

Энергетика. Электротехника Energetics. Electrical engineering

Научная статья

УДК 621.313.322-81

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.27401>

А.Г. Филин¹ ✉, В.Д. Голубков², И.А. Шишкина³

¹ Акционерное общество «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт», Санкт-Петербург, Россия;

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

³ Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

✉ a.g.filin@gmail.com

ОПТИМИЗАЦИЯ РАСЧЕТНЫХ АЛГОРИТМОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ АКТИВНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОГЕНЕРАТОРА

Аннотация. В статье рассматриваются алгоритмы расчета теплового состояния активных частей турбогенераторов. Известны алгоритмы, основанные на применении вентиляционных схем замещения, которые не позволяют подробным образом рассмотреть характер течения охлаждающей среды, а формируют усредненные исходные данные для постановки задачи теплопередачи. Также применяются ресурсоемкие CFD-расчеты, в которых моделируется полный вентиляционный тракт турбогенератора. Предлагается имеющая прикладную направленность гибридная модель расчета, совмещающая преимущества описанных подходов, в которой при проведении многовариантных расчетов учтена обратная связь между изменением эквивалентного сопротивления участков вентиляционного тракта и расходом охлаждающей среды, протекающей через них. Такая модель позволяет повысить скорость получения и точность результатов. Предложенный подход верифицирован посредством сопоставительного анализа полученных результатов с экспериментальными данными.

Ключевые слова: схема вентиляции, вычислительная газодинамика, теплопередача, турбогенератор, оптимизация.

Для цитирования:

Филин А.Г., Голубков В.Д., Шишкина И.А. Оптимизация расчетных алгоритмов определения теплового состояния активных частей турбогенератора // *Материаловедение. Энергетика.* 2021. Т. 27, № 4. С. 5–18. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.27401>

Это статья открытого доступа, распространяемая по лицензии CC BY-NC 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

A.G. Filin¹ ✉, V.D. Golubkov², I.A. Shishkina³

¹ Joint Stock Company “Power machines – ZTL, LMZ, Electrosila, Energomachexport”, St. Petersburg, Russia;

² Joint Stock Company “Power machines – ZTL, LMZ, Electrosila, Energomachexport” (JSC “Power machines”), St. Petersburg, Russia;

³ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

✉ a.g.filin@gmail.com

OPTIMIZATION OF COMPUTATIONAL ALGORITHMS FOR DETERMINING THE THERMAL STATE OF TURBINE GENERATORS ACTIVE PARTS

Abstract. This paper studies computational algorithms for the thermal state of turbine generators active parts. There are well-known algorithms, based on ventilation substitution schemes, which do not allow considering the nature of the flow of the cooling medium in detail, but form averaged initial data for the formulation of the heat transfer problem. Resource-intensive CFD calculations are also used to simulate a full ventilation path. Here, an applied hybrid model is proposed, combining advantages of the described approaches and taking into account the return coupling between equivalent resistance change and mass flow of the ventilation path elements in multivariate simulations. This model allows us to increase the calculation speed and the results accuracy. The proposed approach is verified by comparing the simulated results with the experimental data.

Keywords: ventilation path, CFD, heat transfer, turbine generator, optimization.

Citation:

A.G. Filin, V.D. Golubkov, I.A. Shishkina, Optimization of computational algorithms for determining the thermal state of turbine generators active parts, *Materials Science. Power Engineering*, 27 (04) (2021) 5–18, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.27401>

This is an open access article under the CC BY-NC 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Введение. Турбогенераторы – мощные синхронные электрические неявнополюсные машины, предназначенные для выработки электрической энергии в составе оборудования тепловых и атомных электрических станций. При работе в обмотках, магнитопроводах и некоторых других конструктивных элементах турбогенераторов выделяются потери, которые следует отводить из активной зоны машины, в особенности, от обмоток, с целью установления уровня температур ниже температур, определяемых классом нагревостойкости электроизоляционных материалов. Этой цели служит система охлаждения, разработка и совершенствование которой является приоритетной задачей для мировых и отечественных производителей [1–11].

В настоящее время основные принципы конструирования турбогенераторов уже сложены, дальнейшее повышение максимальной и удельной мощности может быть достигнуто с помощью оптимизации их конструкции при выполнении тепловых расчетов. Основным инструментом для решения таких задач является математическое моделирование. Наиболее распространенным методом теплового расчета является расчет с помощью вентиляционных схем замещения [12]. Широко распространены тепловые расчеты, основанные на применении метода конечных объемов [13], реализованном в различных программных пакетах, например, ANSYS Fluent.

Задача моделирования турбулентного течения и теплообмена во всей вентиляционной системе турбогенератора, сопряженная с задачей теплопроводности, является ресурсоемкой. Для решения такой задачи единственным возможным является RANS-подход, в некоторых случаях дающий грубую оценку теплоотдачи с поверхности [14].

Например, в работе [15] приведен расчет системы воздушной вентиляции турбогенератора мощностью 350 МВт, выявлены недостатки конструкции, предложены усовершенствования с доказательством их эффективности с помощью расчета с модифицированной геометрией и проведения полноценного эксперимента. Для расчета течения использовалась модель турбулентности k - ϵ RNG, расчетная сетка составила 36 млн. полиэдральных ячеек. Также моделировался сопряженный теплообмен с зависимостью тепловыделения в проводниках от температуры. Столь масштабный расчет с экспериментальной валидацией и модификацией конструкции является скорее исключением, кроме того, такая тяжеловесная модель не применима для многошаговой/многокритериальной оптимизации.

В работе [16] приведен расчет системы вентиляции турбогенератора мощностью 40 МВт. Построена сетка из 11 млн. гексаэдральных ячеек. Для замыкания осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса использовалась k - ω SST модель турбулентности. Тепловыделения в проводниках полагались постоянными, а граничные условия на входе задавались по результатам натурального эксперимента. Проводились расчеты для различных геометрий радиальных и подпазового каналов в роторе.

