

## Application of Ranque-Hilsh Vortex Tube and Leontiev Tube for Cooling System of Electrical Machines

Tsynaeva A.A., Tsynaeva E. A.  
Samara State Technical University  
Samara, Russian Federation

**Abstract.** The study was devoted to the development of efficient cooling systems for energy-converting machinery with static energy separators by means of numerical and experimental studies. An experimental study was used for comprehensive analysis of operation regimes of the cooling systems. The experiments were conducted on the test bench. An analysis of operation regime was carried out for two configurations: with and without Ranque-Hilsch energy separators. The study revealed 18-25 % decrease in maximum temperatures of energy-converting machinery when using Ranque-Hilsch separators along with basic heat pipes. Furthermore, Ranque-Hilsch energy separators provided higher temperature drop in the heat pipe. The numerical model was based on the equation of state and conservation equations for mass, energy, and momentum. The numerical study was carried out using the RANS approach with k-omega SST model of turbulence. Free open-source software platform Code\_Saturne was used for simulation. The developed numerical model was verified by comparison of the obtained results with adopted experimental data. Additional verification was carried out by comparison with a criterion-oriented calculation of heat exchange. Obtained simulation results showed heat transfer intensification up to 22 % (at a distance of 0-1.45 calibers from the throat of the nozzle) compared to a cylindrical channel. At a distance over 7 calibers, heat transfer efficiency decreases and appears to be up to 24 % lower compared to a cylindrical channel. Based on results of experimental and numerical studies, a potential of increase of energy efficiency of cooling systems for energy-converting machinery when using energy separators has been assessed.

**Keywords:** cooling system, electrical machines, heat transfer, turbulence, simulation, energy separator, Ranque-Hilsh vortex tube, Leontiev supersonic tube.

**DOI:** 10.5281/zenodo.1217247

### Cercetarea sistemelor de răcire ale mașinilor electrice cu separatoare de energie fără mașini

Țînaeva A. A., Țînaeva E. A.  
Universitatea Tehnică de Stat din Samara  
Samara, Federația Rusă

**Rezumat.** Lucrarea este dedicată cercetării și dezvoltării sistemelor de răcire pentru mașinile electrice cu separatoare de energie fără mașini, utilizând metodele de experimentare fizică (model) și numerică. Modelarea fizică a fost utilizată pentru a analiza funcționarea sistemului de răcire al mașinilor electrice cu separatoare de energie Ranko-Hilsch. Ca urmare a modelării fizice, caracteristicile de performanță ale sistemelor de răcire ale mașinilor electrice cu tevi termice sunt determinate cu prezența sau absența separatoarelor de energie Rank-Hilsh în sistem. Se demonstrează că utilizarea țevii Rank-Hilsch permite reducerea nivelului maxim de temperatură al obiectului (model de mașină electrică) cu 18 ... 25% în comparație cu schema de răcire cu conducta de încălzire. În plus, prezența separatorului de energie vortex-Ranks Hilsh conduce la o creștere a gradientului de temperatură în conducta de încălzire a sistemului de răcire a mașinilor electrice. Studiul numeric a fost realizat folosind abordarea RANS folosind modelul empiric al turbulenței. Pentru a obține o soluție numerică, am folosit software-ul liber Code\_Saturne cu cod sursă deschisă. Rezultatele simulării au fost prelucrate pe baza pachetului software SalomeVerificarea modelelor matematice a fost efectuată prin compararea rezultatelor unui studiu numeric cu datele experimentale. Datele experimentale au fost selectate utilizând ecuațiile criteriale. Simularea numerică efectuată a arătat că utilizarea duzei Laval intensifică transferul de căldură la 22% la o distanță de la 0 la 1,45 calibre din secțiunea critică în comparație cu canalul cilindric. Dar, la o distanță de 7 calibre, rata de schimb de căldură devine cu 24% mai mică decât într-un canal cilindric.

**Cuvinte-cheie:** sisteme de răcire, mașini electrice, modelare, separator de energie fără mașini, țeava Rank-Hilsh, țeavă supersonică Leontief.

## Исследование систем охлаждения энергетических машин с безмашинными энергоразделителями Цынаева А.А., Цынаева Е.А.

Самарский государственный технический университет  
Самара, Российская Федерация

**Аннотация.** Работа посвящена исследованию и разработке систем охлаждения энергетических машин с безмашинными энергоразделителями методами физического (модельного) и численного эксперимента. Физическое моделирование использовалось для анализа работы системы охлаждения энергетических машин с безмашинными энергоразделителями Ранка-Хильша. В результате физического моделирования определены характеристики работы систем охлаждения энергетических машин с тепловыми трубами при наличии или отсутствии в системе энергоразделителей Ранка-Хильша. Выявлено, что применение трубы Ранка-Хильша позволяет снизить уровень максимальных температур объекта (модели электрической машины) на 18...25 % по сравнению со схемой охлаждения с тепловой трубой. Кроме того, наличие вихревого энергоразделителя Ранка-Хильша приводит к увеличению температурного напора в тепловой трубе системы охлаждения энергетических машин. Численное исследование осуществлено с помощью RANS подхода с использованием эмпирической модели турбулентности. Для получения численного решения применялось программное обеспечение Code\_Saturne с открытым программным кодом. Обработка результатов моделирования проводилась на базе программного комплекса Salome. Выполнена верификация используемых математических моделей и программных средств. Верификация осуществлялась методом сравнения результатов численного исследования с экспериментальными данными. Экспериментальные данные были приняты по критериальным уравнениям. Выполненное численное моделирование показало, что применение сопла Лаваля интенсифицирует теплоотдачу до 22 процентов на расстоянии от 0 до 1,45 калибров от критического сечения по сравнению с цилиндрическим каналом. Но на расстоянии в 7 калибров интенсивность теплообмена становится до 24 процентов меньше, чем в цилиндрическом канале. В результате выполненного детального физического и численного исследования оценены возможности и пределы повышения эффективности работы систем охлаждения энергетических машин за счет использования безмашинных энергоразделителей. Проведенные исследования позволили разработать конструктивные схемы систем охлаждения энергетических машин с безмашинными дозвуковыми (вихревые трубы Ранка-Хильша) и сверхзвуковыми (труба Леонтьева) энергоразделителями.

