

Научная статья

УДК 621.313.322-81

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31302>



Т.Н. Карташова, А.Ю. Прокофьев, А.Г. Филин [✉], Н.В. Гришин

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

[✉] a.g.filin@gmail.com

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ

Аннотация. В статье выполнен обзор актуальных схем охлаждения современных высоконагруженных турбогенераторов большой мощности с полным воздушным охлаждением. Обозначены основные сдерживающие факторы, ограничивающие применение различных схем воздушного охлаждения, а также показаны перспективные направления развития схем воздушного охлаждения, способы повышения их эффективности. Сравнению подлежат две основные схемы воздушного охлаждения, применимые для турбогенераторов большой мощности: нагнетательная многоструйная и с независимыми контурами охлаждения ротора и статора. Особое внимание уделяется затратам мощности, расходуемой в этих схемах на охлаждение активных частей генератора. Потери на вентиляцию определяются расходом охлаждающего воздуха и удельным напором на перемещение единичного объема воздуха по контуру охлаждения, повышение эффективности системы охлаждения возможно за счет минимизации двух указанных параметров. Целесообразно при этом контуры охлаждения ротора и статора рассматривать отдельно. В работе показано, что для обоих упомянутых контуров охлаждения более высокую эффективность, т.е. меньшие затраты мощности на вентиляцию, обеспечивает вытяжная схема с независимыми контурами охлаждения ротора и статора. В контуре охлаждения ротора это обеспечивается благодаря применению неподвижного направляющего аппарата, обеспечивающего снижение удельного напора, подводимого к воздуху в напорных элементах ротора. При этом снижаются вентиляционный подогрев воздуха в роторе и расход охлаждающего воздуха, но при грамотном выборе величины начальной закрутки перед ротором в неподвижном направляющем аппарате влияние первого указанного эффекта доминирует над вторым. В контуре охлаждения статора, где лимитирующим горячим элементом являются зубцовая зона и обмотка сердечника, схема с разделением потоков оказывается более эффективной благодаря исключению отработанного горячего воздуха из зазора между ротором и статором из дальнейшего участия в охлаждении активных частей статора. В нагнетательной многоструйной схеме воздух из зазора выпускается через охлаждающие каналы выпускных горячих отсеков сердечника статора, что требует увеличения расхода в контуре охлаждения статора для разбавления горячего потока роторного контура и ведет к росту затрат в данной схеме охлаждения, а также вынуждает проектировщика усложнять данную схему введением дополнительных промежуточных воздухоохладителей и увеличивать габариты активных частей для снижения удельных электрических нагрузок и тепловыделения в них.

Ключевые слова: турбогенератор, охлаждение, воздух, эффективность, схема вентиляции, направляющий аппарат, вентилятор.

Для цитирования:

Карташова Т.Н., Прокофьев А.Ю., Филин А.Г., Гришин Н.В. Оценка эффективности систем воздушного охлаждения турбогенераторов // Глобальная энергия. 2025. Т. 31, № 3. С. 22–44. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31302>

Research article

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31302>*T.N. Kartashova, A.Yu. Prokofev, A.G. Filin* ✉, *N.V. Grishin*Joint Stock Company “Power machines – ZTL, LMZ, Electrosila, Energomachexport”
(JSC “Power machines”), St. Petersburg, Russia✉ a.g.filin@gmail.com

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF AIR-COOLED TURBOGENERATORS

Abstract. The article provides an overview of current air-cooling schemes for modern high-load high-capacity turbogenerators with full air cooling. It outlines the main limitations that restrict the use of various cooling options, as well as potential areas for improvement and ways to enhance the efficiency of air-cooling systems. Two main cooling schemes applicable to high-capacity turbogenerators are compared: multi-chamber forward-flow cooling scheme and independent cooling circuits for the rotor and stator. Special attention is paid to the power consumption in these circuits for cooling the active parts of the generator. Ventilation losses are determined by the cooling air flow rate and the specific pressure required to move a single volume of air along the cooling circuit. Improving the efficiency of the cooling system is possible by minimizing the two specified parameters. It is advisable to consider the cooling circuits of the rotor and stator separately. The paper shows that for both cooling circuits, an exhaust circuit with independent cooling circuits of the rotor and stator provides higher efficiency, i.e., lower power consumption for ventilation. In the rotor cooling circuit, this is achieved through the use of a fixed guiding device, which reduces the specific pressure applied to the air in the rotor’s pressure elements. This reduces the ventilation heating of the air in the rotor and the cooling air flow rate. With the correct choice of the initial twist value in front of the rotor in a fixed guide device, the influence of the first indicated effect dominates over the second. In the stator cooling circuit, where the limiting hot element is the tooth zone and core winding, the flow separation scheme is more efficient due to the exclusion of exhaust hot air from the gap between the rotor and the stator from further participation in cooling the active parts of the stator. In a multi-chamber forward-flow cooling path, air from the gap is discharged through the cooling channels of the exhaust hot compartments of the stator core, which requires an increased flow rate in the stator cooling circuit to dilute the hot flow of the rotor circuit. This leads to higher power consumption in this cooling scheme and forces the designer to complicate the scheme by introducing additional air coolers and increasing the dimensions of the active parts to reduce specific electrical loads and heat generation.

Keywords: turbogenerator, cooling, air, efficiency, ventilation path, guiding device, fan.

Citation:

Kartashova T.N., Prokofev A.Yu., Filin A.G., Grishin N.V., Analysis of the efficiency of air-cooled turbogenerators, *Global Energy*, 31 (03) (2025) 22–44, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.31302>

Введение. Завод «Электросила», входящий в АО «Силовые машины», обладает многолетним опытом в сфере проектирования и производства турбогенераторов с воздушным охлаждением с применением разнообразных схем вентиляции: одноструйных, многоструйных, схем с разделенными потоками охлаждающего воздуха ротора и статора, а также комбинированных. Решение о применении той или иной схемы принимается на основании мощностного диапазона генератора, а также специфических требований заказчика (ограничение габаритных размеров, параметры генератора, включая параметры охлаждающих сред, и пр.). На сегодняшний день номенклатура указанных выше генераторов завода лежит в диапазоне активной мощности от 5 до 225 МВт, в 2025 году изготовлен турбогенератор мощностью 306 МВт.

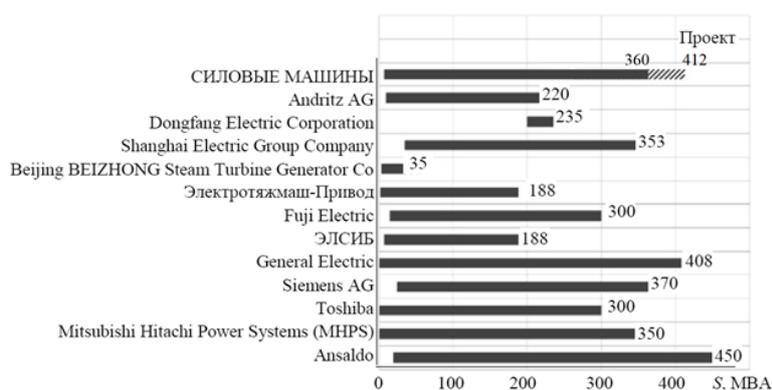


Рис. 1. Мощностной ряд турбогенераторов отечественного и зарубежного производства
 Fig. 1. Power range of turbogenerators of Russian and foreign production

Известны крупнейшие отечественные и зарубежные производители турбогенераторов с воздушным охлаждением: НПО ЭЛСИБ, Электротяжмаш-Привод, Русэлпром (Россия), General Electric (США), Siemens AG (Германия), Fuji Electric, Toshiba, Mitsubishi Hitachi Power Systems (Япония), Ansaldo (Италия), Andritz AG (Австрия), Dongfang Electric Corporation, Shanghai Electric Group Company, Beijing BEIZHONG Steam Turbine Generator Co (Китай). На рис. 1 представлен соответствующий мощностной ряд [1].

Конструкция современных мощных турбогенераторов с воздушным охлаждением, применяемая в мировой практике электромашиностроения, построена на принципе косвенного охлаждения обмотки статора и непосредственного охлаждения обмотки возбуждения. При этом большинство крупных фирм для охлаждения обмотки ротора использует принцип ее самовентиляции за счет различных радиусов вращения на входе в охлаждающие каналы обмотки и на выходе из них: в пазовой части обмотки при помощи радиальных (или аксиально-радиальных) каналов, а в лобовой – аксиальных (внутрипроводниковых) каналов [2–4].

Мощные турбогенераторы разных производителей, представленные на рис. 1, отличаются различным подходом в развитии схем охлаждения с применением одноструйных и многоструйных схем вентиляции, описанных в исследованиях [5–12]. Так, например, фирма MHPS (включая разработки Mitsubishi и Hitachi) предлагает одноструйные нагнетательные схемы, отличающиеся наличием дополнительных воздухоохладителей в замкнутой цепи вентиляции. Toshiba, GE (Alstom), Siemens – многоструйные нагнетательные схемы с различной толщиной пакетов активной стали по длине сердечника статора. Общей технической проблемой, актуальной для многоструйных систем, являются вопросы снижения негативного воздействия встречных воздушных потоков статора и ротора в воздушном зазоре машины, которые решаются различными методами. Так, например, в патенте [13] представлены системы газового охлаждения турбогенератора с аксиальными каналами в зубцовой части статора и вентиляторами, размещенными на валу ротора. В патенте [14] предлагается радиальный канал в пазовой части обмотки ротора с изгибом, в [15, 16] – с наклоном. Применение таких каналов позволяет увеличить поверхность охлаждения обмотки ротора и повысить коэффициент теплоотдачи с поверхности каналов за счет турбулизации потока охлаждающего воздуха. При этом возрастает аэродинамическое сопротивление канала, что может быть полезным для выравнивания скоростей в системе радиальных каналов, снабжаемых газом из подпазового канала. Кроме того, имеются участки на поверхности ротора с отсутствием выпуска газа в зазор между статором и ротором [17].