В качестве примера несвязанного, гидродинамического расчета всей системы вентиляции турбогенератора мощностью 60 МВт можно привести работу [17]. Авторы этой работы использовали k - ϵ RNG модель турбулентности, построив сетку в 13 млн. ячеек. Было проведено несколько расчетов с различными сечениями подпазового канала, проведено сравнение результатов с расчетами вентиляционной системы в гидравлическом приближении.

Таким образом, расчет всей системы вентиляции турбогенератора посредством численного моделирования движения охлаждающей среды и теплопередачи является достаточно трудоемким, использовать такие модели для проведения оптимизации невозможно. С другой стороны, оптимизация отдельных узлов вентиляционной системы может не привести к желаемому результату, поскольку изменение одной части конструкции приведет к изменению течения во всей системе. Учет этой обратной связи является необходимым условием проведения оптимизации конструкции турбогенератора. Целью данной работы является разработка гибридного подхода к расчету системы вентиляции, который может оказаться полезным и сбалансированным решением для оптимизации конструкции турбогенератора.

Гибридный метод расчета системы вентиляции

Основным методом расчета вентиляционной системы турбогенератора является метод, основанный на использовании схем замещения. Схемы замещения строятся по электротеплогидравлической аналогии, в которой каждый узел вентиляционной системы описывается гидравлическим сопротивлением, расходом и перепадом давления на узле.

Конечной целью расчета схемы вентиляции является определение расходов охлаждающей среды во всех ветвях и скоростей ее движения на участках ветвей. Полученные результаты являются исходными данными для теплового расчета, в том числе для сопряженного моделирования течения в отдельных элементах вентиляционной системы.

Пусть ξ – некоторый геометрический параметр с набором $\{\xi_i\}_{i=1,n}$, по которому требуется провести оптимизацию. При изменении этого параметра необходимо учитывать изменение сопротивления вентиляционного узла и соответствующее изменение расхода для задания правильных граничных условий в сопряженном расчете. Таким образом, следует на каждой итерации i перестраивать и пересчитывать схему замещения.

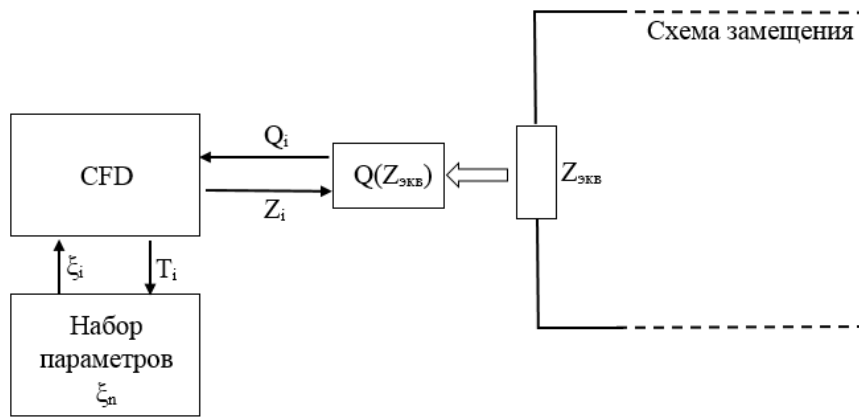


Рис. 1. Схема гибридного вентиляционного расчета
 Fig. 1. Scheme of hybrid ventilation calculation



Рис. 2. Схема охлаждения сердечника и обмотки статора при помощи U образных каналов
 Fig. 2. Ventilation path of the stator core and winding using U-shaped ducts

Во избежание многократного пересчета схемы вентиляции при оптимизации предлагается гибридный метод. Его суть заключается в замене сопротивления (или нескольких сопротивлений) вентиляционного узла, подлежащего оптимизации, эквивалентным сопротивлением $Z_{экв}$. По схеме замещения рассчитывается зависимость расхода через узел от эквивалентного сопротивления $Q(Z_{экв})$ (рис. 1). В таком случае оптимизационный алгоритм не затрагивает схему замещения, а обращается к сформированной зависимости $Q(Z_{экв})$.

Рассмотрим первую итерацию предложенного алгоритма (для базовой геометрии) на примере теплового расчета статора турбогенератора мощностью 130 МВт с воздушным охлаждением посредством U-образных каналов (рис. 2).

Конструкция является периодической в окружном направлении, а также в аксиальном (скошенные крайние пакеты не учитываются). В такой постановке задача сводится к расчету сопря-