**Ключевые слова:** системы охлаждения, энергетические машины, теплообмен, турбулентность, моделирование, безмашинный энергоразделитель, труба Ранка-Хильша, сверхзвуковая труба Леонтьева.

### Введение

Ресурс деталей энергетических машин во многом определяется температурой, при которой осуществляется эксплуатация ее основных элементов. При этом достаточно незначительное снижение температуры лопаток турбомашин за счет совершенствования системы охлаждения ведет к значительному росту ресурса лопаток турбомашин, как это представлено в работах [1,2]. Кроме того, на тепловое состояние высокотемпературных элементов энергетических установок значительное влияние оказывают условия их эксплуатации. Кроме того, влияние различных факторов (интенсивность турбулентности рабочего тела, поля массовых сил и т.д.) на эффективность пленочного охлаждения лопаток турбин исследовались в работах [3,4].

Для электрических машин в зависимости от класса материалов предельно допустимая температура их элементов во многом определяется мощностью машины [5], а снижение температуры путем повышения

эффективности охлаждения теплонагруженных частей ведет к возможности работы с перегрузкой. Фактически для генераторов переменного тока продолжительность работы с током, равным 1.5 номинального значения, обуславливается методом охлаждения обмоток статора [5] и характеризует надежность генератора. Кроме того, согласно [6], срок службы изоляции машины, а следовательно, и самого генератора значительно (в 2 раза) сокращается при незначительном (5-12 градусов) увеличении рабочей температуры материала (правило Монтзингера). Таким образом, эффективность охлаждения теплонагруженных элементов электрических машин устанавливает срок их службы и надежность работы [5-6].

В настоящее время применяемые способы охлаждения теплонапряженных элементов электрических машин зависят от мощности генератора. В качестве рабочего тела в системах охлаждения применяется водород, воздух или вода [5-6]. При проектировании электрических машин для расчета систем

охлаждения используются уравнения подобия, полученные на основании обобщения экспериментальных данных [7,8], в том числе для каналов охлаждения статора, лобовых частей обмотки и полюсных катушек статора, охлаждающих каналов ротора. При этом в работе [9] показано, что применение критериальных уравнений при расчете коэффициентов теплоотдачи для систем охлаждения электрических машин может приводить к значительным погрешностям в определении ресурса на стадии проектирования.

Кроме того, разработка новых конструктивных решений для систем охлаждения наталкивается на отсутствие экспериментальных данных для таких установок.

В этом случае в процессе разработки эффективных решений для сокращения сроков проектирования и затрат на исполнение конструкторских работ целесообразно использовать численное моделирование, как в работах [10-12].

При этом исследователи могут применять, как программные комплексы с графическим интерфейсом [13-15], так и без него [16]. Для пользователей удобнее оказываются программные комплексы, имеющие графический интерфейс [13-15]. К таким программно-информационным комплексам, используемым в промышленности на основе коммерческой лицензии, относятся ANSYS, Catia и др. [13-14].

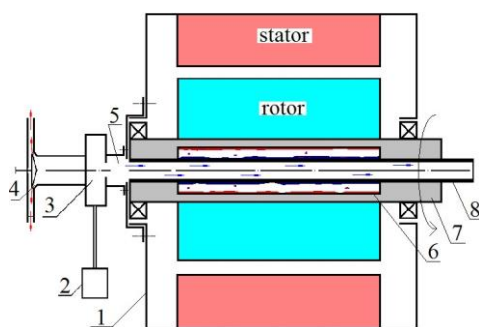
Но в случае научно-прикладных исследований такие программные продукты имеют ряд недостатков: закрытый код, невозможность изменения методов решения и набора решаемых уравнений. В этом случае наибольшую эффективность будут иметь программные комплексы и коды, работающие на основе свободной лицензии с открытым программным кодом [15,16]. Несмотря на то, что в работах [10-12] прогнозировалось температурное поле элементов электрических машин, но рассматриваемые системы охлаждения не включали в себя безмашинные энергоделители [17,18].

Настоящая же работа посвящена комплексному исследованию оригинальных систем охлаждения электрических машин с безмашинными энергоделителями, как методом физического, так и численного эксперимента.