В конструкциях современных высоконагруженных турбогенераторов большой мощности с полным воздушным охлаждением ведущие мировые производители, стремясь к достижению

актуальных конкурентоспособных характеристик выпускаемого оборудования, при создании турбогенераторов вынуждены применять следующие принципиальные решения:

- использование высокоэффективной системы охлаждения с рациональным распределением общего расхода охлаждающего воздуха по выделенным цепям контура вентиляции при минимальных затратах мощности на циркуляцию воздуха;
- интенсификация охлаждения обмотки и сердечника статора, являющихся наиболее нагруженными в тепловом отношении, в том числе из-за невозможности использования в данной схеме непосредственного охлаждения обмотки статора, поэтому именно указанные элементы зачастую лимитируют мощность машины с воздушным охлаждением;
- принятие конструктивных мер, направленных на снижение механических потерь в генераторе.

Тем не менее при одних и тех же исходных предпосылках выбираемые разными производителями турбогенераторов схемы вентиляции могут быть различны. В общем случае для турбогенераторов с воздушным охлаждением широко распространены три типовые схемы вентиляции: нагнетательная одноструйная схема (НОС), нагнетательная многоструйная схема (НМС) и вытяжная схема с независимыми контурами охлаждения ротора и статора (ВНКО). Предметом настоящего исследования является выявление значимых особенностей данных схем, их преимуществ и ограничений, а также поиск наиболее перспективных схем охлаждения высоконагруженных турбогенераторов с полным воздушным охлаждением.

Объекты исследования и методы

Как было отмечено выше, наибольшее распространение в турбогенераторах с воздушным охлаждением получили три основные схемы.

Нагнетательная одноструйная схема

В этой схеме поток воздуха под действием осевых вентиляторов направляется в воздушный зазор между статором и ротором, а также в подбандажное пространство ротора, откуда поступает в охлаждающие каналы обмотки ротора. Из зазора весь поток воздуха, подогретый электрическими вентиляционными потерями ротора, поступает по радиальным каналам сердечника к его периферии и далее через воздухоохладители на вентиляторы.

Данная схема на заводе «Электросила» применяется обычно для турбогенераторов мощностью до 80 МВт, поскольку при ее реализации в центральной части воздушного зазора неизбежно формируется область существенно подогретого воздуха, вызванная значимой долей горячего воздуха ротора в общем объеме охлаждающего воздуха в зазоре. Вследствие чего в центре сердечника образуется наиболее нагретая зона, лимитирующая мощность машины. С учетом всего сказанного данная схема охлаждения не представляет значимого интереса применительно к мощным генераторам с воздушным охлаждением и далее рассматриваться не будет.

Нагнетательная многоструйная схема и вытяжная схема с независимыми контурами охлаждения ротора и статора

Сравнение эффективности и области применимости двух последних схем будет являться предметом обсуждения в настоящей статье.

В НМС (серия ТФ завода «Электросила») в воздушном зазоре происходит смешение потоков статора и ротора. По длине сердечника происходит чередование зон подачи охлаждающего воздуха в радиальные охлаждающие каналы из зазора генератора и из-за спинки сердечника (рис. 2).

В ВНКО (серия ТЗФ завода «Электросила») охлаждение обмотки и сердечника статора выполнено без повторного использования подогретого потерями воздуха из воздушного зазора генератора (рис. 3). Подвод и отвод охлаждающего воздуха осуществляются на периферии сердечника статора.

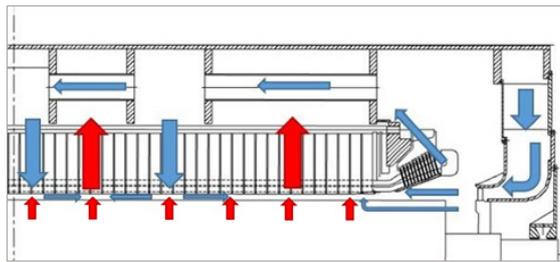


Рис. 2. НМС вентиляции

Fig. 2. Multi-chamber forward-flow ventilation scheme

Особенности последних двух схем охлаждения, применимых к мощным турбогенераторам, приведенные в табл. 1, во многом определяют их эффективность и границы применения.

Таблица 1

Особенности схем вентиляции

Table 1

Features of ventilation schemes

Схема вентиляции	НМС	ВНКО
Конструктивные особенности		
Тип схемы (нагнетательная/ вытяжная)	Нагнетательная – охладитель установлен перед вентилятором	Вытяжная – охладитель установлен после вентилятора
Вентиляционный узел статора и ротора	Осевой вентилятор, один воздушный канал между внутренним и наружным щитами для подачи воздуха в статор и ротор	Центробежный вентилятор, два воздушных канала – для выпуска воздуха из статора и подачи воздуха в ротор
Охлаждение сердечника статора	Радиальные каналы, течение из зазора к периферии (горячая зона) и в обратном направлении (холодная зона)	U-образные каналы с входом и выходом на периферии
Охлаждение обмотки ротора	Система радиальных каналов с аксиальными участками	Система радиальных каналов
Влияние на тепловое состояние		
Величина подогрева воздуха при входе в зону зубцов сердечника (горячая зона – наиболее нагруженная по нагреву)	Подогрев воздуха от вентиляционных потерь в вентиляторе и роторе, электрических потерь в обмотке и на поверхности ротора	Подогрев воздуха потерями в стали ярма сердечника
Подогрев воздуха на входе в каналы обмотки ротора	Подогрев от вентиляционных потерь в вентиляторе и роторе, затраченных на закрутку воздуха от нуля до окружной скорости ротора	Подогрев от вентиляционных потерь в роторе, затраченных на закрутку воздуха от начального значения до окружной скорости ротора

Как будет показано ниже, наиболее значимые конструктивные отличия ВНКО, обеспечивающие ее преимущества над НМС, заключаются в использовании вытяжной схемы с разделенными контурами вентиляции ротора и статора. Это позволяет одновременно улучшить тепловое состояние обмотки и сердечника статора и снизить затраты мощности на циркуляцию охлаждающего воздуха.

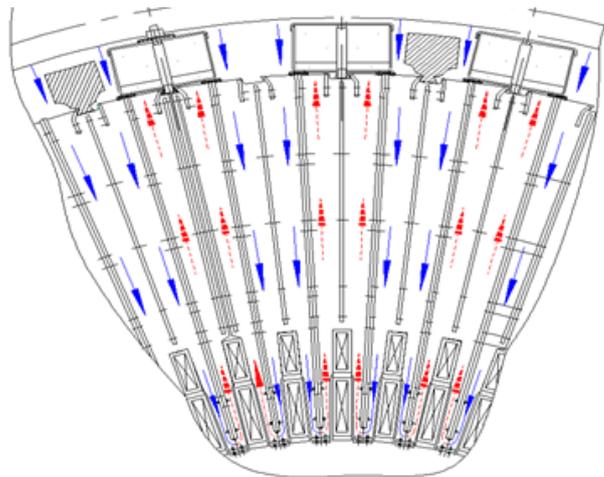


Рис. 3. Схема вентиляции сердечника статора с U-образными каналами

Fig. 3. Ventilation scheme of the stator core with U-shaped channels

Удельные затраты мощности на вентиляцию

В генераторах с полным воздушным охлаждением около половины всех потерь в машине приходится на механические (вентиляционные) потери в вентиляторах контура охлаждения статора и затраты мощности на прокачку воздуха в охлаждающих каналах обмотки ротора. Поэтому снижение указанных потерь представляется задачей крайне актуальной и является одним из действенных способов повышения КПД турбогенератора.

В ВНКО турбогенераторов с полным воздушным охлаждением производства завода «Электросила» напорными элементами в системе охлаждения, обеспечивающими циркуляцию охлаждающего воздуха, являются центробежные вентиляторы в контуре охлаждения статора и вентиляционные радиальные каналы в обмотке ротора, движение воздуха в которых происходит по самонапорной схеме только за счет различных радиусов вращения при входе в каналы и выходе из них.

В НМС напорными элементами системы охлаждения являются осевые вентиляторы, нагнетающие весь расход охлаждающего воздуха (статора и ротора) в активную зону генератора и вентиляционные радиальные каналы в обмотке ротора, движение воздуха в которых происходит за счет не только центробежного давления каналов ротора, но и давления, развиваемого осевыми вентиляторами, которые установлены последовательно с ротором.

Далее будет исследоваться в том числе и энергетическая эффективность работы напорных элементов контура ротора и статора рассматриваемых схем вентиляции. Здесь под энергетической эффективностью будем понимать соотношение мощности, затраченной на циркуляцию охлаждающего воздуха, к отводимым этим воздухом электрическим потерям в активных частях.

Основные параметры, определяющие вентиляционные потери

Затраты мощности на циркуляцию воздуха в контуре вентиляции $N_{\text{вент}}$, а также его подогрев от вентиляционных потерь $\Delta\Theta_{\text{вент}}$ определяются следующими уравнениями:

$$N_{\text{вент}} = m \cdot h^* = V \cdot \rho \cdot h^*; \quad h^* = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1; \quad \Delta p^* = h^* \cdot \rho \cdot \eta; \quad \Delta\Theta_{\text{вент}} = h^* / c_p,$$

где m , V , ρ – массовый и объемный расходы воздуха и плотность воздуха, соответственно; h^* – удельный напор, т.е. работа, подведенная к единице массы воздуха и затрачиваемая на ее циркуляцию по контуру охлаждения; Δp^* – приращение полного давления воздуха в напорном элементе, имеющем КПД η ; u_2 , u_1 и c_{u2} , c_{u1} – окружные скорости и окружные компоненты скорости потока на выходе и на входе напорного элемента, соответственно; c_p – теплоемкость воздуха.

Подогрев воздуха $\Delta\Theta_{эл}$ в зоне охлаждаемых им активных частей, обусловленный электрическими потерями Q , определяется соотношением $\Delta\Theta_{эл} = Q / (m * c_p) = Q / (V * \rho * c_p)$.