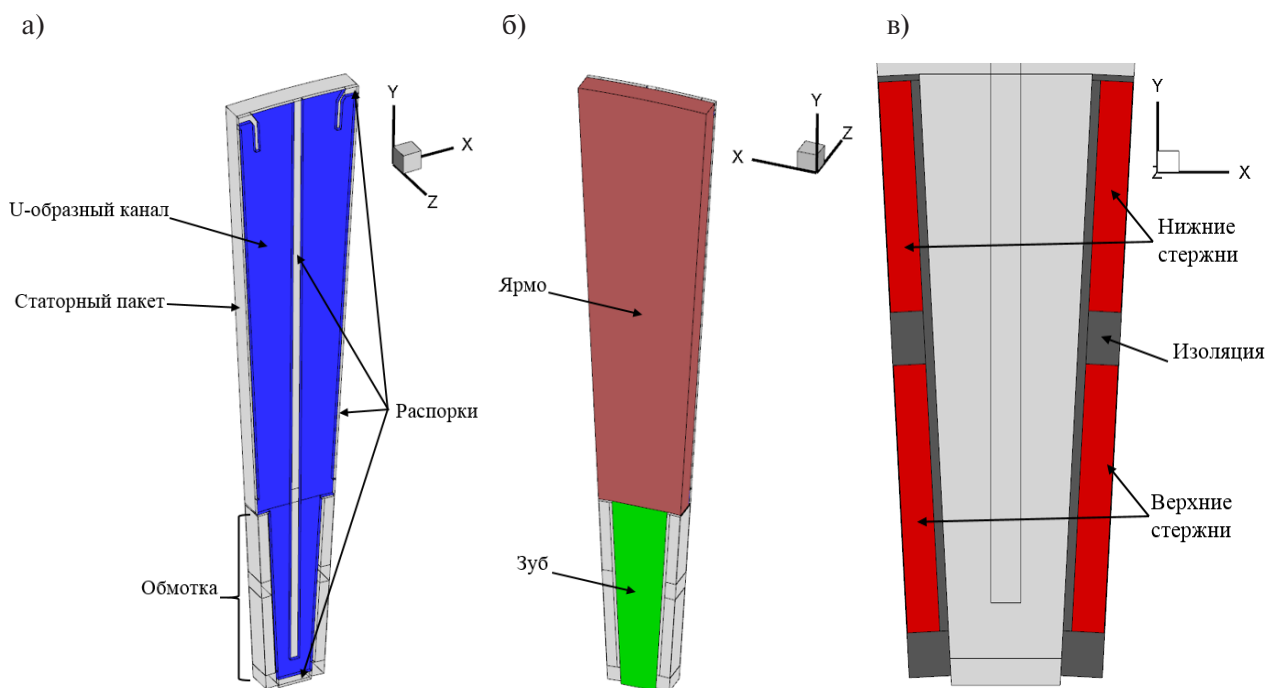


Рис. 3. Расчетная область
 Fig. 3. Computational domain

женного теплообмена для одного типичного элемента активной зоны статора, состоящего из одного вентиляционного U-образного канала и примыкающих к нему частей обмоток.

Расчетная область (рис. 3а) включает в себя U-образный канал, статорный пакет, разделенный на ярмо и зуб (рис. 3б), обмотки, состоящие из гомогенизированных стержней и изоляции (рис. 3в), а также распорки.

Воздух считается сжимаемым совершенным газом с постоянными вязкостью и теплопроводностью. Течение воздуха описывается осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье-Стокса, замкнутыми моделью турбулентности $k-\omega$ SST Ментера [18]. Теплопроводность стали ярма и зуба анизотропна и задается согласно результатам заводских исследований. Теплопроводность стержней обмотки также анизотропна, ее расчет произведен с учетом собственной изоляции медных проводников, из которых состоят стержни. Зависимость теплопроводности материалов от температуры не учитывается. В верхних, нижних стержнях, ярме и зубце задаются объемные тепловыделения согласно результатам электромагнитного расчета турбогенератора.

На входной границе (рис. 4а) задается среднерасходная скорость, соответствующая расходу в одном U-образном канале из вентиляционного расчета. Число Рейнольдса, построенное по входной скорости и высоте вентиляционного канала (в аксиальном направлении) равно 4500. На выходной границе (рис. 4а) задается постоянное давление. На стенках канала задаются условия прилипания и сопряженного теплообмена.

Со стороны воздушного зазора на поверхностях изоляции, зуба и распорки (рис. 4б) задается условие конвективного теплообмена с коэффициентом теплоотдачи, посчитанным по канонической формуле:

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4}, \quad (1)$$

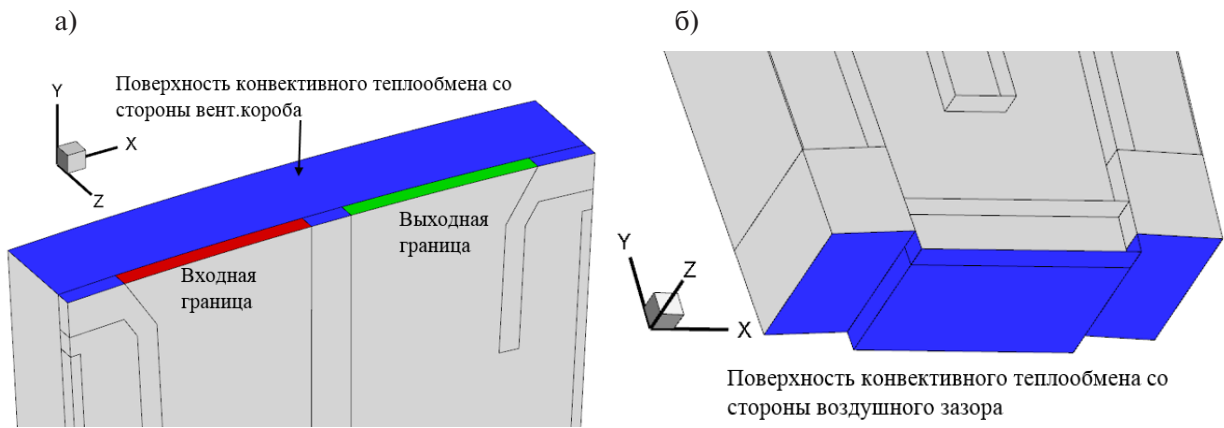


Рис. 4. Граничные условия со стороны вентиляционного короба (а) и воздушного зазора (б)
 Fig. 4. Boundary conditions from ventilation duct and air gap side

