератора с принятием мер по интенсификации охлаждения наиболее нагруженных в тепловом отношении активных частей – обмотки и зубцов сердечника статора.

Обмотка статора в генераторах с воздушным охлаждением имеет косвенное охлаждение, по этой причине является самым нагруженным в тепловом отношении конструктивным элементом генератора. Интенсификация охлаждения пакетов активной стали сердечника статора при сохранении габаритов генератора и удельных электромагнитных нагрузок встает на первый план.

Выполнено расчётное исследование влияния толщины пакетов активной стали и ширины каналов между пакетами на эффективность охлаждения сердечника при условии, что для всех

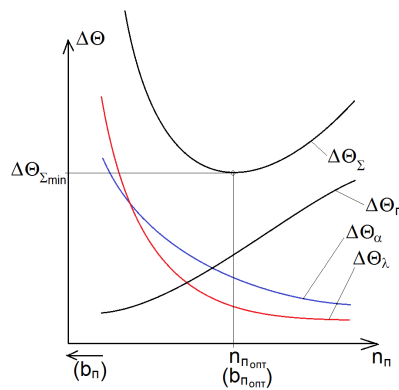


Рис. 1. Влияние толщины пакетов (количества пакетов) на составляющие превышения температуры активной стали над охлаждающим газом

Fig. 1. The effect of the lamination thickness (number of laminations) on the excessive heat components of the electrical steel over the cooling gas

возможных вариантов исполнения сердечника его длина, диаметральные габаритные размеры, размер паза и другие параметры остаются постоянными. Также соблюдается условие постоянства отношения толщины пакета к шагу по пакетам, равному сумме толщины пакета и ширины канала.

Максимальное превышение температуры стали пакета над охлаждающим газом $\Delta\Theta_{\Sigma}$ достигается в зубцовой зоне и определяется перепадом температуры поперёк пакета стали $\Delta\Theta_{\lambda}$ с коэффициентом поперечной теплопроводности пакета λ и конвективным перепадом температуры с поверхности стали $\Delta\Theta_{\alpha}$. Температура газа, охлаждающего пакеты стали, определяется начальной температурой газа, поступающего в охлаждающие каналы, и подогревом газа $\Delta\Theta_{\Gamma}$, отводящего тепло от омываемой поверхности. Таким образом, итоговая формула для определения превышения температуры пакета стали принимает вид:

$$\Delta\Theta_{\Sigma} = \Delta\Theta_{\Gamma} + \Delta\Theta_{\alpha} + \Delta\Theta_{\lambda}.$$

Все составляющие перепадов температур в приведённой формуле определяются конструктивным исполнением сердечника статора и электромагнитными потерями, выделяющимися в обмотке и стали сердечника. Результаты расчётного исследования приведены на рис. 1. Учтено влияние ширины каналов между пакетами на изменение подогрева газа за счёт изменения скорости и расхода газа в охлаждающих каналах при неизменной суммарной площади проходного сечения.

Определено оптимальное значение количества пакетов n_{Π} , либо их толщины b_{Π} , при котором превышение температуры активной стали будет минимальным (точка n_{Π}^{opt} – $\Delta\Theta_{\Sigma}^{min}$ на рис. 1). Соответственно, именно к этому значению толщины пакетов активной стали следует стремиться при проектировании машины для снижения уровня температуры обмотки.

Система воздушного охлаждения пазовой зоны статора турбогенераторов с воздушным охлаждением. Эффективное охлаждение статора с помощью U-образных каналов (рис. 2) применяется в генераторах с воздушным охлаждением завода «Электросила» [6–9]. За счёт того, что U-образные каналы не сообщаются с воздушным зазором между статором и ротором, а также через них отводятся потери, выделяющиеся в пазовой части, в такой схеме вентиляции достигнуто практически равномерное распределение температуры по длине и окружности сердечника статора.

При использовании традиционных многоструйных схем вентиляции, применяемых зарубежными электромашиностроительными фирмами [1–2, 10–12], распределение температур в сердечнике носит неравномерный характер, поскольку часть сердечника снабжается воздухом из воздушного зазора между статором и ротором, значительно подогретым потерями ротора.

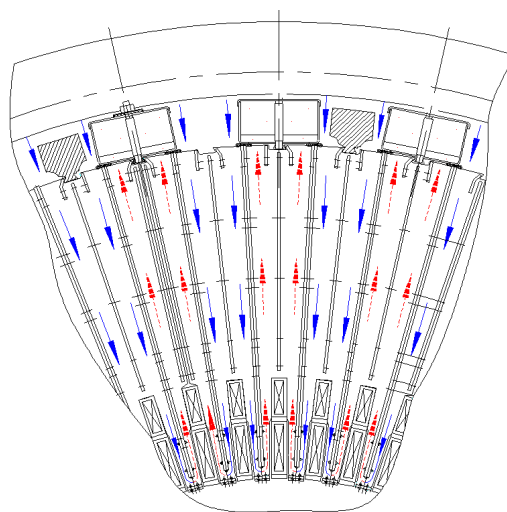


Рис. 2. Вентиляционная схема статора с U-образными каналами в сердечнике
 Fig. 2. Ventilation path of the stator with U-shaped ducts in the core

Для освоения более мощных турбогенераторов с газовым охлаждением может быть предложена иная конструкция охлаждающих каналов в сердечнике статора. За базу предлагаемой конструкции взяты принципы U-образного канала с чередованием напорных и вытяжных зон на периферии сердечника статора, однако при этом U-образный канал располагается в радиально-аксиальной плоскости [13–16]. Перепуск воздуха между соседними по длине сердечника радиальными каналами здесь осуществляется через аксиальные щелевые каналы, выполненные в зубцах сердечника. При этом каждый четный радиальный канал, получая холодный воздух из камеры нагнетания, сообщается с парой соседних нечетных каналов через аксиальные каналы в зубцах. Основным преимуществом новой системы охлаждения статора является искусственная турбулизация воздушных потоков при входе в аксиальные каналы, что повышает эффективность такой системы по сравнению с U-образными каналами.

В радиально-аксиальной схеме вентиляции с тремя и двумя каналами в зубце статора, приведённой на рис. 3 (а и б), показаны фрагменты сегментов сердечника статора с вентиляционными распорками, с помощью которых организуется движение охлаждающего воздуха в радиальном направлении канала между пакетами стали в сторону каналов в зубцах и из них в сторону периферии сердечника, а также распределение скоростей воздуха в указанном канале.

Проходное сечение аксиальных каналов и площадь их боковой поверхности, обеспечивающая теплопередачу от стали к воздуху, используются относительно более эффективно в варианте с двумя аксиальными каналами. Расходы воздуха через оба канала практически одинаковы (в средней части зубца 50,4% от общего расхода, вблизи расточки – 49,6%). При этом происходит снижение расхода воздуха через каналы сердечника статора на 9,3% по сравнению с U-образными каналами.