Таким образом, из представленных соотношений, справедливых для любой схемы вентиляции, в общем случае можно сделать следующие выводы:

- снижение вентиляционных потерь возможно исключительно за счет уменьшения двух влияющих параметров: массового (объемного) расхода охлаждающего воздуха либо работы, затрачиваемой на циркуляцию единицы массы воздуха, т.е. удельного напора;
- расход воздуха обеспечивает необходимое тепловое состояние активных частей и принимается постоянной величиной для конкретной схемы вентиляции. Отсюда единственным эффективным способом снижения вентиляционных потерь являются совершенствование в аэродинамическом плане всех элементов контура вентиляции и минимизация потерь в них;
- для активных частей, охлаждение которых осуществляется по нагнетательной схеме, возникает дополнительная паразитная составляющая подогрева охлаждающей среды, связанная с механическими (вентиляционными) потерями в вентиляторе $\Delta\Theta_{вент}$, увеличивающаяся с ростом расхода и давления в контуре охлаждения;
- нагнетательная схема обладает очевидным недостатком: чтобы уменьшить подогрев воздуха от отводимых электрических потерь, нужно увеличить расход воздуха и повысить давление вентилятора, но при этом возрастает подогрев воздуха в самом вентиляторе.

Примером рационального использования конфликтующих тенденций изменения нагрева охлаждающего воздуха вентиляционными потерями и его подогрева электрическими потерями в активных частях при варьировании давления и расхода охлаждающего воздуха в современных генераторах с ВНКО является компоновка контура охлаждения ротора, что будет подробно показано далее по тексту.

К вопросу о тепловом состоянии зубцовой зоны статора

Вне зависимости от выбранной схемы вентиляции наиболее напряженной в тепловом отношении является обмотка статора, имеющая косвенное воздушное охлаждение. Эффективность охлаждения обмотки определяется интенсивностью охлаждения зубцовой зоны сердечника статора, подогреваемой собственными внутренними тепловыделениями и тепловым потоком, поступающим из обмотки статора.

Рассмотрим тепловое состояние зубца сердечника статора в НМС и ВНКО. Причем для НМС будем рассматривать две зоны – холодную, в которой воздух движется из ярма сердечника в зазор, и горячую, где этот воздух, смешавшись в зазоре с воздухом ротора, движется обратно из зазора к периферии сердечника.

При анализе теплового состояния зоны зубца для рассматриваемых схем вентиляции:

- отводимые электрические потери статора и ротора равны;
- поверхность теплоотдачи в охлаждающих каналах статора при НМС и ВНКО одинакова;
- конфигурация охлаждающих каналов горячей и холодной зон в НМС одинакова, при этом более высокий начальный подогрев охлаждающего воздуха горячей зоны частично будет компенсироваться снижением конвективного перепада температур с поверхности охлаждающих каналов благодаря более высокой скорости потока при том же проходном сечении, что обеспечивается добавлением дополнительного расхода воздуха из ротора;
- расход охлаждающего воздуха через ротор, вентиляционные и электрические потери в роторе (а значит, и соответствующие компоненты подогрева воздуха в зазоре со стороны ротора) одинаковы для обеих схем, поскольку давление воздуха, развиваемое радиальными каналами ротора, существенно преобладает над давлением осевых вентиляторов.

При этих допущениях проанализируем влияние расхода воздуха через контур охлаждения статора на тепловое состояние зубцовой зоны (средней температуры стали зубца) центральной части сердечника статора.

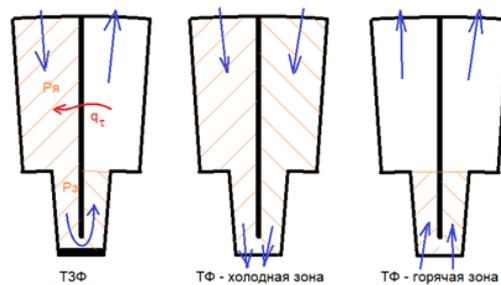


Рис. 4. Схема движения воздуха и выделяемые потери в зоне зубца: $P_{я}$ – потери в ярме; $P_{з}$ – потери в зубце; $q_{т}$ – уравнивающий тангенциальный поток

Fig. 4. Diagram of the air movement and the generated losses in the tooth area: $P_{я}$ – losses in the yoke; $P_{з}$ – losses in the tooth; $q_{т}$ – equalizing tangential flow

В указанных схемах средняя температура зубцовой зоны определяется с учетом схемы движения воздуха в зоне зубца. Расчетные схемы охлаждения зубцовой зоны представлены на рис. 4.

Расчетное количество теплоты от электрических потерь в сердечнике, определяющее соответствующий подогрев воздуха $\Delta\Theta_{эл}$, будет определяться:

- для ВНКО – потерями, выделяющимися в ярме $P_{я}$ и зубце $P_{з}$, с учетом уравнивающего теплового потока от выходной горячей к входной холодной зоне U-образного канала, о чем подробнее будет сказано далее;
- для холодной зоны НМС – отводимыми потерями по всей длине пути охлаждающего воздуха во входном радиальном канале ($P_{я}$ и $P_{з}$);
- для горячей зоны НМС – потерями только в зубцовой зоне отводящего радиального канала $P_{з}$.

С учетом описанных предпосылок ниже будут рассмотрены подробно принципиальные различия в работе сопоставляемых схем и их влияние на итоговое тепловое состояние наиболее нагруженной по теплу зубцовой зоны.

Оговорка по методам исследования

При выполнении настоящей работы авторами были использованы как расчетные методы исследования, базирующиеся на теоретическом описании рабочих процессов в системе охлаждения турбогенераторов, так и обобщение доступных опытных данных по турбогенераторам завода «Электросила» различной мощности и с разными схемами охлаждения, накопленных в результате многочисленных испытаний в испытательном центре завода. Как будет показано ниже, результаты, полученные по обеим описанным методикам, хорошо согласуются друг с другом и демонстрируют тем самым корректность принятых исходных допущений и разработанных расчетных схем.

Результаты работы

Контур охлаждения ротора: особенности компоновок НМС и ВНКО и их энергетическая эффективность

Итак, сопоставлению подлежит эффективность двух типовых схем охлаждения ротора: НМС и ВНКО. Рассматривается вопрос: какая из двух схем обладает большей энергетической эффективностью, т.е. требует меньших затрат мощности на вентиляцию для обеспечения заданного допустимого значения температуры обмотки возбуждения ротора.

НМС, в отличие от ВНКО, содержит два последовательно установленных напорных элемента в контуре охлаждения ротора – осевой вентилятор, пропускающий через себя воздух обоих контуров охлаждения (статора и ротора), а также сам ротор с радиальными вентиляционными

каналами в обмотке возбуждения. По затратам мощности на охлаждение ротора НМС претендует быть более энергозатратной за счет последовательной установки двух указанных источников давления. В действительности ситуация с распределением вентиляционных потерь в напорных элементах контура ротора НМС и ВНКО выглядит несколько сложнее, и, чтобы разобраться в этом, необходим детальный анализ взаимодействия всех последовательно установленных элементов контуров вентиляции, включая неподвижные элементы входных воздухоподводящих участков.

Схематично процессы подвода работы напорными элементами и преобразования статического давления p и динамического давления $p_d = \rho * c^2 / 2$ в напорных и неподвижных элементах вентиляционных узлов НМС и ВНКО представлены на рис. 5. При этом, анализируя далее преобразования динамического давления потока (или кинетической энергии) в статическое и обратно, будем пренебрегать изменением расходной компоненты скорости воздуха, так как она меняется незначительно в сравнении с окружной, а также не будем учитывать наличие незначительных потерь в элементах конструкции генератора, которые в действительности всегда присутствуют в любой схеме вентиляции. Таким образом, будем считать в первом приближении, что для неподвижных элементов контура полное давление $p^* = p + \rho * c^2 / 2$ сохраняется и на изменение составляющих p и $\rho * c^2 / 2$ оказывает влияние исключительно окружная компонента c_u .

По оси абсцисс графика нанесены последовательно расположенные элементы, входящие в состав вентиляционных узлов контура охлаждения ротора НМС и ВНКО. Первым элементом по ходу движения потока является осевой вентилятор (ОВ) для схемы ТФ и неподвижный направляющий аппарат (ННА) для схемы ТЗФ (на рис. 5 обозначен как ТЗФННА). Здесь стоит отметить, что в первых версиях генераторов типа ТЗФ ННА не устанавливался (обозначен как ТЗФ на рис. 5), поток воздуха подавался к ротору по осесимметричному радиальному каналу без лопаток в нем.

Таким образом, в НМС с ОВ к проходящему через него воздуху подводится удельный напор h^* , при этом повышается полная температура воздуха, увеличиваются закрутка потока c_u , а также статическое давление p . В ВНКО, вне зависимости от наличия или отсутствия вращающегося направляющего аппарата (ВНА), подвода работы к воздуху на этом участке его пути не происходит: $h^* = 0$.

При этом в классической ВНКО без ННА поток воздуха движется свободно по осесимметричному подводящему каналу между двумя радиальными щитами. Его изначально нулевая закрутка и начальное статическое давление в этом случае не меняются. Но в ВНКО с ННА происходит закрутка потока в сторону вращения ротора под воздействием неподвижных лопаток ННА, при этом при оговоренном условии сохранения полного давления $p^* = p + \rho * c^2 / 2$ статическое давление неизбежно падает вместе с ростом динамического, связанным с увеличением окружной компоненты скорости воздуха c_u .

Далее происходит перемещение воздуха с радиуса установки ОВ на радиус входа в подбандажное пространство ротора, он же – радиус установки ВНА в ВНКО. Во всех трех вариантах этот участок является свободным от каких-либо вращающихся или неподвижных лопаточных аппаратов, поэтому на нем действует закон сохранения начальной циркуляции потока воздуха:

$$c_u * u = c_u * (\omega * R) = \text{const},$$

где u – окружная скорость воздуха на радиусе R при угловой скорости вращения ротора ω .