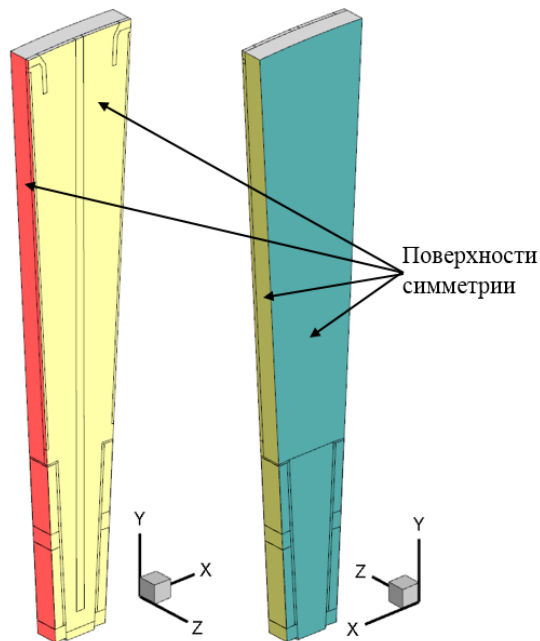


Рис. 5. Границы условий симметрии
 Fig. 5. Symmetry boundary conditions

где d – величина зазора, Re – число Рейнольдса, посчитанное по окружной скорости движения в зазоре. Прирост температуры газа в зазоре оценен по общей мощности тепловыделения в роторе и расходу через ротор:

$$\Delta T = \frac{P}{c_p Q}, \quad (2)$$

где P – мощность тепловыделения в роторе, c_p – изобарная теплоемкость воздуха, Q – массовый расход через ротор.

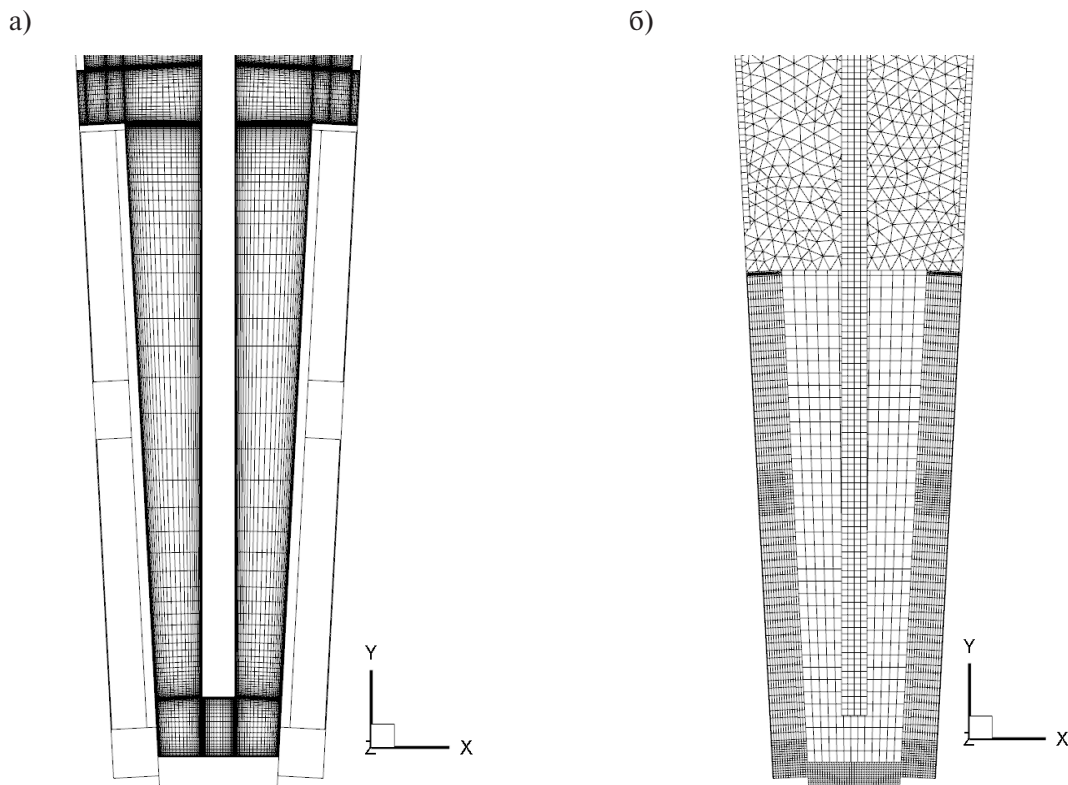


Рис. 6. Базовая расчетная сетка для газа (а) и твердых тел (б)
 Fig. 6. Base computational grid for gas (a) and solid bodies (b)

Со стороны вентиляционного короба (рис. 4б) задается условие конвективного теплообмена с коэффициентом теплоотдачи и температурой потока, определенными аналогично. На остальных внешних поверхностях задается условие симметрии (рис. 5).

Расчетная сетка для газа является многоблочной, структурированной, со сгущением к стенкам равным 1.2. Расчетная сетка для ярма состоит из тетраэдров, для остальных твердых тел построена структурированная расчетная сетка. Общий размер базовой расчетной сетки (рис. 6) составил 500 тыс. ячеек. Кроме базовой была построена измельченная сетка с увеличением количества узлов на всех гранях примерно в 1.5 раза. Общий размер измельченной сетки составил 1.8 млн. ячеек. Базовая расчетная сетка обеспечивает y_1^+ в диапазоне от 0.5 до 25, а измельченная – от 0.1 до 5 на поверхности стенок канала, не занятых отрывами.

Для моделирования сопряженного теплообмена использовался вычислительный пакет ANSYS Fluent 19R1. Для решений уравнений движения использовался сопряженный метод coupled. Уравнения движения, неразрывности и энергии дискретизировались по противопоточной схеме второго порядка. Для интерполяции давления на грань использовалась центрально-разностная схема второго порядка. Интерполяция кинетической энергии турбулентности и удельной диссипации производилась по противопоточной схеме первого порядка. Уравнения решались с числом Куранта CFL = 20 и коэффициентами релаксации для импульса и давления равными 0.3.

Полученные результаты и их верификация

Средние температуры обмоток и активной стали статора отличаются на базовой и измельченной сетке не более, чем на 2% (см. табл. 1, стержни пронумерованы вдоль по каналу). Будем считать, что на базовой сетке достигнуто сеточно независимое решение.