Как показали детальные тепловые расчёты, некоторое снижение общего уровня расхода охлаждающего воздуха в этой системе с избытком компенсируется интенсификацией воздушного охлаждения за счет искусственной турбулизации воздушных потоков при входе в аксиальные каналы, увеличения общей поверхности охлаждения, сокращения пути теплового потока из обмотки к поверхности аксиальных каналов и отсутствия тангенциального уравнительного теплового потока в ярме.

Существуют системы вентиляции сердечника статора, организованные при помощи аксиальных каналов, размещённых на дне пазов с обмоткой (см. рис. 4) [17].

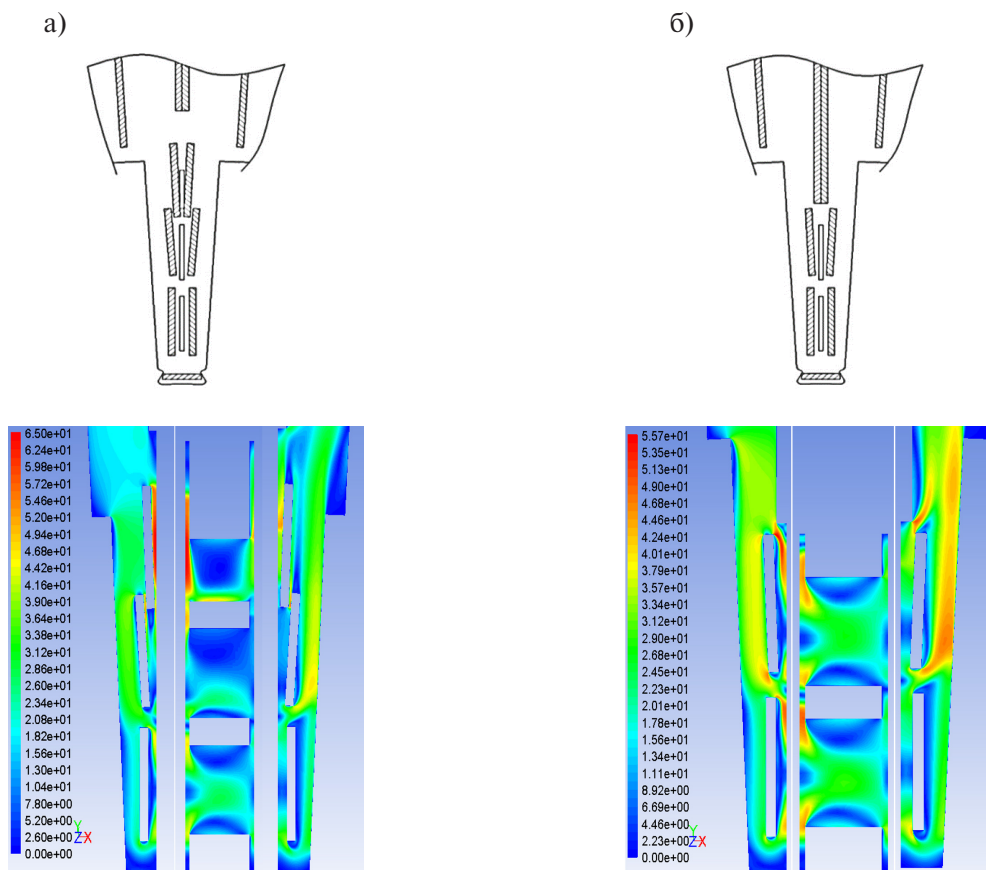


Рис. 3. Эскиз зубцовой зоны вентиляционного сегмента с тремя (а) и двумя (б) аксиальными каналами и распределение скорости в данной зоне (слева – подводящий радиальный канал; посередине – аксиальные щелевые каналы; справа – отводящий радиальный канал)

Fig. 3. Outline of the tooth zone of the ventilation segment with three (a) and two (b) axial ducts and the velocity distribution in this zone (on the left – the inlet radial duct; in the middle – axial slit ducts; on the right – the outlet radial duct)

Рассматриваемый радиальный канал обладает наименьшим собственным аэродинамическим сопротивлением: потери давления в нем на 30 % ниже, чем в U-образном канале. Однако, значительные потери давления в сборном аксиальном канале, отводящем горячий воздух в зону расположения лобовых частей обмотки статора, являются причиной снижения расхода воздуха через каналы сердечника статора более чем на 20% по отношению к варианту охлаждения при помощи U-образных каналов.

Вопрос выбора системы охлаждения обмотки и сердечника статора в генераторах с воздушным охлаждением связан с величиной электромагнитных потерь, выделяющихся в обмотке и зубах сердечника, которые необходимо отвести из активной зоны и обеспечить их требуемое тепловое состояние.

К вопросу снижения потерь в напорных элементах системы охлаждения

В генераторах с воздушным охлаждением около 50% всех потерь составляют механические потери в вентиляторах и затраты мощности на циркуляцию охлаждающего воздуха в каналах ротора. Поэтому снижение указанных потерь представляется задачей крайне актуальной и является одним из действенных способов повышения КПД турбогенератора.

В вытяжной схеме вентиляции турбогенераторов с воздушным охлаждением завода «Электросила» напорными элементами системы охлаждения турбогенератора, обеспечивающими

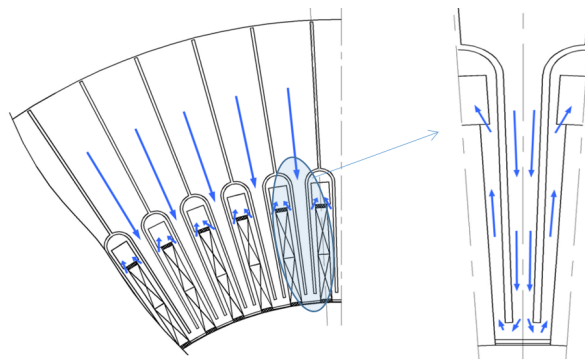


Рис. 4. Система охлаждения статора с подачей воздуха в надпазовые каналы

Fig. 4. Stator cooling path with air supply to the above-slot ducts

циркуляцию охлаждающей среды, являются центробежный вентилятор охлаждения статора и ротор, охлаждающие каналы в обмотке которого являются одновременно и напорным элементом, эквивалентным центробежному вентилятору с радиально ориентированными лопатками. Здесь следует сделать оговорку, что сам по себе напорный элемент, к какому бы контуру охлаждения он не относился, рассматривать будет некорректно без предшествующего элемента, формирующего ту или иную структуру потока на входе, влияющую на характеристики напорного элемента, а также без отводящего элемента, принимающего зачастую высокоскоростной поток от напорного элемента и обеспечивающий преобразование кинетической энергии скоростного потока в статическое давление с минимумом потерь, на сколько это возможно обеспечить с учётом имеющихся конструктивных ограничений.