Единственным конструктивным отличием является то, что в НМС поток воздуха преодолевает при этом свободное пространство камеры лобовых частей обмотки статора от выхода ОВ до входа в подбандажное пространство ротора, а в ВНКО он движется по явно выраженному подводящему каналу, образованному внутренней и наружной стенками, что не будет оказывать

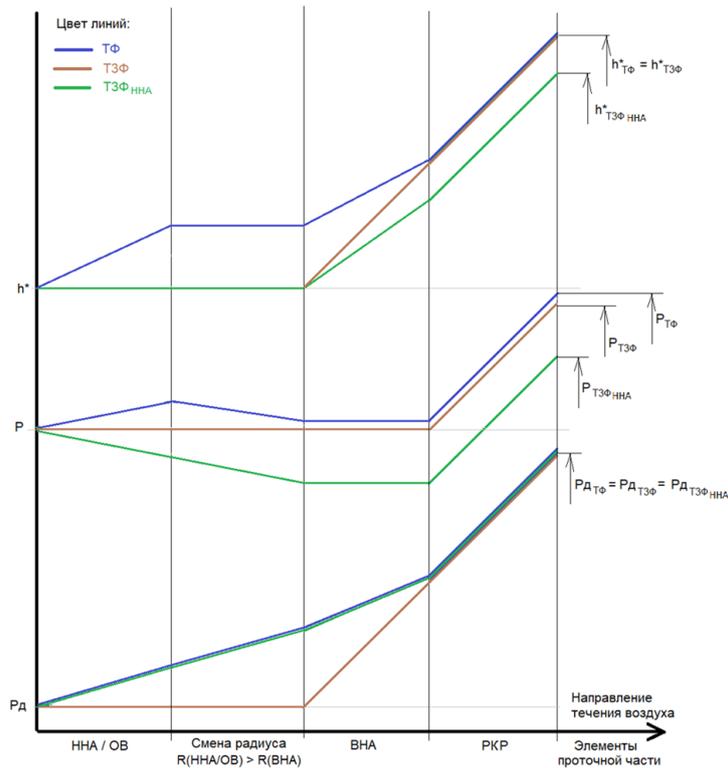


Рис. 5. Подвод работы и изменение статического и динамического давления в элементах вентиляционных узлов схем ТФ и ТЗФ: h^* – подводимая механическая работа; p – статическое давление воздуха; $p_d = \rho * c^2 / 2$ – динамическое давление воздуха; ННА – неподвижный направляющий аппарат; ОВ – осевой вентилятор; ВНА – вращающийся направляющий аппарат; РКР – радиальные каналы ротора

Fig. 5. Supply of work and changes in static and dynamic pressure in the elements of the ventilation units of the TF and T3F circuits: h^* – supplied mechanical work; p – static air pressure; $p_d = \rho * c^2 / 2$ – dynamic air pressure; ННА (NNA) – fixed guiding device; ОВ (OV) – axial fan; ВНА (VNA) – rotating guiding device; РКР (RKR) – radial channels of the rotor

значимого влияния на закон изменения окружной скорости потока по радиусу. Однако движение через пространство камеры лобовых частей может служить причиной дополнительных потерь внезапного расширения потока воздуха после вентилятора и внезапного его сужения при входе в подбандажное пространство ротора, что может способствовать некоторому снижению эффективности НМС.

С учетом вышеизложенных предпосылок в классической ВНКО без ННА все еще незакрученный поток воздуха продолжает свободно двигаться без какого-либо воздействия на него по осесимметричному подводящему каналу, переходя с большего радиуса на меньший, к сечению входа в подбандажное пространство ротора, при этом не меняя изначально нулевой закрутки и сохраняя значения статического и динамического давления.

В ВНКО с ННА и в НМС поток воздуха, переходящий с большего радиуса на меньший и имеющий при этом ненулевую начальную компоненту окружной скорости, разгоняется до большего значения c_u , и, соответственно, динамическое давление при этом повышается, а статическое падает с сохранением полного давления потока.

Далее по ходу движения потока во всех трех схемах следует ВНА, роль которого в НМС исполняют обычно входные участки подпазовых каналов ротора, что не изменяет роль данного элемента – дозакручивание потока до окружной скорости ротора при входе в подпазовые каналы. И как показывают проведенные расчеты, как подпазовые каналы, так и традиционно

используемый ВНА (являющийся одновременно конструктивным элементом для закрепления центробежного вентилятора контура охлаждения статора), не обладая аэродинамически совершенной формой, обеспечивают исключительно дозакрутку потока до скорости ротора, но не способствуют повышению статического давления воздуха. Поэтому изменение статического давления в данном элементе во всех рассматриваемых вариантах отсутствует, а динамическое давление на выходе из ВНА у всех вариантов становится одинаковым и определяется окружной скоростью потока на среднем радиусе входа в подбандажное пространство ротора. Сказанное означает, что, как бы ни был закручен поток до этого момента предшествующими элементами контура, имея здесь любое произвольное значение циркуляции потока $c_u^* u$, итоговая закрутка на выходе из него будет определяться квадратом окружной скорости на радиусе подпазового канала $u_{\text{пк}}^2$. Также важным обстоятельством является то, что в НМС на участке между ОВ и ВНА (подпазовыми каналами в данном случае) закрутка потока какими-либо вращающимися или неподвижными элементами не осуществлялась, его циркуляция $c_u^* u$ оставалась неизменной. То есть итоговое приращение закрутки потока в НМС и ВНКО без ННА, а значит, и суммарный напор h^* этих элементов будут одинаковы. Таким образом, последовательная работа осевого вентилятора и ВНА никак не отразилась на подводимой к воздуху работе.

Далее во всех трех вариантах воздух проходит в подпазовые каналы и прокачивается через РКР (рис. 5), являющиеся основным напорным элементом в данной цепи. Здесь повышается температура воздуха, а также происходит одновременное повышение окружной скорости и статического давления. Во всех трех рассматриваемых схемах прирост указанных параметров потока будет одинаков. Таким образом, эффективность той или иной схемы определяется именно взаимодействием предшествующих рассмотренных выше элементов.

С учетом всего вышесказанного применительно к контуру охлаждения ротора можно подытожить следующие закономерности:

- удельный напор, затраченный на циркуляцию единицы массы воздуха в НМС и ВНКО без ННА, будет одинаков;
- прирост статического давления в НМС оказывается не столь значительным, несмотря на гораздо большую эффективность ОВ, повышающего и давление, и скорость, в сравнении с ВНА, только лишь ускоряющим поток;
- при несколько большем давлении напорных элементов в НМС уровень потерь в данной схеме также будет выше, что в итоге даст примерно то же значение расхода и те же затраты мощности, как и в базовой ВНКО без ННА;
- единственной схемой, обеспечивающей снижение вентиляционных потерь, является ВНКО с ННА;
- переходя к температуре активных частей ротора, т.е. обмотки возбуждения, можно отметить, что влияние на нее будут оказывать два слагаемых: подогрев воздуха от вентиляционных потерь $\Delta\Theta_{\text{вент}}$, пропорциональный напору h^* , и подогрев воздуха от электрических потерь $\Delta\Theta_{\text{эл}}$, обратно пропорциональный расходу, а значит, и тому же напору h^* . Именно нахождением разумного компромисса между этими противоположно направленными эффектами и обеспечивается высокая эффективность современной ВНКО, включающей ННА и ВНА в контуре вентиляции ротора. Подробно данный вопрос рассмотрен в [16]. Представим основные результаты расчетного исследования на рис. 6. По горизонтальной оси здесь отложена безразмерная окружная скорость воздушного потока во входном сечении ВНА, формируемая предшествующим ННА: $k = c_{u1} / u_1$.

Выполненные расчеты показывают, что для характерных рабочих значений окружной скорости ротора, тепловыделений в обмотке и расхода воздуха на охлаждение ротора одновременное возрастание $\Delta\Theta_{\text{эл}}$ и падение $\Delta\Theta_{\text{вент}}$ подчиняются следующей закономерности: их сумма $\Delta\Theta_{\text{м}} = \Delta\Theta_{\text{эл}} + \Delta\Theta_{\text{вент}}$, которая как раз и определяет подогрев обмотки относительно охлаждающего

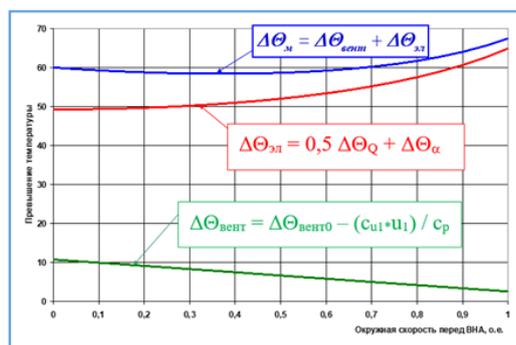


Рис. 6. Превышения температуры в зависимости от окружной скорости перед ВНА

Fig. 6. Temperature rise depending on the circumferential velocity in front of the rotating guide device

воздуха, вначале несколько снижается и только затем начинает расти. Данное поведение результирующей зависимости $\Delta\Theta_M$ позволяет отметить на ней следующие точки, имеющие важное значение для практического применения:

- $k \approx 0,35$ – в этом случае закрутка воздуха на входе в ВНА обеспечивает минимально возможную температуру обмотки при одновременном уменьшении затрат мощности на вентиляцию относительно базового варианта ($k = 0$);
- $k \approx 0,7$ – здесь закрутка воздуха на входе в ВНА обеспечит ту же температуру обмотки, как у базового варианта без начальной закрутки ($k = 0$), но с ощутимым снижением затрат мощности на 20–30% относительно базового варианта с $k = 0$.

На практике обычно больший интерес представляет второй вариант, дающий снижение вентиляционных потерь около 25% при сохранении исходного теплового состояния обмотки ротора.

Представленные на рис. 6 результаты расчета полностью согласуются с результатами натурных испытаний, представленных на рис. 7.

Из представленного рисунка видно, что:

- начальное значение температуры обмотки при нулевой мощности (квадрате тока ротора), связанное исключительно с вентиляционным подогревом, т.е. как раз удельными потерями на вентиляцию, заметно меньше у схемы с ННА;
- угол наклона зависимости $\Delta\Theta_M$ от квадрата тока ротора больше у схемы с ННА, что связано с меньшим расходом охлаждающего воздуха через ротор;
- на номинальном режиме работы за счет встречного действия обоих отмеченных эффектов схема с ННА обеспечивает то же тепловое состояние, что и у варианта исходной конструкции без ННА.

Оценка теплового состояния зубцовой зоны статора

Если говорить о составляющих превышения температуры зубца над температурой охлаждающего воздуха, выходящего из воздухоохладителя, то для перечисленных выше схем охлаждения зубцовой зоны, представленных на рис. 6, можно выделить следующие компоненты:

1. Перепад температуры по толщине пакета $\Delta\Theta_\lambda$, одинаковый для всех сравниваемых схем, не зависящий от расхода или скорости охлаждающего воздуха, а определяемый исключительно геометрическими размерами зубца, его теплопроводностью и отводимыми потерями.