Таблица 1

Результаты исследований на сеточную независимость

Table 1

Investigation results of grid independence

	Ярмо	Зуб	Нижний стержень-1	Верхний стержень-1	Верхний стержень-2	Нижний стержень-2
Базовая сетка, средняя температура $\langle T \rangle$, °C	64.58	90.6	108.53	126.64	125.89	111.05
Измельченная сетка, средняя температура $\langle T \rangle$, °C	64.6	89.86	107.72	125.72	124.11	110.34
Δ , %	< 0.1	0.8	0.8	0.7	1.4	0.6

Течение в U-образном канале статора сопровождается множественными отрывами потока: от L-образных распорок в верхней части пакета (рис. 7а), при входе в пазовую часть и после выхода из нее (рис. 7б), на центральной распорке на повороте и в углах канала в нижней части (рис. 7в). Отрыв за L-образной распоркой у выхода из канала доходит до выходной границы, но не влияет на интересующие области течения в пазу и большей части ярма.

Поток нагревается вдоль по каналу, собирая тепловыделения активных частей и обмотки. При этом в рециркуляционных зонах поток нагревается сильнее, чем в близлежащих областях (рис. 8а). На повороте скорость потока значительно возрастает, после выхода из пазовой части поток прижимается к внешней стенке канала (рис. 8б).

Коэффициент теплоотдачи на стенках канала (рис. 8в) посчитан по формуле:

$$\alpha = \frac{q_w}{T_w - T_{in}}, \quad (3)$$

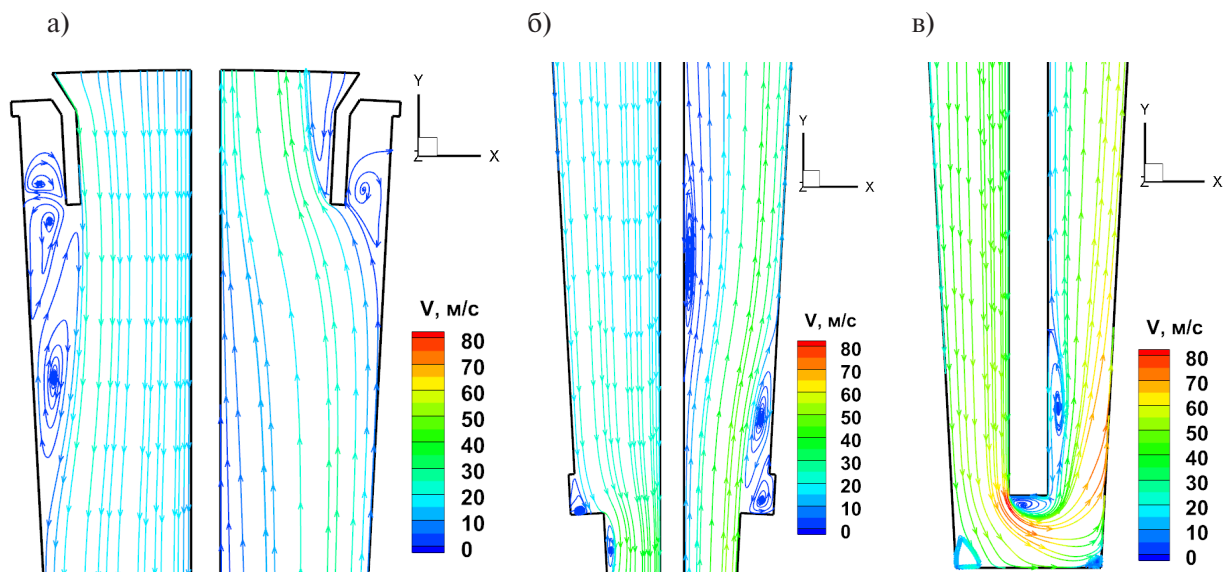


Рис. 7. Линии тока в U-образном канале статора

Fig. 7. Streamlines in stator U-ducts

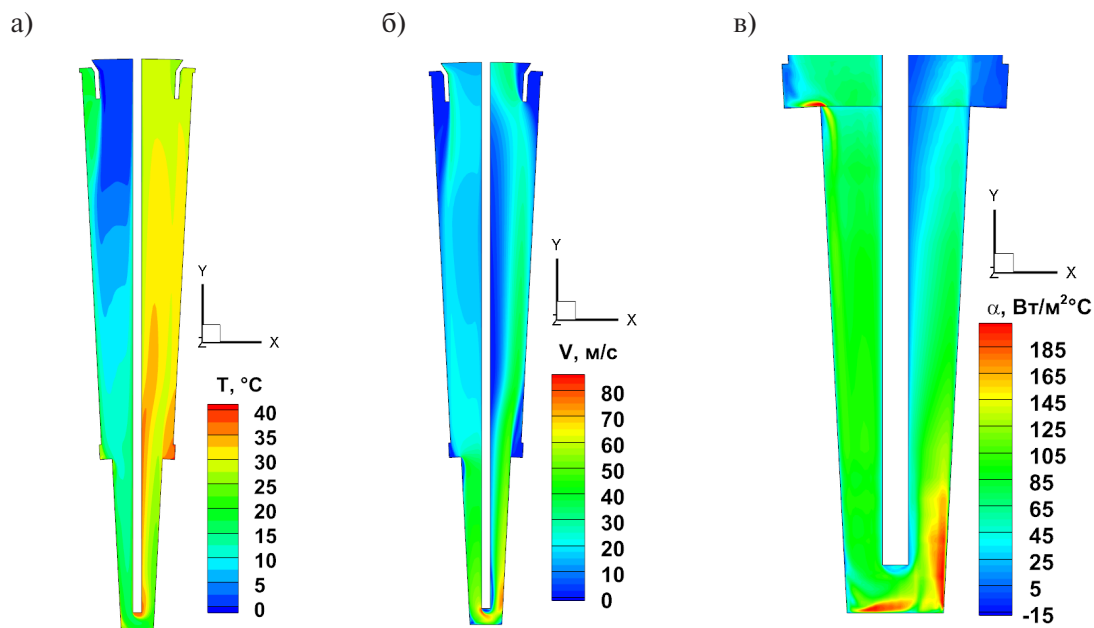


Рис. 8. Поля температуры, модуля скорости в плоскости симметрии и коэффициента теплоотдачи на стенках
 Fig. 8. Temperature, velocity magnitude fields in symmetry plane and heat transfer coefficient on walls

где q_w – тепловой поток через стенку, T_w – температура стенки, T_{in} – температура газа на входе в канал. В пазовой зоне коэффициент теплоотдачи значительно повышается у внешних стенок на повороте, где поток разгоняется, и уменьшается в отрывных зонах. Кроме того, в отрывных зонах на поверхности ярма после поворота поток не снимает тепло, а наоборот, нагревает сталь, поэтому коэффициент теплоотдачи становится отрицательным.