С учётом сказанного, для контура охлаждения статора объектом расчёта и оптимизации является узел вентиляции в составе входного участка перед центробежным колесом, собственно центробежного колеса и отводящего элемента в виде сборной камеры или улитки. При этом входной участок не имеет в своём составе каких-либо лопаточных аппаратов, оказывающих воздействие на поток, что связано, в том числе, с неоднородной, сложной структурой потока на этом участке, поэтому здесь следует исходить из общих рекомендаций к проектированию подобных узлов, предусматривая плавные обводы проточной части в меридиональной плоскости и исключая малые радиусы поворота потока. Центробежный вентилятор также может быть спроектирован с использованием классических отработанных методик и не вызывает серьёзных трудностей. Наиболее проблемным элементов контура охлаждения статора остаётся при этом выходная улитка, принимающая высокоскоростной поток от вентилятора и направляющая его к воздуховоду, расположенному сверху корпуса генератора и отводящего воздух к воздухоохладителям. Проблема усугубляется и тем, что уже на входе в центробежный вентилятор присутствует ощутимая закрутка потока, связанная с влиянием сильно закрученного потока, приходящего из зазора между ротором и статором. В результате на выходе из вентилятора, не являющегося высоконапорным, окружная компонента скорости приближается тем не менее к значению порядка 100 м/с при умеренной расходной (радиальной) компоненте порядка 30–40 м/с. Сложность проектирования улитки обусловлена и тем, что улитка является диффузорным элементом, который должен обеспечивать существенное замедление потока воздуха, поступающего из колеса вентилятора, с одновременным разворотом этого потока к выходному окну, расположенному в верхней части корпуса машины. Оба отмеченных фактора – и замедление потока, и поворот потока, могут послужить причиной существенных потерь. Конкретные технические решения, позволившие в конечном итоге существенно снизить потери в улитке и в системе охлаждения генератора в целом, будут подробно изложены в следующем разделе на конкретном примере.

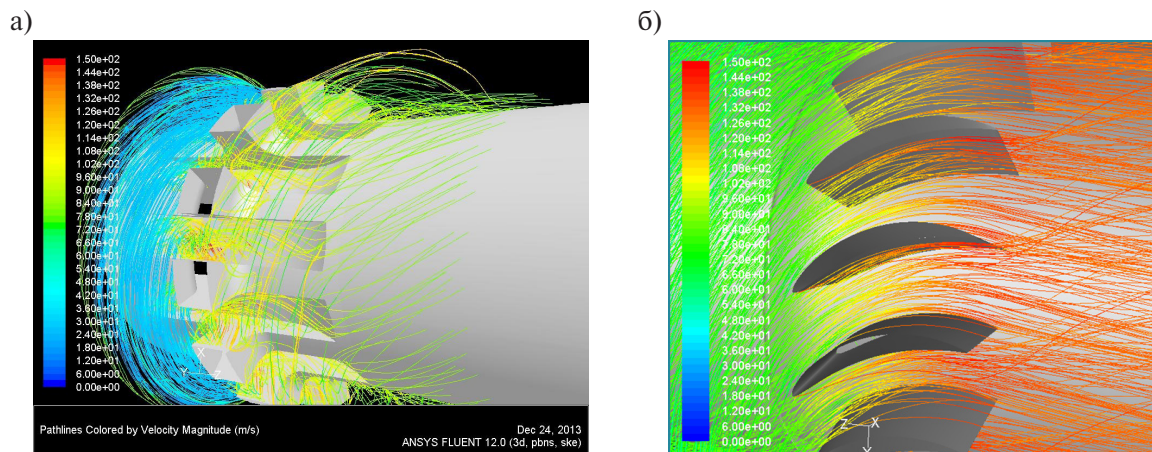


Рис. 5. Конструктивные варианты исполнения вращающегося направляющего аппарата ротора
 Fig. 5. Design variants of the rotating guide vane of the rotor

Переходя к напорному элементу контура охлаждения ротора – радиальным охлаждающим каналам в обмотке, можно заметить совершенно другую специфику. В данном случае выход воздуха осуществляется в зазор между ротором и статором, данный участок проточной части не может являться предметом какой-либо оптимизации, несмотря на огромную кинетическую энергию потока на выходе, обусловленную окружной скоростью ротора порядка 160–180 м/с. Сами напорные элементы – радиальные охлаждающие каналы также не могут являться предметом оптимизации, так как в первую очередь их конфигурация определяется конструктивным исполнением обмотки ротора и требованиями к обеспечению её теплового состояния. Но снижение потерь может быть достигнуто благодаря грамотному проектированию входных элементов – направляющих лопаточных аппаратов, устанавливаемых на входном участке. Причём оптимальный результат может быть достигнут только в случае грамотного использования как неподвижного направляющего аппарата (ННА), монтируемого в канале подвода воздуха к подбандажному пространству ротора, так и вращающегося направляющего аппарата (ВНА), устанавливаемого на самом роторе и выполняемого в виде шлицов, либо по типу осевого вентилятора (рис. 5, а и б, соответственно). Первый вариант конструктивно проще, но как показывает численное исследование, течение в нём сопровождается более высокими потерями, а структура потока на выходе получается неоднородной, при этом остаётся некоторое отставание потока от окружной скорости. Тем не менее, для мало и средненагруженных машин данное решение обеспечивает зачастую вполне приемлемые результаты и является оптимальным с учётом меньших затрат на его реализацию.

Возвращаясь к вопросу использования грамотного сочетания именно двух направляющих аппаратов – неподвижного и вращающегося [18–19], следует обратить внимание на следующие физические эффекты, возникающие при течении воздуха через узел вентиляции ротора.

Подвод энергии к потоку воздуха, т.е. приращение полной температуры воздуха и удельный напор, потребляемый на прокачку воздуха, описывается уравнением

$$h = c_{u2} * u_2 - c_{u1} * u_1,$$

где u_2 , u_1 и c_{u2} , c_{u1} – окружная скорость ротора и окружная компонента скорости потока на выходе и на входе в ротор, соответственно.

Здесь очевидно, что в случае течения воздуха через радиальные каналы ротора $c_{u2} = u_2$, определяется имеющимся конструктивными особенностями ротора и не может являться предметом какой-либо оптимизации. Окружная скорость на входе в радиальные охлаждающие каналы

ротора определяется конструкцией обмотки (радиусом расположения её нижнего витка) и также не является предметом оптимизации. В результате, окружная скорость потока на входе в ротор c_{u1} является здесь единственным варьируемым параметром, при этом воздействие на неё позволяет добиться существенного снижения затрат мощности на охлаждение ротора при сохранении его исходного теплового состояния.

Влияние начальной окружной скорости потока на входе в ротор c_{u1} проявляется одновременно в двух противоположных направлениях. Во-первых, как следует из ранее приведённой формулы, увеличение c_{u1} неизбежно ведёт к уменьшению удельного напора, подводимого к воздуху ротором, а это вызывает соответствующий отклик по вентиляционному подогреву воздуха в зоне охлаждаемой обмотки $\Delta\Theta_{\text{вент}}$ и по потребляемой на вентиляцию мощности $N_{\text{вент}}$:

$$\Delta\Theta_{\text{вент}} = \Delta\Theta_{\text{вент}0} - (c_{u1} * u_1) / c_p ;$$

$$N_{\text{вент}} = m * h = m * (h_0 - c_{u1} * u_1),$$

где $\Delta\Theta_{\text{вент}0}$ – исходное значение вентиляционного подогрева воздуха в зоне охлаждающих каналов обмотки при $c_{u1} = 0$; c_p – теплоёмкость воздуха; h_0 – исходное значение подводимого удельного напора при $c_{u1} = 0$.