2. Конвективный перепад температуры с охлаждаемой поверхности пакета $\Delta\Theta_\alpha$, обратно пропорциональный коэффициенту теплоотдачи α , который, в свою очередь, при развитом турбулентном режиме течения пропорционален скорости потока в степени 0,8.

3. Подогрев воздуха в зубцовой зоне $\Delta\Theta_{эл}$, определяющийся отводимыми потерями P в активных частях по пути следования воздуха через зубцовую зону и расходом воздуха V : $\Delta\Theta_{эл} = P / (\rho * V * c_p)$.

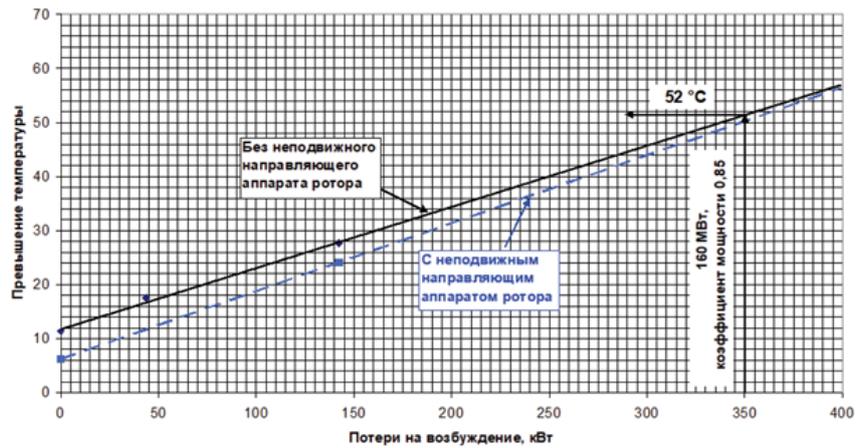


Рис. 7. Результаты испытаний турбогенераторов с ННА и без него
 Fig. 7. Test results of turbogenerators with and without fixed guiding device

Сопоставим компоненты подогрева воздуха для рассматриваемых схем вентиляции:

- для ВНКО: $\Delta\Theta_{\text{ТЗФэл}} = (P_{\text{я}} + P_{\text{з}} + q_{\text{т}}) / (\rho * V * c_p)$;
- в холодной зоне НМС: $\Delta\Theta_{\text{ТФхз.эл}} = (P_{\text{я}} + 0,5 * P_{\text{з}}) / (\rho * V_{\text{хз}} * c_p)$;
- в горячей зоне НМС: $\Delta\Theta_{\text{ТФгз.эл}} = 0,5 * P_{\text{з}} / (\rho * V_{\text{гз}} * c_p)$,

где $V_{\text{хз}}$ и $V_{\text{гз}}$ – расходы воздуха в каналах холодной и горячей зоны НМС. Здесь следует уточнить, что данные расходы существенно отличаются, так как к расходу холодной зоны $V_{\text{хз}}$ в горячей зоне добавляется расход, пришедший в зазор из охлаждающих каналов ротора V_p : $V_{\text{гз}} = V_{\text{хз}} + V_p$.

Причем суммарный подогрев охлаждающего воздуха в горячей зоне тепловыделениями в сердечнике статора в НМС, если его условно просуммировать по обеим зонам, должен составлять:

$$\Delta\Theta_{\text{ТФхз.эл}} + \Delta\Theta_{\text{ТФгз.эл}} = (P_{\text{я}} + 0,5 * P_{\text{з}}) / (\rho * V_{\text{хз}} * c_p) + 0,5 * P_{\text{з}} / (\rho * V_{\text{гз}} * c_p),$$

что, как следует из формулы, должно быть меньше, чем подогрев воздуха в ВНКО, сразу по двум причинам:

- 1) расход воздуха $V_{\text{гз}}$ в горячих (выходных) отсеках статора должен быть выше, чем расход $V_{\text{хз}}$ во входных холодных отсеках, соизмеримый с расходом ВНКО, за счет подмеса расхода из контура ротора V_p : $V_{\text{гз}} = V_{\text{хз}} + V_p$;
- 2) на подогрев воздуха в НМС не оказывает дополнительного негативного влияния паразитный тепловой поток $q_{\text{т}}$, свойственный только ВНКО.

Тем не менее оба этих обстоятельства, как будет показано ниже, неспособны обеспечить в итоге должную эффективность НМС из-за ее существенного проигрыша перед ВНКО по другим составляющим превышения температуры.

4. Начальный подогрев охлаждающего воздуха $\Delta\Theta_0$ относительно температуры на выходе из охладителя. Данная составляющая превышения температуры зубца над холодным воздухом охладителя различается в приведенных схемах вентиляции наиболее существенно и требует подробного рассмотрения.

4.1. ВНКО. В данной схеме удается избежать начального подогрева, воздух сразу после охладителя поступает непосредственно в охлаждающие каналы сердечника статора, поэтому $\Delta\Theta_0 = 0$. Это является наиважнейшей отличительной особенностью данной схемы, обеспечивающей ее преимущество по тепловому состоянию зубцовой зоны над схемами-конкурентами.

4.2. НМС, холодная (входная) зона. Здесь на начальный подогрев охлаждающего воздуха оказывают влияние сразу два фактора:

1) Имеет место начальный подогрев охлаждающего воздуха в вентиляторе контура статора, свойственный любой нагнетательной схеме: $\Delta\Theta_{\text{вент}} = h^* / c_p = \Delta p^* / (\rho^* c_p^* \eta)$. КПД вентилятора η в НМС обычно имеет относительно небольшие значения из-за используемой компоновки узла вентилятора, не имеющего в своем составе отводящий диффузор за вентилятором. В этом случае скоростной поток воздуха выбрасывается непосредственно в камеру лобовых частей обмотки статора, что неизбежно приводит к потерям давления воздуха при его внезапном расширении. Данное обстоятельство способствует дополнительному росту $\Delta\Theta_{\text{вент}}$ даже при умеренном значении напора вентилятора. Также здесь важно отметить, что данная компонента при прочих равных будет изменяться пропорционально второй степени расхода воздуха через вентилятор V в соответствии с законом изменения перепада давления Δp^* , необходимого для циркуляции расхода V по контуру охлаждения статора, и имеющим квадратичную зависимость от расхода: $\Delta\Theta_{\text{вент}} \sim \Delta p^* \sim V^2$.

2) Появляется добавочная компонента начального подогрева воздуха холодной зоны, обусловленная его проходом после вентилятора через камеру лобовых частей обмотки статора, где воздух поглощает часть электромагнитных тепловыделений, выделяющихся в лобовых частях обмотки статора, в конструктивных элементах торцевой зоны сердечника и корпуса статора, нагреваясь при этом на некоторое значение $\Delta\Theta_{\text{0эл}}$, вносящее свой негативный вклад в эффективность данной схемы. При этом, как и подогрев воздуха от электрических потерь в сердечнике статора, указанный начальный подогрев воздуха будет изменяться при прочих равных обратно пропорционально расходу воздуха: $\Delta\Theta_{\text{0эл}} \sim 1 / V$.

Таким образом, для холодной зоны НМС начальный подогрев воздуха представляет собой сумму вентиляционного подогрева и подогрева от электрических потерь в зоне лобовых частей обмотки: $\Delta\Theta_0 = \Delta\Theta_{\text{вент}} + \Delta\Theta_{\text{0эл}}$. Соответственно, складывается двойственная взаимосвязь начального подогрева охлаждающего воздуха с его расходом: повышение расхода воздуха ведет, с одной стороны, к росту его нагрева в вентиляторе, но с другой – к снижению его начального подогрева тепловыделениями от электрических потерь в зоне лобовых частей. При этом влияние вентиляционного подогрева более выражено, поскольку зависимость квадратичная.

4.3. НМС, горячая (выходная) зона. Здесь начальный подогрев формируется как результат смешения двух воздушных потоков, поступающих в зазор: поток из холодных (входных) отсеков статора и поток охлаждения ротора, каждый из которых имеет при входе в зазор свой расход и температуру. Их соотношения и определяют параметры воздушной смеси в зазоре, поступающей затем в вентиляционные каналы горячей зоны статора.

Подогрев воздуха в зазоре над температурой холодного воздуха за охладителем после смешения потоков статора и ротора определяется соотношением:

$$\Delta\Theta_3 = \frac{\Delta\Theta_{\text{хз}} * V_{\text{хз}} + \Delta\Theta_{\text{р}} * V_{\text{р}}}{V_{\text{хз}} + V_{\text{р}}} = \frac{(\Delta\Theta_{\text{ТФхз.эл}} + \Delta\Theta_{\text{вент}} + \Delta\Theta_{\text{0эл}}) * V_{\text{хз}} + (\Delta\Theta_{\text{р.вент}} + \Delta\Theta_{\text{р.эл}}) * V_{\text{р}}}{V_{\text{хз}} + V_{\text{р}}},$$

где индексом «р» отмечены компоненты подогрева воздуха в роторе и расход через ротор, а индексом «хз» – «холодная» зона.

На практике получается, что из входящих в данную формулу составляющих начального подогрева охлаждающего воздуха для горячей зоны сердечника статора основную негативную роль оказывают компоненты подогрева роторного потока, в то время как воздух, поступающий в зазор из холодных зон статора, использование данной схемы охлаждения столь существенно не ограничивает. Отмеченное обстоятельство объясняется крайне высоким значением вентиляционного подогрева воздуха $\Delta\Theta_{\text{р.вент}}$ при его проходе через напорные элементы ротора, подвод

работы в которых был подробно разобран выше. Действительно, если вернуться к приведенной в начале настоящей статьи формуле напора, то применительно к ротору будем иметь:

$$h^* = c_{u2} * u_2 - c_{u1} * u_1 = u_2^2,$$

что при характерных размерах роторов и соответствующих им значениях окружной скорости u_2 на периферии ротора на уровне 160...190 м/с будет давать вентиляционный подогрев воздуха порядка 30°C, что соизмеримо с нагревом воздуха электрическими потерями в обмотке ротора. Таким образом, «цена» воздуха, охлаждающего обмотку ротора, крайне высока, затраты на вентиляцию практически удваивают потери в роторе.