## I. СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

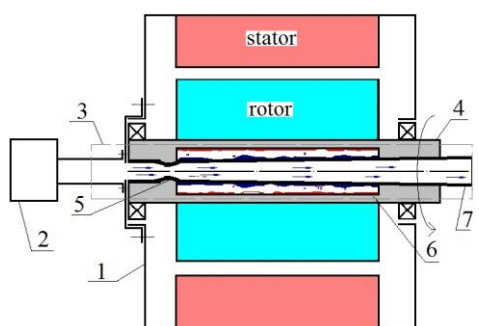
Для отвода теплоты от электрического генератора используются, как правило, радиальные или аксиальные системы охлаждения (по направлению движения охладителя) [7]. Для интенсификации отвода теплоты от ротора электрической машины могут применяться схемы с вращающимися тепловыми трубами [19-25]. Применение тепловых труб для охлаждения ротора ведет к росту габаритной мощности (в 1,5-2 раза) и росту КПД электрических машин [20]. Однако при повышении мощности генератора существующих решений по интенсификации отвода теплоты от теплонапряженных элементов может быть недостаточно. На рис. 1 представлена авторская система охлаждения электрической машины [24] с тепловой трубой и вихревой трубой Ранка-Хильша [18,26-29], рис. 2 иллюстрирует работу аналогичной авторской системы охлаждения [25] со сверхзвуковой трубой Леонтьева [17, 30-33]. Эти устройства (вихревая труба Ранка-Хильша и труба Леонтьева) являются безмашинными энергоделителями. Несмотря на то, что природа температурного разделения рабочего тела в этих безмашинных энергоделителях существенно отличается [17,18], на выходе из устройств будет два потока: «холодный» и «горячий». Из-за различия в природе температурного разделения методы управления интенсивностью стратификации в этих устройствах различны [17,18,26-34]. Так трубе Ранка-Хильша, конструктивные исполнения которой различны [34-39], использование дисперсного рабочего тела приведет к снижению эффективности стратификации. Для трубы Леонтьева наличие второй фазы и инерционного выпадения частиц ведет к интенсификации процесса разделения. В разработанных системах охлаждения предполагается использовать преимущества безмашинных энергоделителей (простота конструкции, отсутствие вращающихся деталей, температурный перепад между «горячим» и «холодным» потоком) для повышения эффективности отвода теплоты от ротора электрической машины.

Работа системы охлаждения (рис. 1) с вихревой трубой Ранка-Хильша осуществляется следующим образом.



1 – электрическая машина, 2 – источник охлаждающего газа, 3 – вихревая труба Ранка-Хильша, 4 – «горячий» выход вихревой трубы; 5 – «холодный» выход вихревой трубы; 6 – вращающаяся тепловая труба; 7 – вал электрической машины; 8 – охлаждающий канал.

**Рис. 1. Схема системы охлаждения электрической машины с вихревой трубой Ранка-Хильша.**



1 – электрическая машина, 2 – источник охлаждающего газа, 3 – сверхзвуковая труба Леонтьева с независимым внешним контуром, 4 – вал электрической машины; 5 – сверхзвуковое сопло Лавалья; 6 – вращающаяся тепловая труба; 7 – охлаждающий канал.

**Рис. 2. Схема системы охлаждения электрической машины со сверхзвуковой трубой Леонтьева.**

В процессе работы элементы электрической машины 1 нагреваются. Охлаждающий газ от источника 2 поступает в вихревую трубу Ранка-Хильша 3, у которой образующиеся в результате температурного разделения газа «горячий» и «холодный» потоки охладителя направляются к соответствующим выходам 4 и 5. При этом «холодный» поток вихревой трубы Ранка-Хильша служит для интенсификации работы вращающейся тепловой трубы 6, расположенной внутри вала 7 электрической машины 1. Интенсификация отвода теплоты из зоны конденсации вращающейся тепловой трубы 6 вызвано не только более низкой температурой рабочего тела в охлаждающем канале 8 (то есть ростом температурного напора), но и наличием закрутки «холодного»

потока от вихревой трубы Ранка-Хильша. Охлаждающих каналов 8 может быть несколько, диаметр и количество каналов определяется при проектировании электрической машины 1 в соответствии требованиями по прочности вала 7.

В системе охлаждения электрической машины, представленной на рис. 2 для увеличения интенсивности охлаждения использована сверхзвуковая труба Леонтьева. Работа этой системы охлаждения электрической машины 1 основана на том, что поступающий от источника газа 2 рабочее тело (охладитель) направляется в сверхзвуковую трубу Леонтьева 3. Труба Леонтьева с независимым внешним контуром, в данном случае, образована соплом Лавалья 5 и расположенной внутри вала 4 вращающейся тепловой трубой 6. Интенсификация отвода теплоты от тепловой трубы 6 осуществляется за счет эффекта температурного разделения между сверхзвуковым потоком в канале 7 и конденсирующимся рабочим телом в тепловой трубе 6. Величина температурного разделения во многом определяется параметрами течения в сверхзвуковом канале охлаждения 7 (числом Маха, наличием или отсутствием дисперсных частиц, наличием закрутки потока в канале 7).

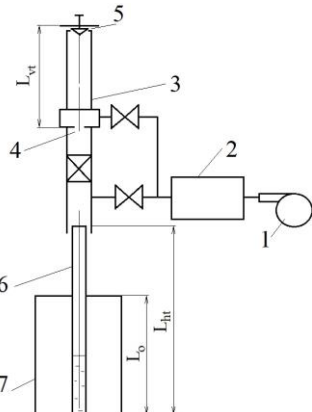
Для анализа эффективности работы системы охлаждения, представленной на рис. 1, использовался метод физического моделирования. Анализ эффективности отвода теплоты в охлаждающем тракте системы (рис. 2) осуществлялся методом численного моделирования на основе RANS подхода.