Температурное поле обмотки в плоскости симметрии канала представлено на рис. 9а. Верхние стержни нагреты сильнее нижних, так как тепловыделение в них больше. При этом верхний стержень до поворота нагрет сильнее, чем верхний стержень после поворота. Причиной этого является разгон потока на повороте и увеличение коэффициента теплоотдачи со стенок канала, примыкающих к этому стержню. Нижний стержень после поворота нагрет сильнее, чем нижний стержень до поворота, так как скорости потока, охлаждающего обмотку в этих местах, практически не отличается, но стержень после поворота охлаждает более нагретый газ. Тепловое состояние обмотки не изменяется в аксиальном направлении (рис. 9б).

Из-за охлаждения потоками с разной температурой тепловое состояние ярма и зубца несимметрично относительно радиальной плоскости симметрии, которая на рис. 9в параллельна плоскости Y-Z. Это приводит к образованию теплового потока в окружном направлении. Выделяемые потери снимаются воздухом неравномерно, часть канала до поворота снимает большую часть потерь, чем часть канала после поворота. Этот тепловой поток через ярмо увеличивает температуру охлаждающего воздуха, и, следовательно, обмотки статора.

Валидация методики моделирования проведена посредством сравнения результатов расчета с натурными испытаниями турбогенератора мощностью 130 МВт с воздушным охлаждением. Мониторинг теплового состояния обмотки статора осуществлялся с помощью термометра штатного термоконтроля, установленного между стержнями. В табл. 2 приведены данные расчета и эксперимента для превышения температуры над температурой холодного воздуха (40°C).

Дальнейший процесс оптимизации предполагает обращение к полученной с помощью схемы замещения зависимости расхода от эквивалентного сопротивления U-образных каналов. При

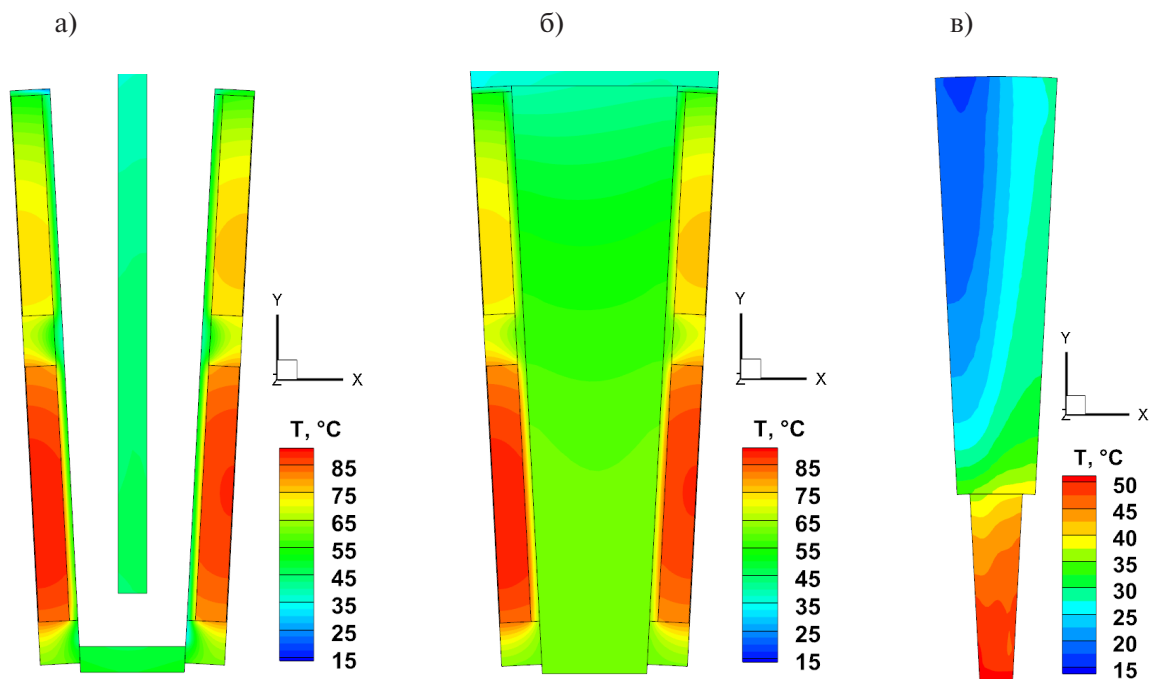


Рис. 9. Превышение температуры обмотки и активных частей статора над температурой холодного воздуха (40°C)
 Fig. 9. Windings and active parts temperature rise above cold air temperature (40°C)

изменении параметра ξ по новому гидравлическому сопротивлению канала определяется расход через него.

Валидация результатов расчетов

Таблица 2

Validation of calculation results

Table 2

	Превышение температуры в зоне установки датчика, °C
Расчет	79
Испытания	73
Δ , %	8,2

Обсуждение полученных результатов

Данные табл. 2 показывают, что численное моделирование предсказывает повышенную температуру по сравнению с результатом натурального испытания. Одну из причин расхождения можно связать с использованием RANS-модели турбулентности. Известно, что эти модели турбулентности не очень точны при расчете отрывных течений, в частности, k- ω SST модель Менгера зачастую дает отличающиеся от действительного значения протяженности зон отрыва [19]. Моделируемое течение в U-образном канале сопровождается большим количеством отрывов за распорками, в углах паза и за поворотом. В зонах рециркуляции интенсивность отвода тепла от поверхности уменьшается, при этом температура активных частей повышается.