Сказанное подтверждает гистограмма на рис. 8, где представлены удельные вентиляционные потери в статоре и роторе турбогенераторов с воздушным охлаждением серий ТФ и ТЗФ различной активной мощности, т.е. отношение вентиляционных потерь на циркуляцию воздуха в контурах охлаждения статора и ротора к электрическим потерям в активных частях статора и ротора. Также нужно отметить, что расчет выполнен для схем ТФ и ТЗФ без установки ННА.

Из представленных графиков видно, что:

- удельные затраты мощности на охлаждения ротора составляют в среднем 100...120% от отводимых электрических потерь, т.е. даже превышают их. При этом установка ННА позволила бы, безусловно, заметно снизить вентиляционные потери в роторе, сделав их несколько меньше электрических потерь, но и в этом случае они оставались бы соизмеримы с последними;
- удельные затраты мощности на охлаждение статора составляют в среднем лишь 30...40% от электрических потерь в активных частях сердечника, что в 3 раза ниже, чем в роторе.

Отсюда вытекают следующие принципиально важные выводы:

- воздух, выходящий из каналов ротора в зазор, является уже полностью «отработанным», он не способен обеспечить сколь-либо значимое охлаждение активных частей сердечника в горячих отсеках. Его выпуск через сердечник из зазора на периферию — это в первую очередь вынужденная мера, ограничение, существенный недостаток данной схемы вентиляции, но не полезное использование дополнительного располагаемого расхода. При этом, так как охлаждающий воздух, проходя по подпазовому каналу от торца ротора к его середине значительное расстояние, прогревается по пути следования стенками подпазового канала и в середине зазора имеет максимальную температуру, это обстоятельство дополнительно усугубляет тепловое состояние сердечника именно в середине машины;
- единственным разумным механизмом снижения температуры зубцовой зоны в горячих отсеках сердечника статора является повышение расхода воздуха именно через контур вентиляции статора, так как именно это решение позволяет снизить итоговую температуру смеси потоков в зазоре, но при этом оно частично нивелируется возрастающим вентиляционным подогревом воздуха в контуре статора, что было отмечено выше в п. 4.2, причем с некоторого момента дальнейшее повышение расхода перестанет давать значимый эффект и, более того, далее может привести к росту температуры из-за стремительно растущего вентиляционного подогрева, пропорционального квадрату расхода: $\Delta\Theta_{\text{вент}} \sim \Delta p^* \sim V^2$. Таким образом, и этот единственный путь для НМС имеет свои ограничения.

Отмеченные недостатки НМС определяют эффективный диапазон ее применимости. Будучи конструктивно более простой, она широко используется в турбогенераторах производства завода «Электросила» в диапазоне мощностей до 80...110 МВт. Но при более высоких значениях мощности переход к современной схеме ТЗФ с установкой ННА в контуре охлаждения ротора становится крайне предпочтительным, если не безальтернативным. Разумеется, расширение диапазона применения НМС при использовании ряда технических приемов возможно, многие из известных производителей оборудования идут именно по этому пути ради упрощения

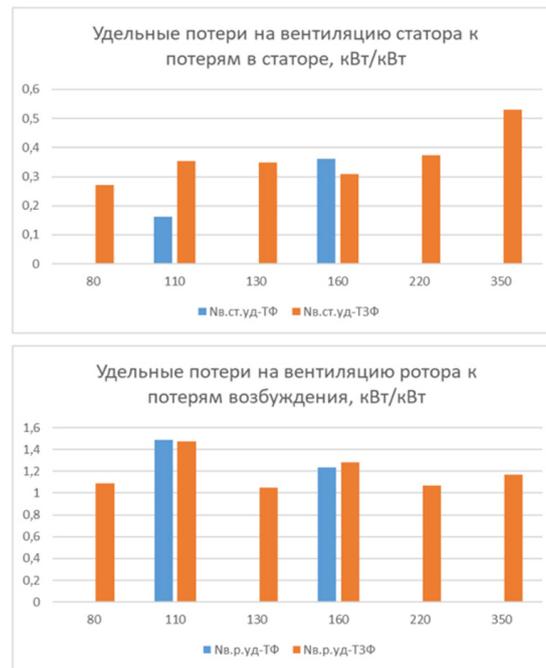


Рис. 8. Удельные потери на охлаждение статора $N_{в.ст.уд}$ (вверху) и ротора $N_{в.р.уд}$ (внизу) для схем ТФ (синий цвет) и ТЗФ (оранжевый цвет), отнесенные к их электрическим потерям, соответственно

Fig. 8. Specific cooling losses of the stator $N_{в.ст.уд}$ (top) and rotor $N_{в.р.уд}$ (bottom) for TF (blue) and T3F (orange) circuits, related to their electrical losses, respectively

конструкции. Но ничего не достается «бесплатно». Для обеспечения работоспособности НМС приходится усложнять конструкцию статора, устанавливая дополнительные промежуточные охладители в контуре охлаждения, либо выполнять горячие зоны сердечника более «рыхлыми», изменяя для них соотношение толщины пакетов стали и ширины воздушного зазора в пользу последнего, что приводит к увеличению размеров активной части сердечника. Кроме того, ради упрощения схемы, сокращения числа ходов воздуха в щитах приходится идти на увеличение расхода охлаждающего воздуха в контуре охлаждения статора, а также на снижение удельных нагрузок на активные части. В качестве примера на рис. 9 приведено сравнение некоторых удельных характеристик для турбогенераторов серий ТФ и ТЗФ различной мощности: удельного расхода воздуха на один мегаватт номинальной мощности и удельной номинальной мощности на единицу объема сердечника статора. Из представленного сравнения следует, что переход к менее эффективной схеме ТФ вынуждает конструктора идти на повышение расхода охлаждающего воздуха в контуре охлаждения статора и вместе с тем снижать удельную мощность на единицу объема активных частей сердечника, а значит, увеличивать габариты и массу активных частей машины.

Все рассмотренные выше компоненты подогрева, формирующие температуру зубца сердечника статора в НМС и ВНКО, для наглядности сведены в табл. 2. Следует отметить, что негативное влияние на начальный подогрев охлаждающего воздуха от паразитного перетока тепла q_r в ВНКО оказывается всегда существенно меньше, чем суммарный подогрев воздуха при входе в горячую зону сердечника, обусловленный нагревом воздуха в вентиляторах, лобовых частях обмотки статора и конструктивных элементах статора, а главным образом — в роторе при использовании НМС.

Таблица 2

**Компоненты превышения температуры зубца
над температурой охлаждающего воздуха в НМС и ВНКО**

Table 2

**Components of the excess of the temperature of the tooth above the temperature
of the cooling air in the schemes of multi-chamber forward-flow cooling scheme
and independent cooling circuits for the rotor and stator**

Схема	ВНКО (ТЗФ)	НМС (ТФ) – холодная	НМС (ТФ) – горячая
Начальный подогрев			
В вентиляторе	Отсутствует	$\Delta\Theta_{\text{вент}} = h^* / c_p =$ $= \Delta p^* / (\rho * c_p * \eta) \sim V^2$	$\Delta\Theta_{\text{вент}} = h^* / c_p =$ $= \Delta p^* / (\rho * c_p * \eta) \sim V^2$ через зазор
Начальный электропотерями	Отсутствует	$\Delta\Theta_{\text{0эл}} \sim 1 / V$	$\Delta\Theta_{\text{0эл}} \sim 1 / V$ через зазор
В зазоре	Отсутствует	Отсутствует	$\Delta\Theta_z =$ $= \frac{\Delta\Theta_{\text{хз}} * V_{\text{хз}} + \Delta\Theta_{\text{р}} * V_{\text{р}}}{V_{\text{хз}} + V_{\text{р}}}$
Подогрев электропотерями в сердечнике			
Суммарный подогрев	$\Delta\Theta_{\text{ТЗФэл}} =$ $= (P_{\text{я}} + P_{\text{з}} + q_{\text{т}}) / (\rho * V * c_p)$	$\Delta\Theta_{\text{ТФхз.эл}} =$ $= (P_{\text{я}} + 0,5 * P_{\text{з}}) / \rho * V_{\text{хз}} * c_p)$	$\Delta\Theta_{\text{ТФгз.эл}} =$ $= 0,5 * P_{\text{з}} / (\rho * V_{\text{гз}} * c_p)$
Паразитный переток	$q_{\text{т}}$	Отсутствует	Отсутствует
Составляющие теплопередачи			
Конвективный перепад	$\Delta\Theta_{\alpha(\text{ТЗФ})}$	$\Delta\Theta_{\alpha} > \Delta\Theta_{\alpha(\text{ТЗФ})}$ – скорость ниже	$\Delta\Theta_{\alpha} < \Delta\Theta_{\alpha(\text{ТЗФ})}$ – скорость выше
поперек пакета	$\Delta\Theta_{\lambda}$ – одинаков для всех вариантов		

Обсуждение

Сравнение характеристик и технико-экономических показателей турбогенераторов с НМС и ВНКО

Представленные ниже на рис. 9–12 зависимости на примере серий ТФ и ТЗФ завода «Электросила» подтверждают полученные в настоящем исследовании закономерности:

- машинная постоянная Арнольда, характеризующая удельные габариты машины на ее единичную мощность, выше для турбогенераторов серии ТФ, что полностью согласуется с ранее представленным графиком на рис. 9, где сопоставлялась близкая по смыслу обратная величина для серий ТФ и ТЗФ – удельная активная мощность на единицу объема сердечника статора;
- удельный вес одного мегавольт-ампера полной мощности для турбогенераторов серии ТФ оказывается заметно выше, нежели чем у ТЗФ, что также согласуется с ранее представленными результатами на рис. 9 с обратной величиной – удельной активной мощностью на единицу объема сердечника статора;
- наконец, КПД турбогенераторов серий ТФ и ТЗФ, как результат итогового влияния всех отмеченных закономерностей, демонстрирует однозначное превосходство серии ТЗФ, что