## II. ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

Для физического моделирования системы охлаждения электрической машины был разработан стенд в двух исполнениях: для моделирования системы охлаждения с тепловой трубой; для исследования системы с тепловой трубой и вихревой трубкой Ранка-Хильша, работающими совместно. Схема экспериментального стенда представлена на рис. 3.

При проведении эксперимента выполнено две серии исследований. Для первой серии рабочее тело (воздух) от компрессора 1 через ресивер 2 направлялся на охлаждение

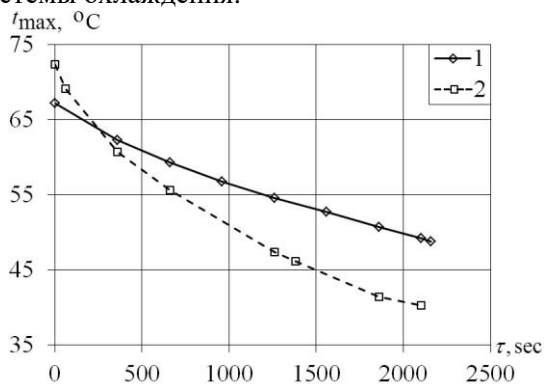
конденсационной части тепловой трубы 6. Во второй серии экспериментов воздух направлялся в вихревую трубу 3 и после процесса температурного разделения холодный поток через выход 4 от вихревой трубы 3 направляется для охлаждения конденсационного конца тепловой трубы 6. В качестве охлаждаемой модели выступал цилиндр объемом 0.0015 куб. метров, длиной  $L_o=0,195$  м, линейный размер тепловой трубы  $L_{ht}$ , длина вихревой трубы Ранка-Хильша  $L_{vt}=9D_{vt}$ , где  $D_{vt}=0,024$  м – диаметр вихревой трубы Ранка-Хильша.



1 – компрессор, 2 – ресивер, 3 – вихревая труба Ранка-Хильша, 4 – «холодный» выход вихревой трубы, 5 – «горячий» выход вихревой трубы; 6 – тепловая труба; 7 – охлаждаемая модель.

**Рис. 3. Схема экспериментального стенда.**

Нагрев модели до начальной температуры осуществлялся электронагревателем. Далее подключалась система охлаждения. Процесс охлаждения объекта (модели) фиксировался тепловизором. На рис. 4 показано изменение максимальной температуры охлаждаемой модели во времени с момента включения системы охлаждения.



1 – схема охлаждения с тепловой трубой, 2 – схема охлаждения с тепловой и вихревой трубами.

**Рис. 4. Максимальная температура охлаждаемой модели.**

Результаты исследования показывают (рис. 4), что максимальная температура на поверхности модели при использовании схемы охлаждения с тепловой трубой снижается во времени от 67.2 до 49.2 градуса. Для схемы с тепловой трубой и вихревым энергоразделителем Ранка-Хильша температура меняется от 72.4 до 40.3 градусов за тот же период времени. Это показывает, что скорость снижения температуры для схемы с тепловой трубой и вихревым энергоразделителем Ранка-Хильша выше. То есть, интенсивность охлаждения оказывается более высокой при совмещении в схеме тепловой и вихревой трубы.

Распределение температуры по длине охлаждаемой модели показано на рис. 5. Как видно из имеющихся результатов (рис. 4, 5), температура охлаждаемого объекта при наличии вихревой трубы в схеме снижается значительно за одинаковый промежуток времени.

Таким образом, проведенное физическое моделирование (рис. 4, 5) показало, что разработанная схема охлаждения, совмещающая в себе тепловую трубу и вихревой энергоразделитель Ранка-Хильша, до 25 процентов интенсивнее отводит теплоту от охлаждаемой модели. Это связано с тем, что тепловая труба работает эффективнее из-за увеличения отвода теплоты от конденсационной зоны тепловой трубы при подаче для охлаждения воздуха от «холодного» выхода вихревой трубы (энергоразделителя) Ранка Хильша.

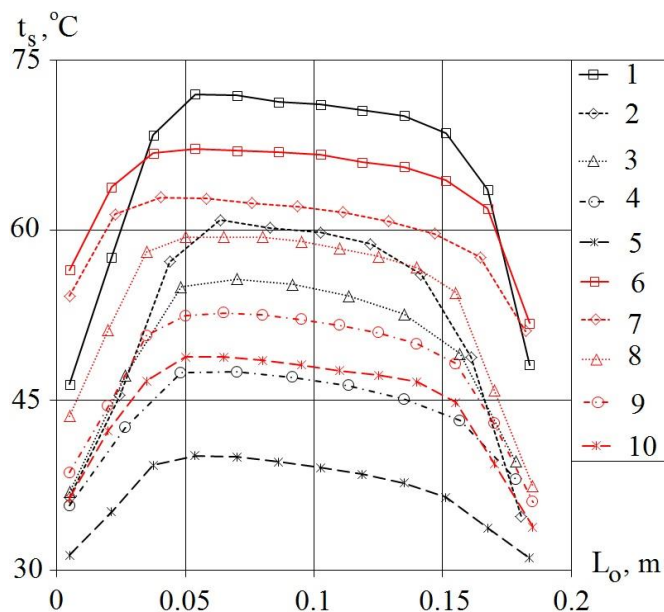
### III. ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ

Численное исследование системы охлаждения было выполнено для системы без устройства температурного разделения и со сверхзвуковым энергоразделителем Леонтьева (рис. 2). Моделирование выполнялось на базе уравнения сохранения количества движения в форме Навье-Стокса, уравнения сохранения энергии, уравнений неразрывности и состояния [41]. Замыкание системы уравнений выполнено с помощью k-w-sst моделью турбулентности [42]. Применение такого подхода к моделированию работы безмашинных энергоразделителей является достаточно распространенной научной практикой [43-47].