Во-вторых, при закрутке потока в неподвижном направляющем аппарате неизбежно снижается статическое давление воздуха, трансформируясь в динамическое. Соответственно, снижается полезный перепад статического давления, развиваемый узлом вентиляции:

$$\Delta p = \Delta p_0 - (\rho c_{u1}^2 / 2),$$

где Δp_0 – перепад статического давления, развиваемый узлом вентиляции ротора при $c_{u1} = 0$; ρ – плотность воздуха.

Развиваемый перепад давления уравнивается гидравлическими потерями в контуре охлаждения ротора:

$$\Delta p = \xi \cdot \rho V^2,$$

где ξ – приведённый коэффициент гидравлического сопротивления контура; V – объёмный расход через контур, определяющий скорости во всех его сечениях.

Отмеченное снижение развиваемого перепада давлений приводит к падению расхода воздуха через ротор и скорости во всех сечениях данного контура, включая и охлаждающие каналы ротора:

$$m = \rho V = \rho \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho \xi}} = \rho \sqrt{\frac{\Delta p_0 - \left(\frac{\rho c_{u1}^2}{2}\right)}{\rho \xi}}.$$

Соответственно, рост c_{u1} приведёт, с одной стороны, к ещё большему снижению потребляемой мощности на вентиляцию за счёт снижения расхода воздуха одновременно со снижением подводимого напора (см. формулу *), что является положительным эффектом, но с другой стороны, приведёт к большему подогреву охлаждающего воздуха $\Delta\Theta_Q$ в радиальных каналах ротора, обусловленному отводимыми тепловыделениями обмотки Q , а также к большему конвективному перепаду температур в охлаждающих каналах $\Delta\Theta_a$:

$$\Delta\Theta_Q = Q / (m \cdot c_p), \text{ т.е. } \Delta\Theta_Q / \Delta\Theta_{Q0} = m_0 / m;$$

$$\alpha = A \cdot c_{\kappa}^B, \text{ где } B = 0,6 \dots 0,8, \text{ тогда:}$$

$$\Delta\Theta_{\alpha} = Q / (F \cdot \alpha) = Q / (F \cdot A c_{\kappa}^B), \text{ т.е. } \Delta\Theta_{\alpha} / \Delta\Theta_{\alpha 0} \approx (m_0 / m)^{0,6 \dots 0,8},$$

где α – коэффициент теплоотдачи в радиальных каналах ротора; A и B – эмпирические коэффициенты, определяющие теплоотдачу при турбулентном режиме в радиальных охлаждающих каналах с искусственной макрошероховатостью, образованной уложенными друг на друга витками обмотки; F – общая площадь поверхности теплоотдачи радиальных каналов.

Два описанных температурных перепада формируют общую составляющую превышения температуры обмотки $\Delta\Theta_{\text{эл}}$, обусловленную тепловыделениями от прохождения электрического тока в ней, над охлаждающим её воздухом:

$$\Delta\Theta_{\text{он}} = 0,5 \cdot \Delta\Theta_Q + \Delta\Theta_{\alpha}.$$

Множитель 0,5 при $\Delta\Theta_Q$ обусловлен тем, что средний подогрев охлаждающего воздуха, воспринимающего тепловыделения от обмотки, в охлаждающих каналах обмотки меняется от 0 на входе в них до $\Delta\Theta_Q$ на выходе.

Комплексное воздействие рассмотренных эффектов определяет итоговую температуру обмотки, что показано на рис. 6 на примере обмотки ротора одного из генераторов завода «Электросила». По оси «X» отложена безразмерная окружная скорость потока в сечении перед ВНА, формируемая неподвижным направляющим аппаратом: $k = c_{\text{убНА}} / u_{\text{ВНА}}$, где $c_{\text{убНА}}$ и $u_{\text{ВНА}}$ – окружная компонента скорости потока в сечении на входе в ВНА и окружная скорость вращения ВНА.

Расчёты показывают, что при характерных рабочих значениях окружных скоростей ротора, тепловыделений в обмотке и расходах охлаждающего воздуха возрастание $\Delta\Theta_{\text{эл}}$ и падение $\Delta\Theta_{\text{вент}}$ происходят таким образом, что их сумма $\Delta\Theta_{\text{м}} = \Delta\Theta_{\text{эл}} + \Delta\Theta_{\text{вент}}$, определяющая подогрев обмотки относительно охлаждающего воздуха, вначале убывает, затем начинает возрастать. Это поведение результирующей кривой позволяет выделить на ней две характерных точки, представляющих практический интерес:

- $k \approx 0,35$ – закрутка перед ВНА обеспечивает минимальную температуру обмотки с одновременным уменьшением потерь на вентиляцию относительно исходного варианта ($k = 0$);
- $k \approx 0,7$ – закрутка перед ВНА обеспечивает то же значение температуры обмотки, как у исходного варианта с $k = 0$, но с существенным снижением потерь на вентиляцию на 20–30% относительно варианта с $k = 0$.

На практике больший интерес представляет второй вариант, обеспечивающий уменьшение вентиляционных потерь в среднем на 25%.

Снижение вентиляционных потерь в контуре охлаждения статора.

Модернизация улитки центробежного вентилятора

Как было отмечено ранее, наиболее проблемным элементом в узле вентилятора статора является именно улитка, назначение которой – равномерно по окружности принять высокоскоростной воздушный поток, выбрасываемый вентилятором, и с наименьшими потерями направить его к воздухоохладителям статорного контура. При проектировании выходных улиток узла вентиляции статора на заводе «Электросила» изначально, до появления современных методов конечно-элементных полевых расчётов течения, практиковался подход с использованием многорукавной улитки. Техническое решение с разбиением объёма улитки промежуточными перегородками на

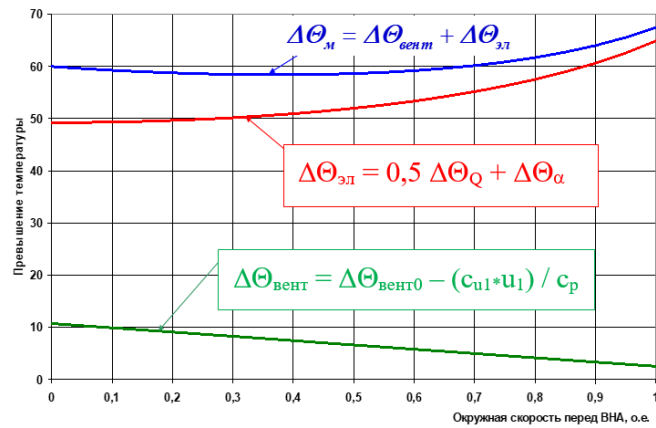


Рис. 6. Превышения температуры в зависимости от окружной скорости
 Fig. 6. Excessive heat depending on the circumferential velocity