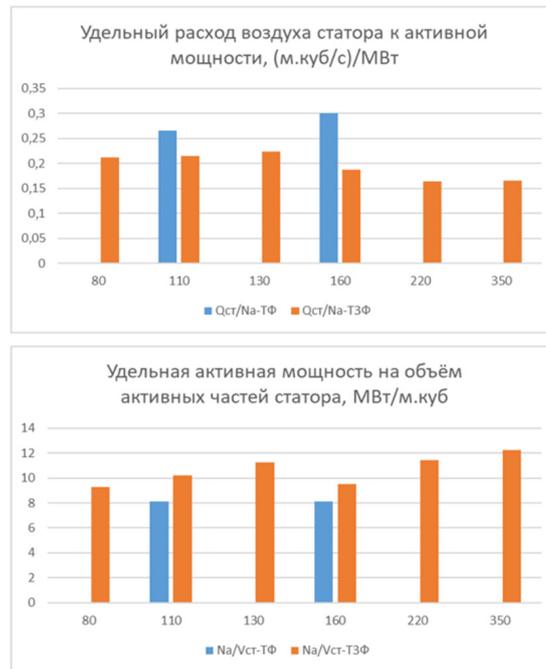


Рис. 9. Удельный расход воздуха на охлаждение сердечника статора единичной активной мощности $Q_{ст}/N_a$, (м³/с)/МВт (вверху) и удельная активная мощность к единичному объёму сердечника статора $N_a/V_{ст}$ (внизу) для схем ТФ (синий цвет) и ТЗФ (оранжевый цвет), соответственно

Fig. 9. Specific air flow for cooling the stator core of a single active power $Q_{ст}/N_a$, (m³/s)/MW (top) and specific active power to the unit volume of the stator core $N_a/V_{ст}$ (bottom) for TF (blue) and T3F (orange) circuits, respectively

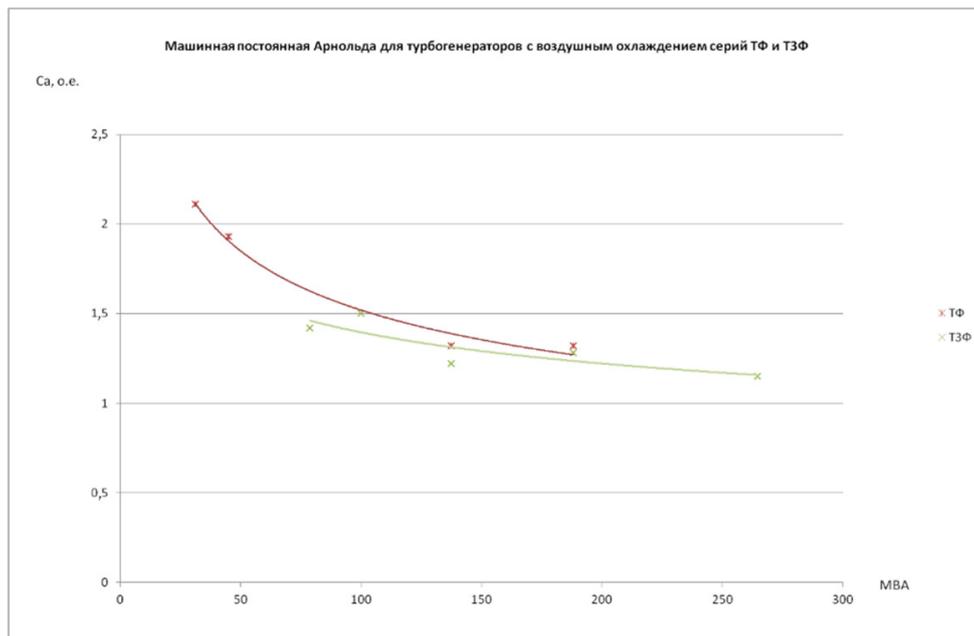


Рис. 10. Машинная постоянная Арнольда для турбогенераторов с воздушным охлаждением серий ТФ и ТЗФ

Fig. 10. Arnold's machine constant for air-cooled turbogenerators of the TF and T3F series

определяется, при прочих равных, в том числе и меньшим удельным расходом воздуха, потребным для охлаждения сердечника статора единичной активной мощности (рис. 9);

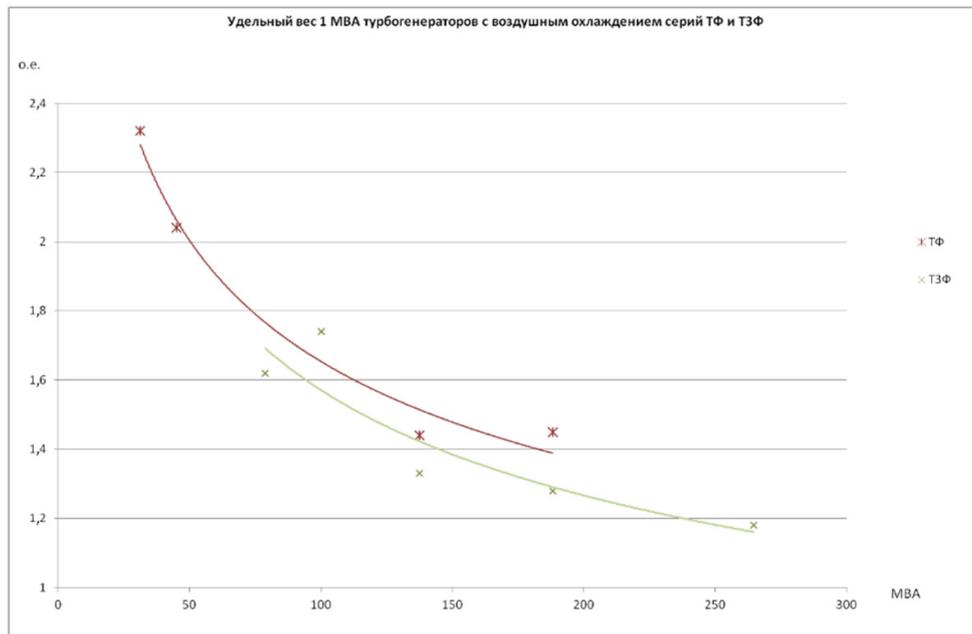


Рис. 11. Удельный вес 1 МВА турбогенераторов с воздушным охлаждением серий ТФ и ТЗФ
 Fig. 11. The specific mass of 1 MVA of air-cooled turbogenerators of the TF and T3F series

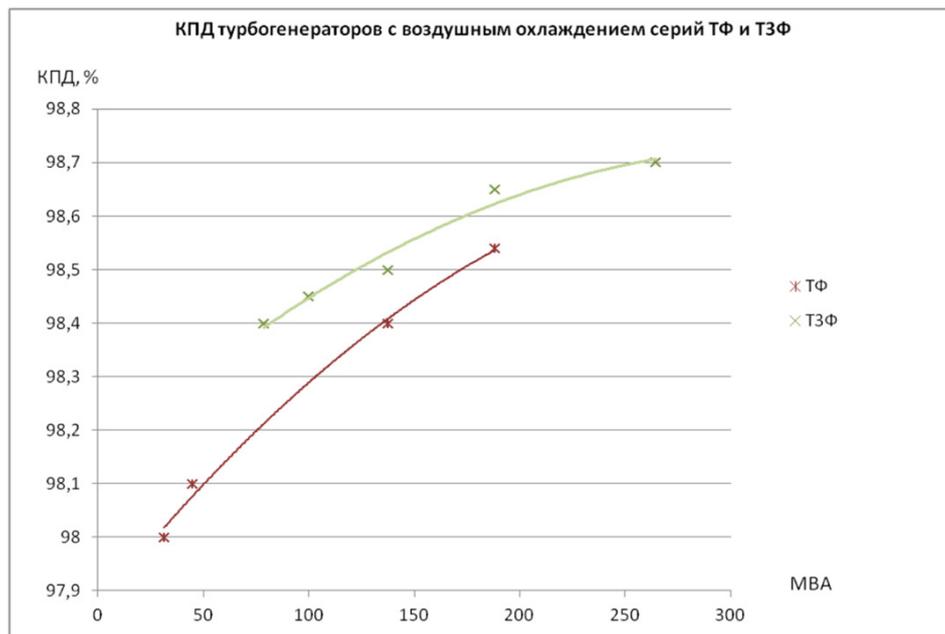


Рис. 12. Коэффициент полезного действия турбогенераторов с воздушным охлаждением серий ТФ и ТЗФ
 Fig. 12. Efficiency of air-cooled turbogenerators of the TF and T3F series

- существенный эффект в снижение вентиляционных потерь с сохранением исходного теплового состояния вносит совместное введение ВНА и ННА в контур охлаждения ротора схемы ТЗФ (рис. 6, 7). В качестве примера можно привести данные результатов испытаний турбогенератора ТЗФ-160, где впервые была отработана конструкция с установкой ННА. Испытания подтвердили снижение вентиляционных потерь в контуре ротора порядка 100 кВт, что в переводе

на номинальную мощность турбогенератора 160 МВт обеспечило прирост КПД на 0,063%, что является существенным достижением (борьба за КПД изначально весьма эффективных мощных турбогенераторов идет обычно во втором знаке после запятой).

Заключение

В настоящей работе представлена оценка эффективности систем воздушного охлаждения турбогенераторов, применяемых в практике мирового турбогенераторостроения: нагнетательной многоструйной и вытяжной с независимыми контурами охлаждения ротора и статора.

1. Наиболее эффективной схемой вентиляции, способной обеспечить существенное снижение вентиляционных потерь, является именно вытяжная схема вентиляции с независимыми контурами охлаждения ротора и статора, оснащенная неподвижным направляющим аппаратом при входе в ротор.

2. Снижение затрат мощности на циркуляцию охлаждающего воздуха через вентиляционные каналы ротора на 20–30% без повышения температуры обмотки ротора достигается за счет установки неподвижного направляющего аппарата на участке подачи воздуха в ротор, обеспечивающего оптимальную начальную закрутку потока воздуха.

3. Эффективность охлаждения обмотки статора определяется интенсивностью охлаждения зубцовой зоны сердечника статора.

4. В нагнетательной многоструйной схеме вентиляции воздух, поступающий из воздушного зазора, не способен обеспечить эффективное охлаждение обмотки и стали сердечника в горячих отсеках. Поэтому снижение температуры зубцовой зоны в данной схеме охлаждения может быть обеспечено только за счет повышения расхода воздуха и дополнительного охлаждения воздуха, поступающего в холодные зоны, что приводит к значительному усложнению конструкции генератора.