При этом использование k-w-sst модели турбулентности является оправданным

решением, так как эта модель показывает достаточно корректные результаты при моделировании течения и теплообмена в каналах с градиентом давления, либо в

каналах при наличии лунок и т. д. [41,43,45,47].



Красные значки – для схемы с тепловой трубой: 1, 2, 3, 4, 5 с  $\tau=0, \tau=360, \tau=660, \tau=1560, \tau=2160$  sec соответственно; черные значки – для схемы с тепловой трубой и вихревым энергоделителем Ранка-Хильша 6, 7, 8, 9, 10 с  $\tau=0, \tau=360, \tau=660, \tau=1380, \tau=2100$  sec, соответственно.

**Рис. 5. Температура поверхности модели по длине.**

Численное исследование проведено с помощью программного комплекса с открытым программным кодом Code\_Saturne, имеющего свободную лицензию [15]. Вид канала охлаждения и граничные условия, задаваемые при моделировании, представлены на рис. 6. Диаметр охлаждающего канала на входе 0.1 м, его длина 1.5 метра. Условия моделирования: на входе – объемный расход охлаждающего агента в канал  $Q_v=0.26 \text{ m}^3/\text{sec}$ , температура охлаждающего агента  $T=293.15$  Кельвин, степень турбулентности  $Tu=2\%$ ; на выходе: свободное истечение; на стенках  $q_w=500 \text{ Вт/м}^2$ . В качестве рабочего тела (охладителя) принят воздух со следующими свойствами:

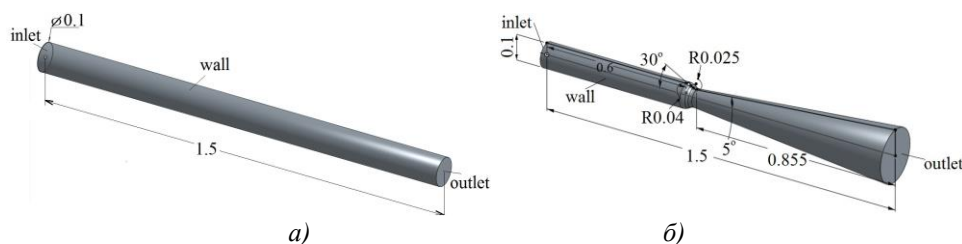
плотность  $\rho=1.293 \cdot \left(\frac{273.15}{273.15+t}\right)$ , где  $t$  – температура воздуха, градус Цельсия; вязкость  $\mu=1.83 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{сек}$ , теплоемкость  $c_p=1005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ , теплопроводность  $\lambda=0.0244 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ . Шаг по

времени применен вариативным  $\Delta\tau \approx 6 \cdot 10^{-5}$ , количество итераций  $N=10000$ . Шаг по времени определялся по числу Куранта по условию  $Cr \leq 5$ , для получения решения уравнений баланса импульса и неразрывности применен алгоритм SIMPLEC.

Верификация получаемых решений и используемых программных средств выполнялась в несколько этапов. На первом этапе для проверки адекватности получаемого решения было выполнено сравнение результатов численного эксперимента для цилиндрического канала (рис. 6, а) с результатами расчета по критериальному уравнению [48-49]:

$$St_x = 0.03 \cdot Re_x^{-0.2} \cdot Pr^{-0.4} \tag{1}$$

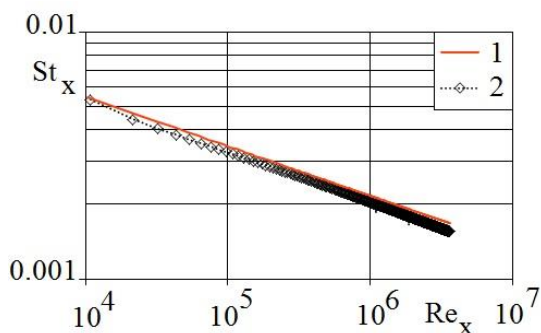
Результаты сравнения представлены на рис. 7.



а) – цилиндрический охлаждающий канал электрогенератора; б) – охлаждающий канал электрогенератора в виде сопла Лавалья.

Рис. 6. Геометрия охлаждающего канала.

Отклонение результатов численного решения от расчета по выражению (1) составило от 1,9 до 8,2 процента, что не превышает погрешности экспериментальных исследований, обобщенных по критериальным уравнениям. Кроме того, было выполнено сравнение численного решения течения и теплообмена с экспериментальными исследованиями других авторов [50-51].



1 – результаты расчета по критериальному уравнению (1), 2 – численные исследования авторов.