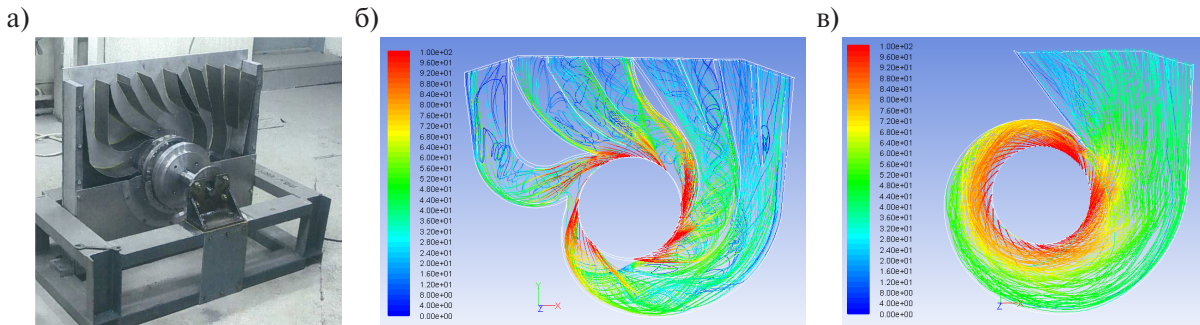


Рис. 7. Улитка центробежного вентилятора: а – макет улитки в уменьшенном масштабе на испытательном стенде; б и в – трёхмерное моделирование: линии тока в улитке исходной конструкции и модернизированной спиральной улитке, окрашенные в цвет скорости
 Fig. 7. Volute housing of the centrifugal fan: а – the mockup of the volute in a reduced scale on the test bench; б and c – 3D modeling: current lines in the volute of the original design and the upgraded spiral volute, painted in the color of speed

отдельные каналы выглядело абсолютно обоснованным с точки зрения классической одномерной теории. Появление современных инструментов расчёта трёхмерных течений и экспериментальное исследование на модели позволили выявить слабые стороны исходной конструкции. Как показали подробные трёхмерные расчёты, она не учитывала ряд существенных моментов, сильно искажающих исходную одномерную модель течения: расширение потока при входе в улитку, различное гидравлическое сопротивление её каналов приводили к перераспределению расходов между каналами улитки, обтеканию разделительных рёбер с большими углами атаки, возникновению существенных зон отрыва и, в конечном итоге, к высоким потерям. Выполненное экспериментальное и расчётное исследование, оптимизация с использованием современных пакетов конечноэлементных полевых расчётов течения позволили перейти к использованию эффективной спиральной улитки, спроектированной из условий равномерного распределения расхода воздуха по окружности и постоянства циркуляции потока $c_u * r = \text{const}$ и имеющей в меридиональной плоскости постоянную ширину после начального участка с большим углом раскрытия стенок. Конструкция улитки и структура потока при исходной и модернизированной конструкции показаны на рис. 7.

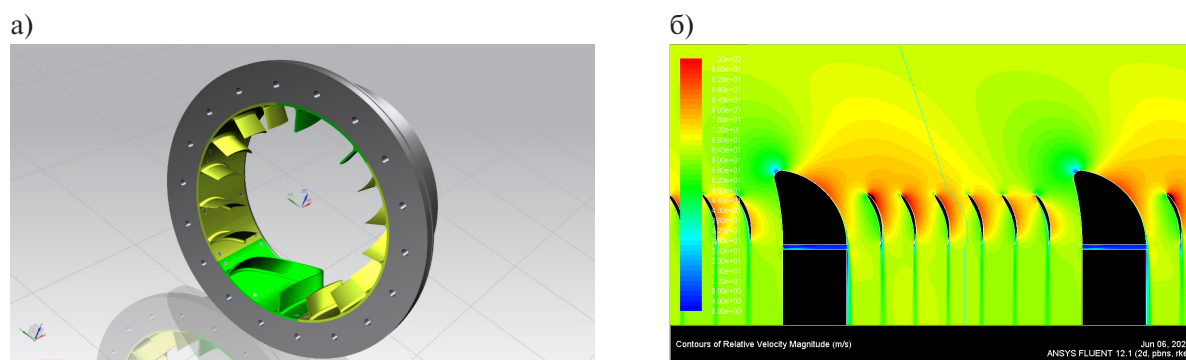


Рис. 8. Вращающийся направляющий аппарат ротора (а) и расчётное поле скоростей в нём (б)

Fig. 8. Rotating guide vane of the rotor (a) and the its calculated velocity field (b)

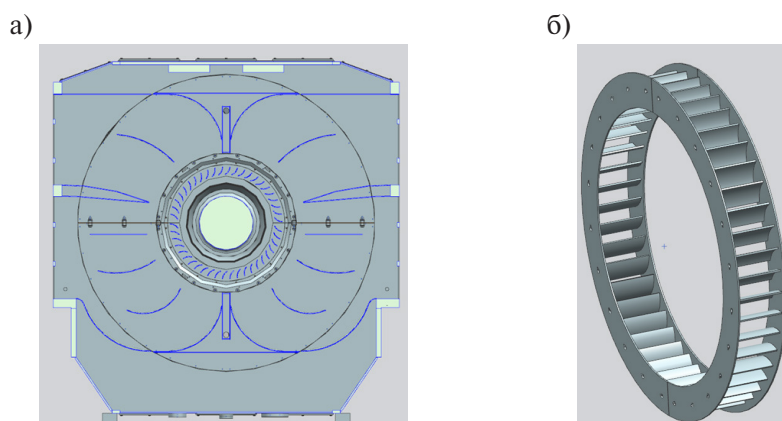


Рис. 9. Подводящий канал ротора (а) и неподвижный направляющий аппарат ротора (б)

Fig. 9. Feed duct of the rotor (a) and the fixed guide device of the rotor (b)

Модернизация узла подачи охлаждающего воздуха в ротор

Модернизация, дающая весьма ощутимый эффект по снижению потерь на циркуляцию воздуха, была впервые проведена в контуре охлаждения ротора турбогенератора мощностью 160 МВт. Схема вентиляции ротора в генераторах с воздушным охлаждением выполнена таким образом, что воздух после воздухоохладителей за счёт разрежения, создаваемого самонапорным ротором, поступает в радиальном направлении к каналу, образованному с внешней стороны ступицей вентилятора статора, а с внутренней – валом ротора. Проходя по этому каналу, незакрученный поток воздуха входит во вращающийся направляющий аппарат, роль которого в генераторе мощностью 160 МВт выполняют шлицы (см. рис. 5, а), одновременно обеспечивающие крепление на валу ступицы центробежного вентилятора охлаждения статора. Шлицами воздух закручивается в окружном направлении до скорости, близкой к окружной скорости ротора, и уже движущийся практически с окружной скоростью ротора поток поступает в подбандажное пространство ротора и далее – в подпазовые и охлаждающие радиальные каналы ротора [20–21].

В мощных турбогенераторах с воздушным охлаждением вращающийся направляющий аппарат ротора имеет более совершенную в аэродинамическом плане конструкцию, показанную на рис. 8.