Результат моделирования дает консервативную оценку для температуры и тем самым создает расчётный температурный запас конструкции. Полученный в расчете тепловой запас конструкции, согласно накопленному опыту проектирования и эксплуатации, необходим для учета влия-

ния технологии производства и сборки турбогенераторов. При этом стоит избегать чрезмерного инженерного запаса по газодинамическому сопротивлению рассматриваемой системы каналов, поскольку итоговое увеличение расхода приведет к росту потерь на вентиляцию и снижению коэффициента полезного действия турбогенератора.

Заключение

В работе предложена гибридная методика расчета теплового состояния активных частей турбогенератора, заключающаяся в объединении преимуществ вентиляционных схем замещения (скорость расчета, низкие требования к ресурсам, универсальность) и численного моделирования движения жидкости (повышенная детализация, возможность анализа характера течения потока в разветвленной системе каналов, возможности газодинамической оптимизации узлов и элементов вентиляционного тракта).

Описанный гибридный подход валидирован на примере расчета теплового состояния статора испытанного в натуральных условиях мощного турбогенератора. Полученную разницу в виде увеличения расчетной температуры обмотки статора в зоне измерений на 8% по сравнению с измеренной можно считать допустимой.

Усовершенствованные расчетные алгоритмы предоставляют новые возможности совершенствования схем вентиляции турбогенераторов посредством проведения многовариантных расчетов с оптимизацией по критерию теплового состояния их активных частей. Результаты можно распространить на другие типы электрических машин.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- [1] Priano M., Tartaglione V. A new 400 MVA air cooled turbogenerator from Ansaldo Energia // Power-Gen Europe, Milan, 2016.
- [2] Baron D., Maniara R., Adamek J. Modernizations of turbogenerators on the example of TWW-series turbogenerators // Power-Gen Europe, Milan, 2016.
- [3] Han J., Ge D., Tao D., Li W. Influence of Cooling Fluid Parameter on the Fluid Flow and End Part Temperature in End Region of a Large Turbogenerator // IEEE Trans. Energy Conversion. 31 (2) (2016) 466–476.
- [4] Минко А.Н. Графическая модель проектирования эффективной системы охлаждения крупных электрических машин (турбогенераторов) // Электроэнергетика глазами молодежи: Материалы 7 Международной молодежной научно-технической конференции, Казань, 2016.
- [5] Han J., Li W., Li Y. Analysis of three-dimensional complex fluid flow and temperature distribution in the end region of a turbogenerator // IEEE Trans. Ind. Electronics. 62 (9) (2015) 5370–5381.
- [6] Hu L., Yuan Y., Li L., Xian Z., Liang X. Air flow characteristics in stator core of 300 MW double water inner cooled turbo generator // Shanghai Ligong Daxue Xuebao. 36 (5) (2014) 456–460.
- [7] Lu Y., Pan Q., Sun X., Han J. Effect of turbulence models on temperature and flow field for turbogenerator rotor // Dianji Yu Kongzhi Xuebao. 18 (11) (2014) 72–77.
- [8] 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.
- [9] Korovkin N., Verkhovtsev D., Gulay S. Rotor Air-Cooling Efficiency of Powerful Turbogenerator // IEEE Trans. on Energy Conversion (Early Access). (2020).
- [10] Афанасов П.А., Карташова Т.Н., Прокофьев А.Ю., Филин А.Г. Ротор электрической машины // Пат. 2 691 644 Российская Федерация, МПК H02K 1/32.; заявитель и патентообладатель ПАО Силовые машины. № 2018139086; заявл. 06.11.2018; опубл. 17.06.2019, Бюл. № 17. 24 с.: 8 ил.

- [11] **Минко А.Н.** Комплексный подход проектирования систем охлаждения крупных электрических машин (турбогенераторов) // Электрооборудование: эксплуатация и ремонт. 1 (2017) 12–18.
- [12] **Филин А.Г., Каргашова Т.Н.** Расчёт распределения воздушных потоков в турбогенераторе мощностью 320 МВт с комбинированной системой охлаждения // XXXV Неделя науки СПбГПУ: Материалы Всероссийской межвузовской научно-технической конференции студентов и аспирантов. Ч II. 2007. С. 45–46.
- [13] **Chung T.J.** Computational Fluid Dynamics, Cambridge University Press, 2002.
- [14] **Gourdain N., Gicquel L.Y.M., Morata E.C.** Comparison of RANS simulation and LES for the prediction of heat transfer in a highly loaded turbine guide vane // Journal of Propulsion and Power. 2 (2) (2011) 847–862.
- [15] **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.
- [16] **Franc J., Pechanek R., Kindl V. et al.** Ventilation system with skewed rotor cooling ducts of 40-MW synchronous machine: a case study // Electrical Engineering. (101) (2019) 203–211.
- [17] **Franc J., Pechanek R., Kindl V.** Optimization of ventilation system of the air-cooled turbo generator // 17th International Conference on Mechatronics – Mechatronika (ME), Prague, 2016.
- [18] **Menter F.R., Kuntz M., Langtry R.** Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model // Turbulence, Heat and Mass Transfer. (4) (2003) 625–632.
- [19] **Buice C., Eaton J.** Experimental Investigation of Flow Through an Asymmetric Plane Diffuser // Report No. TSD-107, Thermosciences Division, Department of Mechanical Engineering, Stanford, 1997.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ФИЛИН Алексей Григорьевич – руководитель группы, 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>

ГОЛУБКОВ Валентин Денисович – инженер-конструктор, Акционерное общество «Силовые машины – ЗТЛ, ЛМЗ, Электросила, Энергомашэкспорт» (АО «Силовые машины»), без степени.