5. Сравнение турбогенераторов с рассмотренными схемами вентиляции по технико-экономическим критериям позволяет судить о неоспоримых преимуществах вытяжной схемы вентиляции с независимыми контурами охлаждения статора и ротора.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] Маннанов Э.Р., Коновалов А.В., Костельов А.М., Филин А.Г. Особенности систем охлаждения и возможности повышения эффективности теплопередачи в обмотках статоров турбогенераторов с косвенным охлаждением // Изв. СПбГЭТУ «ЛЭТИ». 2024. Т. 17, № 7. С. 5–15. DOI: <https://doi.org/10.32603/2071-8985-2024-17-7-5-15>

[2] 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. С. 189–193.

[3] Korovkin N., Verkhovtsev D., Gulay S. Rotor Air-Cooling Efficiency of Powerful Turbogenerator, IEEE Transactions on Energy Conversion, 36 (3) (2021) 1983–1990. DOI: <https://doi.org/10.1109/TEC.2020.3045063>

[4] Korovkin N., Verkhovtsev D., Gulay S., Maiantcev M., Liamin A. Analysis of the Temperature Non-Uniformity of the Rotor Winding of a Powerful Air-Cooled Turbogenerator, 2021 3rd International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE), (2021) 1–5. DOI: <https://doi.org/10.1109/REEPE51337.2021.9388064>

[5] Zhou G.-H., Han L., Fan Z.-N., Zhang H.-B., Dong X.-C., Wang J. Ventilation Cooling Design for a Novel 350-MW Air-Cooled Turbo Generator, IEEE Access, 6 (2018) 62184–62192. DOI: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2018.2875757>

- [6] 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. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29305>
- [7] Iseli M., Zimmerli B., Mayor K., Verrier M., Sabater Y. Air-cooled turbogenerator series for a changing market, eCIGRE Session materials, (2002).
- [8] Wen H., Shi Y., Wu L., Du Y., Fang Y. Improving Combined Flow and Thermal Network Accuracy for Radially Air-Cooled Generators by Considering the Nonlinear Resistance Characteristics of T-Junction Flow, IEEE Transactions on Industry Applications, 58 (3) 2022 3394–3404. DOI: <https://doi.org/10.1109/TIA.2022.3148213>
- [9] Liu W., Wang S., Zhang J., Li D., Li W., Xu G. Numerical Calculation of Fluid Heat Transfer in Rotor of Large Air-Cooled Generator Based on Global Ventilation Network Model, IEEE Transactions on Industry Applications, 60 (6) (2024) 8776–8784. DOI: <https://doi.org/10.1109/TIA.2024.3457872>
- [10] Li R., Cheng P., Lan H., Li W., Gerada D., Hong Y. Stator Non-Uniform Radial Ventilation Design Methodology for a 15 MW Turbo-Synchronous Generator Based on Single Ventilation Duct Subsystem, Energies, 14 (10) (2021) 2760. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14102760>
- [11] Fujita M., Kabata Y., Tokumasu T., Kakiuchi M., Shiomi H., Nagano S. Air-cooled large turbine generator with multiple-pitched ventilation ducts, IEEE International Conference on Electric Machines and Drives, (2005) 910–917. DOI: <https://doi.org/10.1109/IEMDC.2005.195830>
- [12] Xu G., Wang Y., Li Z., Xiao Y. Stator temperature rise of synchronous condenser affected by temperature variation at rotor airflow outlet, International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 169 (2025) 110772. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2025.110772>
- [13] Hess S., Joho R., von Wolfersdorf J., Zimmermann H.[†]. Turbo-generator, US Patent, No. 6097116 (1998).
- [14] Kahati Y., Osawa T. Rotor of dynamo-electric machine, JP Patent, No. 10285853 (1998).
- [15] Афанасов П.А., Карташова Т.Н., Прокофьев А.Ю., Филин А.Г. Ротор электрической машины. Пат. RU 2691644 РФ, Н 02 К 1/32; заявитель и патентообладатель ПАО «Силловые машины», опубл. 17.06.2019, Бюл. № 17, 24 с.: 8 ил.
- [16] 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>
- [17] Tartaglione V. Ventilated rotor of high-power turbogenerator for production of electricity, US Patent, No. 8040002 (2011).

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КАРТАШОВА Татьяна Николаевна – начальник сектора, АО «Силловые машины», канд. техн. наук.

E-mail: Kartashova_TN@power-m.ru

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

ПРОКОФЬЕВ Алексей Юрьевич – главный специалист, АО «Силловые машины», канд. техн. наук.

E-mail: Prokofev_AY@power-m.ru

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

ФИЛИН Алексей Григорьевич – главный специалист, АО «Силловые машины», канд. техн. наук.

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

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

ГРИШИН Николай Васильевич – заместитель главного конструктора, АО «Силовые машины», канд. техн. наук.

E-mail: kostroma44@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-1487-0329>

REFERENCES

- [1] **E.R. Mannanov, A.V. Kononov, A.M. Kostelov, A.G. Filin**, Features of Cooling Systems and Possibilities of Increased Heat Transfer Efficiency in Stator Windings of Indirect-Cooled Turbogenerators, *LETI Transactions on Electrical Engineering & Computer Science*, 17 (7) (2024) 5–15. DOI: <https://doi.org/10.32603/2071-8985-2024-17-7-5-15>.
- [2] **T.N. Kartashova, A.Yu. Prokofev, A.G. Filin**, Povyshenie intensivnosti okhlazhdeniia rotorov turbogeneratorov s gazovym okhlazhdeniem [Increasing the cooling intensity of gas-cooled turbogenerator rotors], *Sbornik работ laureatov mezhdunarodnogo konkursa nauchnykh, nauchno-tekhnicheskikh i innovatsionnykh razrabotok, napravlennykh na razvitie toplivno-energeticheskoi i dobyvaiushchei otrasli 2021* [Sbornik works as laureates of the international competition for scientific, scientific-technical and innovative developments aimed at the development of the fuel-energy and other industries 2021], (2021) 189–193.
- [3] **N. Korovkin, D. Verkhovtsev, S. Gulay**, Rotor Air-Cooling Efficiency of Powerful Turbogenerator, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 36 (3) (2021) 1983–1990. DOI: <https://doi.org/10.1109/TEC.2020.3045063>
- [4] **N. Korovkin, D. Verkhovtsev, S. Gulay, M. Maiantsev, A. Liamin**, Analysis of the Temperature Non-Uniformity of the Rotor Winding of a Powerful Air-Cooled Turbogenerator, 2021 3rd International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE), (2021) 1–5. DOI: <https://doi.org/10.1109/REEPE51337.2021.9388064>
- [5] **G.-H. Zhou, L. Han, Z.-N. Fan, H.-B. Zhang, X.-C. Dong, J. Wang**, Ventilation Cooling Design for a Novel 350-MW Air-Cooled Turbo Generator, *IEEE Access*, 6 (2018) 62184–62192. DOI: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2018.2875757>
- [6] **E.R. Mannanov, A.M. Kostelov, A.G. Filin, V.N. Zheleznyak**, Improvement of operational reliability of air-cooled turbogenerators for a gas turbine plant, *Global Energy*, 29 (03) (2023) 74–89. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.29305>
- [7] **M. Iseli, B. Zimmerli, K. Mayor, M. Verrier, Y. Sabater**, Air-cooled turbogenerator series for a changing market, *eCIGRE Session materials*, (2002).
- [8] **H. Wen, Y. Shi, L. Wu, Y. Du, Y. Fang**, Improving Combined Flow and Thermal Network Accuracy for Radially Air-Cooled Generators by Considering the Nonlinear Resistance Characteristics of T-Junction Flow, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 58 (3) 2022 3394–3404. DOI: <https://doi.org/10.1109/TIA.2022.3148213>
- [9] **W. Liu, S. Wang, J. Zhang, D. Li, W. Li, G. Xu**, Numerical Calculation of Fluid Heat Transfer in Rotor of Large Air-Cooled Generator Based on Global Ventilation Network Model, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 60 (6) (2024) 8776–8784. DOI: <https://doi.org/10.1109/TIA.2024.3457872>
- [10] **R. Li, P. Cheng, H. Lan, W. Li, D. Gerada, Y. Hong**, Stator Non-Uniform Radial Ventilation Design Methodology for a 15 MW Turbo-Synchronous Generator Based on Single Ventilation Duct Subsystem, *Energies*, 14 (10) (2021) 2760. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14102760>
- [11] **M. Fujita, Y. Kabata, T. Tokumasu, M. Kakiuchi, H. Shiomi, S. Nagano**, Air-cooled large turbine generator with multiple-pitched ventilation ducts, *IEEE International Conference on Electric Machines and Drives*, (2005) 910–917. DOI: <https://doi.org/10.1109/IEMDC.2005.195830>
- [12] **G. Xu, Y. Wang, Z. Li, Y. Xiao**, Stator temperature rise of synchronous condenser affected by temperature variation at rotor airflow outlet, *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 169 (2025) 110772. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijepes.2025.110772>

[13] **S. Hess, R. Joho, J. von Wolfersdorf, H. Zimmermann[†]**, Turbo-generator, US Patent, No. 6097116 (1998).

[14] **Y. Kahati, T. Osawa**, Rotor of dynamo-electric machine, JP Patent, No. 10285853 (1998).

[15] **P.A. Afanarov, T.N. Kartashova, A.Yu. Prokofev, A.G. Filin**, Electric Machine Rotor, RU Patent, No. 2691644 (2019).

[16] **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>

[17] **V. Tartaglione**, Ventilated rotor of high-power turbogenerator for production of electricity, US Patent, No. 8040002 (2011).

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Tatyana N. KARTASHOVA – JSC “Power machines”.

E-mail: Kartashova_TN@power-m.ru

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

Aleksei Yu. PROKOFEV – JSC “Power machines”.

E-mail: Prokofev_AY@power-m.ru

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

Aleksei G. FILIN – JSC “Power machines”.

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

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

Nikolay V. GRISHIN – JSC “Power machines”.

E-mail: kostroma44@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-1487-0329>

Поступила: 06.05.2025; Одобрена: 16.07.2025; Принята: 18.07.2025.

Submitted: 06.05.2025; Approved: 16.07.2025; Accepted: 18.07.2025.