С учётом теоретических предпосылок, изложенных в начале настоящей статьи, был спроектирован и установлен в подводящем канале к ротору (рис. 9, а) неподвижный направляющий аппарат, раскручивающий поток перед ВНА примерно до 60% окружной скорости ВНА (рис. 9, б).

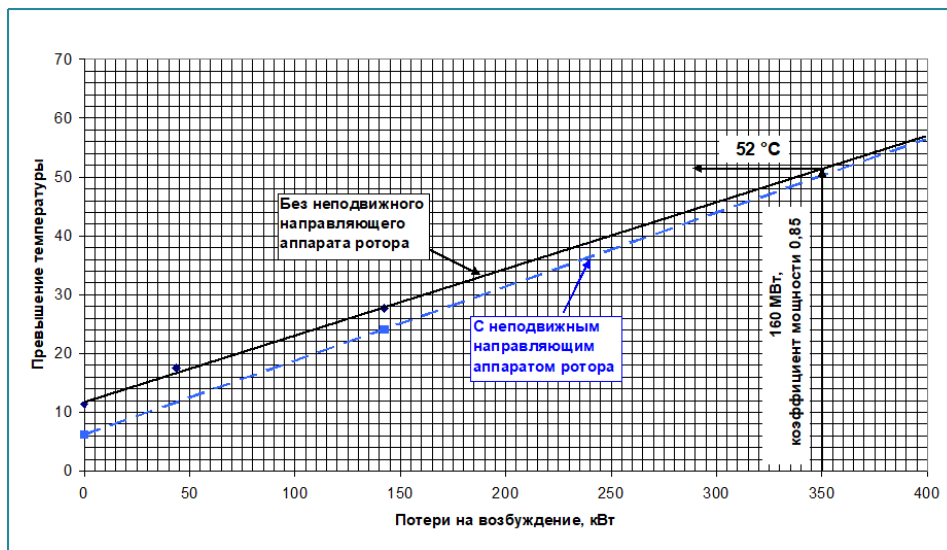


Рис. 9. Зависимость среднего превышения температуры обмотки ротора от потерь на возбуждение

Fig. 9. Dependence of the average excessive heat of the rotor winding on the excitation losses

Результат данной модернизации представлен на рис. 10. Видно, что при номинальной нагрузке тепловое состояние обмотки ротора турбогенератора мощностью 160 МВт с модернизированной системой охлаждения осталось неизменным, при этом отчётливо прослеживается снижение температуры ротора при работе на холостом ходу с нулевыми тепловыделениями в обмотке, что связано с рассмотренным ранее эффектом уменьшения вентиляционного подогрева охлаждающего воздуха. Одновременно со снижением вентиляционного подогрева снизился массовый расход воздуха и затраты мощности на вентиляцию.

Результаты многовариантных аэродинамических расчётов и их экспериментальная проверка позволили существенно повысить КПД генераторов с воздушным охлаждением. В генераторе мощностью 160 МВт с воздушным охлаждением КПД был повышен с 98,6 % до 98,8 % за счёт снижения затрат мощности на циркуляцию воздуха в каналах ротора и минимизации потерь в узле центробежного вентилятора при сохранении исходного теплового состояния активных частей генератора.

Выводы

1. Современная концепция системы воздушного охлаждения турбогенераторов большой мощности направлена на минимизацию вентиляционных потерь в турбогенераторе при одновременном повышении интенсификации охлаждения обмотки и сердечника статора за счет предложенных в статье систем охлаждения сердечника статора.

2. Достигнуто существенное повышение КПД турбогенераторов за счет снижения механических потерь, обусловленных циркуляцией воздуха в турбогенераторе, на 25% при помощи модернизации улитки центробежного вентилятора, установки неподвижного лопаточного аппарата в контуре подачи воздуха в ротор и снижения потерь давления в тракте подачи воздуха из улитки к воздухоохладителям.

3. Результаты аэродинамических расчетов и экспериментально подтверждено, что в турбогенераторах большой мощности с воздушным охлаждением обмотки ротора целесообразно использовать вращающийся направляющий аппарат в сочетании с неподвижным направляющим аппаратом, причём наилучший эффект достигается при использовании вращающегося направляющего аппарата в форме осевого вентилятора.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- [1] Zhou G., Han L., Fan Z., Zhang H., Dong X. et al. Ventilation Cooling Design for a Novel 350-MW Air-Cooled Turbo Generator // IEEE Access. (6) (2018) 62184–62192.
- [2] Priano M., Tartaglione V. A new 400 MVA air cooled turbogenerator from Ansaldo Energia // Power-Gen Europe, Milan, 2016.
- [3] Кади-Оглы И.А., Шаров В.И., Карташова Т.Н., Антонов Ю.Ф., Пафомов Ю.В., Мигас А.Г. Способ газового охлаждения электрической машины и электрическая машина // Пат. 2 258 295 Российская Федерация, МПК H02K 9/06, H02K 9/16, H02K 9/18; заявитель и патентообладатель ОАО Силовые машины. № 2003113260/09; заявл. 05.05.2003; опубл. 10.08.2005, Бюл. № 22. 11 с.: 1 ил.
- [4] Маннанов Э.Р., Костельов А.М., Филин А.Г., Железняк В.Н. Повышение эксплуатационной надёжности турбогенераторов с воздушным охлаждением для газотурбинной установки // Глобальная энергия. 2023. Т. 29, № 3. С. 74–89.
- [5] Дубровин Ю.Н., Кади-Оглы И.А., Карташова Т.Н., Шаров В.И. Развитие системы воздушного охлаждения турбогенераторов серии ТЗФ. – В кн.: Сборник «Электросила» – СПб: Электросила, 2003, № 42, с. 44–50.
- [6] Кади-Оглы И.А., Шаров В.И., Карташова Т.Н., Антонов Ю.Ф., Пафомов Ю.В., Мигас А.Г. Способ газового охлаждения электрической машины и электрическая машина // Пат. 2 258 295 Российская Федерация, МПК H02K 9/06, H02K 9/16, H02K 9/18; заявитель и патентообладатель ОАО Силовые машины. № 2003113260/09; заявл. 05.05.2003; опубл. 10.08.2005, Бюл. № 22. 11 с.: 1 ил.
- [7] Шалаев В.Г., Кади-Оглы И.А. Система вентиляции электрической машины // Пат. 2 095 919 Российская Федерация, МПК H02K 9/08; заявитель и патентообладатель Шалаев В.Г., Кади-Оглы И.А. № 96114673/07; заявл. 11.07.1996; опубл. 10.11.1997, 6 с.: 3 ил.
- [8] Гуревич Э.И., Пафомов Ю.В., Пермут А.С. Экспериментальное исследование теплоотдачи в U-образных каналах статора турбогенератора с воздушным охлаждением. Сб. «Электросила», № 43, 2004. С. 77–82.
- [9] Филин А.Г., Голубков В.Д., Шишкина И.А. Оптимизация расчетных алгоритмов определения теплового состояния активных частей турбогенератора. Материаловед. Энерг. 2021. 27, N 4, с. 5–18. Рус.
- [10] Dong Jiangwei, Zhang Huawei, Gu Dongsheng, Chen Xu, Wu Yuhao Yuan Lin. Air-cooled steam turbine generator // Пат. CN116094202 Китай, МПК H02K 1/20, H02K 5/04, H02K 5/20, H02K 15/02, H02K 15/12; заявитель и патентообладатель Shandong Qilu Electrical Machinery. № 2022CN-1335013; заявл. 2022-10-28, опубл. 2023-05-09, 10 с.: 5 ил.
- [11] Han Jichao, Dong Jiechen, Liu Yufei, Wang Yang. Novel two-side multi-stage counter-flow type axial-radial ventilation cooling system of half-speed steam turbine generator // Пат. CN113014038 Китай, МПК H02K 1/20, H02K 1/32, H02K 3/24, H02K 9/08; заявитель и патентообладатель Harbin University Of Science & Technology. № 2021CN-0262429; заявл. 2021-03-11, опубл. 2022-11-22, 13 с.: 9 ил.
- [12] Dong Jiangwei, Wang Zhengping, Chen Xu, Xin Lei, Yuan Lin. Air path structure of air-cooled gas turbine generator with underlying air cooler // Пат. CN114649905 Китай, МПК H02K 1/20, H02K 1/32, H02K 3/22, H02K 3/24, H02K 5/20, H02K 9/04, H02K 9/06; заявитель и патентообладатель Shandong Qilu Electrical Machinery. № 2022CN-0228638; заявл. 2022-03-08, опубл. 2022-06-21, 8 с.: 6 ил.
- [13] Антонюк О.В., Карташова Т.Н., Пафомов Ю.В., Гуревич Э.И. Статор электрической машины // Пат. 2 350 006 Российская Федерация, МПК H02K 9/04, H02K 1/20; заявитель и патентообладатель ОАО Силовые машины. № 2007122366/09; заявл. 04.06.2007; опубл. 20.03.2009, Бюл. № 8. 10 с.: 4 ил.
- [14] Рыжков В.В., Дергачев П.А., Курбатова Е.П., Молоканов О.Н., Курбатов П.А. Построение трехмерной тепловой модели статора турбогенератора с учетом газодинамики. Вестн. МЭИ. 2021, N 5, с. 75–82.
- [15] Antonyuk O., Gurevich Z., Pafomov Yu. An Experimental Determination Of The Heat-Transfer Coefficients In The Channels Of A Turbogenerator Stator With Air And Hydrogen Cooling // Power Technology and Engineering Vol. 48, No. 3, September, 2014.