E-mail: golubkovvd@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9473-7430>

ШИШКИНА Ирина Александровна – студент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, без степени.

E-mail: irina-shishkina-1998@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1094-8386>

REFERENCES

- [1] **M. Priano, V. Tartaglione,** A new 400 MVA air cooled turbogenerator from Ansaldo Energia // Power-Gen Europe, Milan, 2016.
- [2] **D. Baron, R. Maniara, J. Adamek,** Modernizations of turbogenerators on the example of TWW-series turbogenerators // Power-Gen Europe, Milan, 2016.
- [3] **J. Han, B. Ge, D. Tao, W. Li,** Influence of Cooling Fluid Parameter on the Fluid Flow and End Part Temperature in End Region of a Large Turbogenerator // IEEE Trans. Energy Conversion. 31(2) (2016) 466–476.

- [4] **A.H. Minko**, Graphicheskaya model' proektirovaniya effektivnoi sistemy ohlazhdeniya krupnykh elektricheskikh mashchin [Graphical model of effective system design for large electrical machines (turbine generators) cooling] // Power industry by the eyes of youth: 7th International young research and technology conference materials, Kazan', 2016.
- [5] **J. Han, W. Li, Y. Li**, Analysis of three-dimensional complex fluid flow and temperature distribution in the end region of a turbogenerator // IEEE Trans. Ind. Electronics. 62 (9) (2015) 5370–5381.
- [6] **L. Hu, Y. Yuan, L. Li, Z. Xian, X. Liang**, Air flow characteristics in stator core of 300 MW double water inner cooled turbo generator // Shanghai Ligong Daxue Xuebao. 36 (5) (2014) 456–460.
- [7] **Y. Lu, Q. Pan, X. Sun, J. Han**, Effect of turbulence models on temperature and flow field for turbo-generator rotor // Dianji Yu Kongzhi Xuebao. 18 (11) (2014) 72–77.
- [8] **T.N. Kartashova, A.Yu. Prokofyev, A.G. Filin**, Povysheniye intensivnosti okhlazhdeniya rotorov turbogeneratorov s gazovym okhlazhdeniyem [Increasing the cooling rate of gas-cooled turbogenerator rotors] // Sbornik rabot laureatov mezhdunarodnogo konkursa nauchnykh, nauchno-tekhnicheskikh i innovatsionnykh razrabotok, napravlennykh na razvitiye toplivno-energeticheskoy i dobyvayushchey otrasli 2021. (2021) 189–193.
- [9] **N. Korovkin, D. Verkhovtsev, S. Gulay**, Rotor Air-Cooling Efficiency of Powerful Turbogenerator // IEEE Trans. on Energy Conversion (Early Access). (2020).
- [10] **P.A. Afanasov, T.N. Kartashova, A.Yu. Prokofyev, A.G. Filin**, Rotor elektricheskoy mashiny [Rotor of electrical machine] // Pat. 2 691 644 Rossiyskaya Federatsiya, MPK H02K 1/32.; zayavitel i patentoobladatel PAO Silovyye mashiny. № 2018139086; zayavl. 06.11.2018; opubl. 17.06.2019, Byul. № 17. 24 s.: 8 il.
- [11] **A.N. Minko**, Kompleksnyy podkhod proyektirovaniya sistem okhlazhdeniya krupnykh elektricheskikh mashin (turbogeneratorov) [A comprehensive approach to the design of cooling systems for large electric machines (turbine generators)] // Elektrooborudovaniye: ekspluatatsiya i remont. 1 (2017) 12–18.
- [12] **A.G. Filin, T.N. Kartashova**, Rashchet raspredeleniya vozdukhnykh potokov v turbogeneratorakh moshchnosti 320 MW s kombinirovannoi sistemoi ohlazhdeniya [Calculation of air fluxes distribution in turbine generator of 320 MW power with combined cooling system] // XXXV SPbGPU Science week: Russian Interuniversity research and technology conference of students and post-graduate materials. (2) (2007) 45–46.
- [13] **T.J. Chung**, Computational Fluid Dynamics, Cambridge University Press, 2002.
- [14] **N. Gourdain, L.Y.M. Gicquel, E.C. Morata**, Comparison of RANS simulation and LES for the prediction of heat transfer in a highly loaded turbine guide vane // Journal of Propulsion and Power. 2 (2) (2011) 847–862.
- [15] **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.
- [16] **J. Franc, R. Pechanek, V. Kindl et al.**, Ventilation system with skewed rotor cooling ducts of 40-MW synchronous machine: a case study // Electrical Engineering. (101) (2019) 203–211.
- [17] **J. Franc, R. Pechanek, V. Kindl**, Optimization of ventilation system of the air-cooled turbo generator // 17th International Conference on Mechatronics – Mechatronika (ME), Prague, 2016.
- [18] **F.R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry**, Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model // Turbulence, Heat and Mass Transfer. (4) (2003) 625–632.
- [19] **C. Buice, J. Eaton**, Experimental Investigation of Flow Through an Asymmetric Plane Diffuser // Report No. TSD-107, Thermosciences Division, Department of Mechanical Engineering, Stanford, 1997.

THE AUTHORS

FILIN Aleksei G. – 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>

GOLUBKOV Valentin D. – *Joint Stock Company “Power machines – ZTL, LMZ, Electrosila, Energomachexport” (JSC “Power machines”).*

E-mail: golubkovvd@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9473-7430>

SHISHKINA Irina A. – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.*

E-mail: irina-shishkina-1998@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1094-8386>

Статья поступила в редакцию 31.05.2021; одобрена после рецензирования 26.08.2021; принята к публикации 31.08.2021.

The article was submitted 31.05.2021; approved after reviewing 26.08.2021; accepted for publication 31.08.2021.