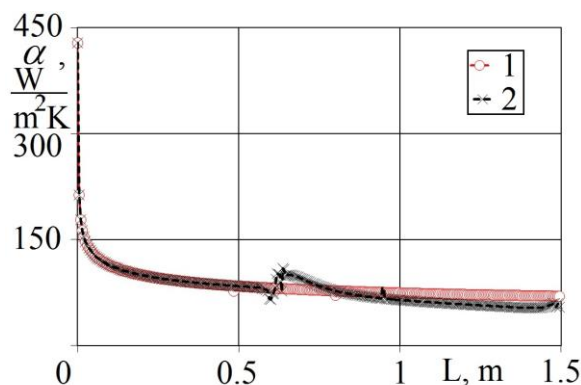
Рис. 7. Результаты проверки адекватности численного решения.

Результаты моделирования теплообмена в прямоугольном щелевом канале с неглубокими лунками опубликованы в работе [41], в которой показано, что отклонение результатов численного моделирования от результатов эксперимента [50] не превышает 10 %.

На втором этапе выполнялась проверка сеточной сходимости. Для этого проведено численное моделирование течения и теплообмена в цилиндрическом канале для сетки различного качества (с 0,2 млн. ячеек, 1,2 млн. ячеек, 2,1 млн. ячеек). В результате выявлено, что результаты расчета для сетки с 1,2 млн. ячеек и 2,1 млн. ячеек практически совпадают, поэтому для снижения затрат

времени на вычисления расчеты выполнены для сетки с 1,2 млн. ячеек.

Результаты численного исследования теплообмена в охлаждающих каналах электрических машин (рис. 6) представлены на рис. 8.



1 – цилиндрический канал, 2 – канал в виде сопла Лавалья.

Рис. 8. Численное исследование теплообмена в охлаждающих каналах.

Как видно из результатов (рис. 8) для охлаждающих каналов (рис. 6) заметное отличие в интенсивности теплоотдачи наблюдается в критическом сечении сверхзвукового канала. При повышении скорости в критическом сечении интенсивность теплоотдачи возрастает, сразу за критическим сечением теплоотдача выше на 22% по сравнению с цилиндрическим каналом. На расстоянии 1,45 калибра (L/D) за критическим сечением теплоотдача становится такой же, как в цилиндрическом канале. Далее интенсивность теплоотдачи снижается и на расстоянии в 7 калибров от критического сечения будет до 24 процентов меньше, чем для цилиндрического канала.

То есть, при разработке системы охлаждения электрогенераторов необходимо разрабатывать такую геометрию канала,

чтобы область интенсификации теплоотдачи была несколько больше, чем зона снижения теплообмена.

#### IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате физического моделирования систем охлаждения электрических машин определено, что применение безмашинного энергоразделителя Ранка-Хильша позволяет эффективнее отводить теплоту от ротора электрической машины. При этом выявлено снижение уровня максимальных температур объекта (модели электрической машины) на 18...25 % по сравнению со схемой охлаждения с тепловой трубой. Кроме того, значительно снижается уровень температуры поверхности модели электрической машины.

Выполненное численное моделирование теплообмена для охлаждающих каналов электрических машин показало, что применение сопла Лавала оказывает заметное влияние на теплоотдачу в критическом сечении и непосредственно за ним. На расстоянии от 0 до 1,45 калибров от критического сечения коэффициент теплоотдачи до 22 процентов выше, чем в цилиндрическом канале. Но в дальнейшем интенсивность теплоотдачи снижается и на расстоянии в 7 калибров от критического сечения будет до 24 процентов меньше, чем в цилиндрическом канале при тех же прочих условиях.

Таким образом, при разработке систем охлаждения электрических машин следует выбирать такой профиль охлаждающего канала, чтобы расширить зону с повышенной теплоотдачей и уменьшить область с пониженным отводом теплоты. В результате выполненного детального физического и численного исследования оценены возможности и пределы повышения эффективности работы систем охлаждения энергетических машин за счет использования безмашинных энергоразделителей. На основе выполненных исследований разработаны и запатентованы принципиально новые конструктивные схемы систем охлаждения энергетических машин.

#### Литература (References)

[1] Han J.C., Dutta S., Ekkad S. Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology, 2nd ed. Boca Raton, London, New York: CRC Press, 2012, p.871.

[2] Koval'nogov N.N., Zhuhovickij D.L., Tsynaeva A.A. Modelirovanie kombinirovannoj sistemy ohlazhdenija lopatok turbomashin s vihrevym jenergorazdelitelem [Simulation of the cooling system of the blades turbin with vortex tube] *Vestnik Ulyanovskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Proceedings of Ulyanovsk technological University], 2003, vol. 23-24, no. 3-4. pp. 62-65. (In Russian).

[3] <https://elibrary.ru/item.asp?id=16035293> (accessed 22.01.2018)

[4] Bogard D. G. Gas Turbine Film Cooling. *Journal of propulsion and power*, 2006, vol. 22, no. 2, pp. 249-270. doi: <https://doi.org/10.2514/1.18034>

[5] Han J.C., Rallabandi A. P. Turbine blade film cooling using psp technique. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 1, no. 013001, pp. 1-21. doi: 10.5098/hmt.v1.1.3001

[6] International Electrotechnical Commission IEC 60034-1: 2004. Rotating electrical machines – Part 1: Rating and performance, 2004.