- [16] Маннанов Э.Р., Филин А.Г. Тепловое состояние электрической изоляции статорных обмоток турбогенераторов с воздушным охлаждением // *Материаловедение. Энергетика*. 2021. Т. 27, № 2. С. 38–49.14.
- [17] Шалаев В.Г. Система охлаждения статора электрической машины // Пат. 2 246 786 Российская Федерация, МПК H02K 9/08, 1/20.; заявитель и патентообладатель АО Силовые машины. № 200-3121301/09; заявл. 09.07.2003; опубл. 20.02.2005, Бюл. №5. 6 с.: 2 ил.
- [18] Карташова Т.Н., Прокофьев А.Ю., Филин А.Г. Повышение интенсивности охлаждения роторов турбогенераторов с газовым охлаждением // *Сборник работ лауреатов международного конкурса научных, научно-технических и инновационных разработок, направленных на развитие топливно-энергетической и добывающей отрасли 2021*. (2021) 189–193.
- [19] Антонюк О.В., Карташова Т.Н., Прокофьев А.Ю. Электрическая машина с направляющими аппаратами в системе охлаждения ротора // Пат. 2 560 721 Российская Федерация, МПК H02K 9/16, H02K 9/04, H02K 1/32; заявитель и патентообладатель ОАО Силовые машины. № 2014128060/07; заявл. 08.07.2014; опубл. 20.08.2015, Бюл. № 23. 7 с.: 1 ил.
- [20] Верховцев Д.А., Гуревич Э.И., Коровкин Н.В. О тепловом состоянии обмотки ротора турбогенератора с самовентиляцией из подпазового канала // *Электрические станции*. 2021, № 5.
- [21] Verkhovtsev D.A., Gurevich E.I., Korovkin N.V. On the Thermal State of the Rotor Winding of a Turbo-Generator with Self-Ventilation from the Sub-Slot Channel // *Power Technology and Engineering*. 2021, vol. 55.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КАРТАШОВА Татьяна Николаевна – начальник сектора, ПАО "Силовые машины", канд. техн. наук.

E-mail: Kartashova_TN@power-m.ru

ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-0305-1340>

ПРОКОФЬЕВ Алексей Юрьевич – главный специалист, ПАО "Силовые машины", канд. техн. наук.

E-mail: Prokofev_AY@power-m.ru

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-8931-5976>

ФИЛИН Алексей Григорьевич – главный специалист, Акционерное общество «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт», канд. техн. наук.

E-mail: a.g.filin@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9516-9970>

REFERENCES

- [1] G. Zhou, L.Han, Z.Fan, H.Zhang, X.Dong et al., Ventilation Cooling Design for a Novel 350-MW Air-Cooled Turbo Generator // *IEEE Access*. (6) (2018) 62184–62192
- [2] M. Priano, V. Tartaglione, A new 400 MVA air cooled turbogenerator from Ansaldo Energia // *Power-Gen Europe*, Milan, 2016.
- [3] I.A. Kadi-Ogly, V.I. Sharov, T.N. Kartashova, Yu.F. Antonov, Yu.V. Pafomov, A.G. Migas, Sposob gazovogo okhlazhdeniya elektricheskoy mashiny i elektricheskaya mashina // Пат. 2 258 295 Rossiyskaya Federatsiya, МПК H02K 9/06, H02K 9/16, H02K 9/18; заявитель и патентообладатель ОАО Силовые mashiny. № 2003113260/09; заявл. 05.05.2003; опубл. 10.08.2005, Бул. № 22. 11 с.: 1 ил.
- [4] E.R. Mannanov, A.M. Kostelov, A.G. Filin, V.N. Zheleznyak, Povysheniye ekspluatatsionnoy nadezhnosti turbogeneratorov s vozdushnym okhlazhdeniyem dlya gazoturbinnoy ustanovki // *Globalnaya energiya*. 2023. Т. 29, № 3. С. 74–89.

[5] **Yu.N. Dubrovin, I.A. Kadi-Ogly, T.N. Kartashova, V.I. Sharov**, Razvitiye sistemy vozdušnogo okhlazhdeniya turbogeneratorov serii T3F. – V kn.: Sbornik «Elektrosila» – SPb: Elektrosila, 2003, № 42, s. 44–50.

[6] **I.A. Kadi-Ogly, V.I. Sharov, T.N. Kartashova, Yu.F. Antonov, Yu.V. Pafomov, A.G. Migas**, Sposob gazovogo okhlazhdeniya elektricheskoy mashiny i elektricheskaya mashina // Pat. 2 258 295 Rossiyskaya Federatsiya, MPK H02K 9/06, H02K 9/16, H02K 9/18; zayavitel i patentoobladatel OAO Silovyye mashiny. № 2003113260/09; zayavl. 05.05.2003; opubl. 10.08.2005, Byul. № 22. 11 s.: 1 il.

[7] **V.G. Shalayev, I.A. Kadi-Ogly**, Sistema ventilyatsii elektricheskoy mashiny // Pat. 2 095 919 Rossiyskaya Federatsiya, MPK H02K 9/08; zayavitel i patentoobladatel Shalayev V.G., Kadi-Ogly I.A. № 96114673/07; zayavl. 11.07.1996; opubl. 10.11.1997, 6 s.: 3 il.

[8] **E.I. Gurevich, Yu.V. Pafomov, A.S. Permut**, Eksperimentalnoye issledovaniye teplootdachi v U-obraznykh kanalakh statora turbogeneratora s vozdušnym okhlazhdeniyem. Sb. «Elektrosila», № 43, 2004. S. 77–82.

[9] **A.G. Filin, V.D. Golubkov, I.A. Shishkina**, Optimizatsiya raschetnykh algoritmov opredeleniya teplovogo sostoyaniya aktivnykh chastey turbogeneratora. Materialoved. Energ. 2021. 27, N 4, s. 5–18. Rus.

[10] **Dong Jiangwei, Zhang Huawei, Gu Dongsheng, Chen Xu, Wu Yuhao Yuan Lin**, Air-cooled steam turbine generator // Pat. CN116094202 Kitay, MPK H02K 1/20, H02K 5/04, H02K 5/20, H02K 15/02, H02K 15/12; zayavitel i patentoobladatel Shandong Qilu Electrical Machinery. № 2022CN-1335013; zayavl. 2022-10-28, opubl. 2023-05-09, 10 s.: 5 il.

[11] **Han Jichao, Dong Jiechen, Liu Yufei, Wang Yang**, Novel two-side multi-stage counter-flow type axial-radial ventilation cooling system of half-speed steam turbine generator // Pat. CN113014038 Kitay, MPK H02K 1/20, H02K 1/32, H02K 3/24, H02K 9/08; zayavitel i patentoobladatel Harbin University Of Science & Technology. № 2021CN-0262429; zayavl. 2021-03-11, opubl. 2022-11-22, 13 s.: 9 il.

[12] **Dong Jiangwei, Wang Zhengping, Chen Xu, Xin Lei, Yuan Lin**, Air path structure of air-cooled gas turbine generator with underlying air cooler // Pat. CN114649905 Kitay, MPK H02K 1/20, H02K 1/32, H02K 3/22, H02K 3/24, H02K 5/20, H02K 9/04, H02K 9/06; zayavitel i patentoobladatel Shandong Qilu Electrical Machinery. № 2022CN-0228638; zayavl. 2022-03-08, opubl. 2022-06-21, 8 s.: 6 il.

[13] **O.V. Antonyuk, T.N. Kartashova, Yu.V. Pafomov, E.I. Gurevich**, Stator elektricheskoy mashiny // Pat. 2 350 006 Rossiyskaya Federatsiya, MPK H02K 9/04, H02K 1/20; zayavitel i patentoobladatel OAO Silovyye mashiny. № 2007122366/09; zayavl. 04.06.2007; opubl. 20.03.2009, Byul. № 8. 10 s.: 4 il.

[14] **V.V. Ryzhov, P.A. Dergachev, Ye.P. Kurbatova, O.N. Molokanov, P.A. Kurbatov**, Postroyeniye trekhmernoy teplovoy modeli statora turbogeneratora s uchetom gazodinamiki. Vestn. MEI. 2021, N 5, s. 75–82.

[15] **O. Antonyuk, Z. Gurevich, Yu. Pafomov**, An Experimental Determination Of The Heat-Transfer Coefficients In The Channels Of A Turbogenerator Stator With Air And Hydrogen Cooling // Power Technology and Engineering Vol. 48, No. 3, September, 2014.

[16] **E.R. Mannanov, A.G. Filin**, Teplovoye sostoyaniye elektricheskoy izolyatsii statornykh obmotok turbogeneratorov s vozdušnym okhlazhdeniyem // Materialovedeniye. Energetika. 2021. T. 27, № 2. S. 38–49.14.

[17] **V.G. Shalayev**, Sistema okhlazhdeniya statora elektricheskoy mashiny // Pat. 2 246 786 Rossiyskaya Federatsiya, MPK H02K 9/08, 1/20.; zayavitel i patentoobladatel AO Silovyye mashiny. № 2003121301/09; zayavl. 09.07.2003; opubl. 20.02.2005, Byul. №5. 6 s.: 2 il.

[18] **T.N. Kartashova, A.Yu. Prokofyev, A.G. Filin**, Povysheniye intensivnosti okhlazhdeniya rotorov turbogeneratorov s gazovym okhlazhdeniyem // Sbornik rabot laureatov mezhdunarodnogo konkursa nauchnykh, nauchno-tekhnicheskikh i innovatsionnykh razrabotok, napravlennykh na razvitiye toplivno-energeticheskoy i dobyvayushchey otrasli 2021. (2021) 189–193.

[19] **O.V. Antonyuk, T.N. Kartashova, A.Yu. Prokofyev**, Elektricheskaya mashina s napravlyayushchimi aparatami v sisteme okhlazhdeniya rotora // Pat. 2 560 721 Rossiyskaya Federatsiya, MPK H02K 9/16, H02K 9/04, H02K 1/32; zayavitel i patentoobladatel OAO Silovyye mashiny. № 2014128060/07; zayavl. 08.07.2014; opubl. 20.08.2015, Byul. № 23. 7 s.: 1 il.

[20] **D.A. Verkhovtsev, E.I. Gurevich, N.V. Korovkin**, O teplovom sostoyanii obmotki rotora turbogeneratora s samoventilyatsiyey iz podpazovogo kanala // Elektricheskoye stantsii. 2021, № 5.

[21] **D.A. Verkhovtsev, E.I. Gurevich, N.V. Korovkin**, On the Thermal State of the Rotor Winding of a Turbo-Generator with Self-Ventilation from the Sub-Slot Channel // *Power Technology and Engineering*. 2021, vol. 55.

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Tatyana N. KARTASHOVA – PJSC "Power Machines".

E-mail: Kartashova_TN@power-m.ru

ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-0305-1340>

Aleksei Yu. PROKOFEV – PJSC "Power Machines".

E-mail: Prokofev_AY@power-m.ru

ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-8931-5976>

Aleksei G. FILIN – Joint Stock Company "Power machines – ZTL, LMZ, Electrosila, Energomach-export".

E-mail: a.g.filin@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9516-9970>

Поступила: 27.10.2023; Одобрена: 18.12.2023; Принята: 25.12.2023.

Submitted: 27.10.2023; Approved: 18.12.2023; Accepted: 25.12.2023.