[7] Gotter G. *Erwärmung und Kühlung elektrischer Maschinen* [Heating and cooling of electrical machines]. Berlin, 2013. 327 p. doi: 10.1007/978-3-642-50337-5

[8] Borisenko A.I. et al. *Okhlazhdenie promyshlennykh elektricheskikh mashin* [Cooling of industrial electric machines]. Moskva, 1983. 296 p. (In Russian)

[9] Howey D. A., Childs P. R. N., Holmes A. S. Air-Gap Convection in Rotating Electrical Machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2012, vol. 59, no. 3, pp. 1367-1375. doi: 10.1109/TIE.2010.2100337

[10] Boglietti A., Cavagnino A., Staton D. Determination of critical parameters in electrical machine thermal models. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2008, vol. 44, no. 4, pp. 1150-1159. doi: 10.1109/TIA.2008.926233

[11] Howey D. A., Holmes A. S., Pullen K. R. Measurement and CFD Prediction of Heat Transfer in Air-Cooled Disc-Type Electrical Machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2011, vol. 7, no. 4, pp. 1716-1723. doi: 10.1109/TIA.2011.2156371

[12] Lu Y., Li W., Ma X., Jin H.Y. Numerical simulation of temperature field in rotor of large turbo generator with air-coolant. *Zhongguo Dianji Gongcheng Xuebao (Proceedings of the Chinese Society of Electrical Engineering)*, 2007, vol. 27, no. 12, pp. 7-13. Available at: [http://en.cnki.com.cn/Article\\_en/CJFDTotals-ZGDC200712001.htm](http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTotals-ZGDC200712001.htm) (accessed 22.01.2018)

[13] Polikarpova M., Lindh P., Gerada C., Rilla M., Naumanen V., Pyrhönen J. Thermal effects of stator potting in an axial-flux permanent magnet synchronous generator. *Applied Thermal Engineering*, 2015, vol. 75, pp. 421-429. doi:



- <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.09.044>
- [14] [www.ansys.com](http://www.ansys.com) (accessed 05.04.2018)
- [15] <https://www.3ds.com/products-services/catia/> (accessed 22.01.2018)
- [16] <https://www.code-saturne.org/> (accessed 22.01.2018)
- [17] <https://www.openfoam.com/> (accessed 22.01.2018)
- [18] Leont'ev A. I. Temperature stratification of supersonic gas flow. *Doklady Physics*, 1997, vol. 42, no. 6, pp. 309-311.
- [19] Piralishvili, Sh. A., Azarov, AI. Vortex Effects: Theory, Experiment, Industrial Application, Prospects. *Heat Transfer Research*, 2006, vol. 37, no. 8, pp. 707-730. doi:10.1615/HeatTransRes.v37.i8.60
- [20] Dunn P. D., Reay D.A. Heat pipes. Pergamon Press, Oxford, New York, Toronto, Sydney, Paris, Braunschweig, 1976.
- [21] Bubenicek M., Oslejsek O., Polasek F. Chlazení rotoru elektromotoru valcovou rotační tepelnou trubicí [Cooling the rotor of the electric motor with a cylindrical rotating heat pipe]. *Elektrochn. Obz.*, 1974 no. 63, pp. 40-46. (In Czech)
- [22] Chalmers B.J., Herman J. Induction-motor fan drive with unlaminated rotor and heat-pipe cooling. *Proc. IEE*, 1977, vol. 124, no 5, pp. 449-454. doi: 10.1049/piee.1977.0086
- [23] Corman J. C., Edgar R. F., McLaughlin M. H., Merchant B. W., Tompkins R. E. Heat pipe cooled induction motor. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, 1974, vol. PAS-93, no. 4, pp. 1069-1075. doi: 10.1109/TPAS.1974.294051
- [24] Dethlefsen R., Feldman K. T. Jr., Egli A. Feasibility of an insulating heat pipe for high voltage applications. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, 1982, vol. PAS-101, no. 9, pp. 3001-3008. doi: 10.1109/TPAS.1982.317542
- [25] Zhkhovitskii D.L. *Sistema okhlazhdeniya elektricheskoi mashiny* [Electrical machine cooling system]. Patent RF, no. 2279172, 2006.
- [26] Tsynaeva A.A. *Sistema okhlazhdeniya elektricheskoi mashiny* [Electrical machine cooling system]. Patent RF, no. 2557073, 2015.
- [27] Eiamsa-ard S., Promvong P. Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2008, vol. 12, no. 7, pp. 1822-1842. doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.03.006>
- [28] Secchiaroli A., Ricci R., Montelpare S., D'Alessandro V. Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, vol. 52, no. 23-24, pp. 5496-5511. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.05.031>
- [29] Aydın O., Markal B., Avcı M. A new vortex generator geometry for a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 2010, vol. 30, no. 16, pp. 2505-2511. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.06.024>
- [30] Aydın O., Baki M. An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube. *Energy*, 2006, vol. 31, no. 14, pp. 2763-2772. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.11.017>
- [31] Vigdorovich I. I., Leont'ev A. I. Energy separation of gases with low and high Prandtl numbers. *Fluid Dynamics*, 2013, vol. 48, no. 6, pp. 811-826.
- [32] Leont'ev A. I. Gas-dynamic methods of temperature stratification (a review). *Fluid dynamics*, 2002, vol. 37, no. 4, pp. 512-529. doi: <https://doi.org/10.1023/A:1020629000437>
- [33] Leont'ev A. I., Lushchik V. G., Makarova M. S. Temperature stratification under suction of the boundary layer from a supersonic flow. *High Temperature*, 2012, vol. 50, no. 6, pp. 739-743. doi: <https://doi.org/10.1134/S0018151X12060065>
- [34] Vigdorovich I. I., Leont'ev A. I. Theory of the energy separation of a compressible gas flow. *Fluid Dynamics*, 2010, vol. 45, no. 3, pp. 434-440.
- [35] Piralishvili S. A., Fuzeeva A. A. Similarity of the energy-separation process in vortex Ranque tubes. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2006, vol. 79, no. 2, pp. 27-32. <https://doi.org/10.1007/s10891-006-0062-9>
- [36] O'Connell J. P. Detailed thermodynamics for analysis and design of Ranque–Hilsch vortex tubes. *AIChE Journal*, 2018, vol. 64, no 3, pp. 1067-1074. doi: <https://doi.org/10.1002/aic.15985>
- [37] Hamdan M. O., Al-Omari S.-A.B., Oweimer A. S. Experimental study of vortex tube energy separation under different tube design. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, vol. 91, pp. 306-311. doi: <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.10.034>
- [38] Thakare H. R., Parekh A. D. Experimental investigation & CFD analysis of Ranque–Hilsch vortex tube. *Energy*, 2017, vol. 133, pp. 284-298. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.070>
- [39] Attalla M., Ahmed H., Ahmed M. S. Experimental investigation for thermal performance of series and parallel Ranque–Hilsch vortex tube systems. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 123, pp. 327-339. doi:

- <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.084>
- [40] Rafiee S. E., Sadeghiazad M. M. Improving the energetical performance of vortex tubes based on a comparison between parallel, Ranque-Hilsch and Double-Circuit vortex tubes using both experimental and CFD approaches. *Applied Thermal Engineering*, 2017, vol. 123 (2017): 1223-1236. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.164>.
- [41] Tsyanaeva A., Razorenov S., Belaya V. Chislennoe issledovanie teplotdachi v kanalakh s neclubokimi podkovoobraznymi lunkami [Numerical modeling of heat transfer of channel with shallow curly dimples]. *Trudy ISP RAN/Proc. ISP RAS*, 2017, vol. 29, no. 5, pp. 329-344 (in Russian). doi: 10.15514/ISPRAS-2017-29(5)-16.
- [42] Menter F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598-1605.
- [43] Niknam P. H., Mortaheb H. R., Mokhtarani B. Numerical Investigation of a Ranque-Hilsch Vortex Tube using a Three-Equation Turbulence Model. *Chemical Engineering Communications*, 2017, vol. 204, no. 3, pp. 327-336. <https://doi.org/10.1080/00986445.2016.1155989>.
- [44] Bej N., Sinhamahapatra K. P. Numerical analysis on the heat and work transfer due to shear in a hot cascade Ranque-Hilsch vortex tube *International Journal of Refrigeration*, 2016, vol. 68, pp. 161-176. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.04.021>.
- [45] Rafiee S. E., Sadeghiazad M. M. Three-dimensional and experimental investigation on the effect of cone length of throttle valve on thermal performance of a vortex tube using k-ε turbulence model. *Applied Thermal Engineering*, 2014, vol. 66, no. 1-2, pp. 65-74. doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.01.073>
- [46] Kandil H. A., Abdelghany S. T. Computational investigation of different effects on the performance of the Ranque-Hilsch vortex tube. *Energy*, 2015, vol. 84, pp. 207-218. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.089>.
- [47] Alekhin V. et al. Numerical investigation of a double-circuit Ranque-Hilsch vortex tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, vol. 89, pp. 272-282. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.11.012>
- [48] Cebeci T., Bradshaw P. Physical and computational aspects of convective heat transfer. New York, Berlin, Heidelberg, London, Paris, Tokyo: Springer Science & Business Media, 2012.
- [49] Cebeci T. Convective heat transfer. New York, Berlin, Heidelberg, London, Paris, Tokyo: Springer, 2002.
- [50] Gabdrakhmanov I., Shchelchikov A., Popov I., Isaev S. Primenenie plastinchatykh teploobmennyykh apparatov s poverhnochnymi intensivikatorami teplotdachi v sistemah «egr» dlya uluchsheniya ehkologicheskikh harakteristik DVS [The application of plate heat exchangers with surface intensifiers of heat transfer in the systems "egr" to improve the environmental performance of the engine]. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta* [Proceedings of Kazan technological University], 2015, vol. 18. No. 5. pp. 205-208. (In Russian).
- [51] Isaev S. A. et al. Numerical Simulation of the Intensification of the Heat Exchange in a Plane-Parallel Channel with a Cylindrical Shallow Dimple on the Heated Wall. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2016, vol. 89, no. 5, pp. 1186-1201. doi: 10.1007/s10891-016-1482-9.

**Сведения об авторах.**



Цынаева Анна Александровна, к.т.н., доц., Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: тепломассообмен, системы охлаждения энергетических установок, математическое моделирование, методы интенсификации теплообменных процессов.  
E-mail: [a.tsinaeva@rambler.ru](mailto:a.tsinaeva@rambler.ru)



Цынаева Екатерина Александровна, к.т.н., доц., Самарский государственный технический университет. Область научных интересов: математическое моделирование, интенсификация теплообменных процессов, управление теплотреблением зданий и сооружений.  
E-mail: [bertyf@mail.ru](mailto:bertyf@mail.ru)