

УДК 519.635:62–713.1

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ МАЛОГАБАРИТНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

**Казаков Алексей Владимирович,**

канд. техн. наук, доцент кафедры «Конструирование и технологии в электротехнике» ФГБОУ ВПО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», Россия, 614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29. E-mail: ktei@pstu.ru

**Труфанова Наталия Михайловна,**

д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Конструирование и технологии в электротехнике» ФГБОУ ВПО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет», Россия, 614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29. E-mail: ktei@pstu.ru

*Актуальность работы обусловлена необходимостью выбора эффективной системы охлаждения малогабаритного электрического двигателя при заданных условиях его работы.*

**Цель работы:** определение эффективности различных существующих и предложенных конструкций и систем жидкостного охлаждения малогабаритного электродвигателя при помощи численных экспериментов; определение необходимого режима работы по заданным условиям тепловыделения электродвигателя; экспериментальный выбор необходимого хладагента и геометрии канала охлаждающей рубашки, обеспечивающих рациональные параметры работы рассматриваемого узла в целом.

**Методы исследования:** эксперименты на основе численной модели процесса сложного трехмерного неизоэтермического течения охлаждающей жидкости в режиме заданного расхода с применением метода конечных элементов и программного комплекса Ansys.

**Результаты:** Приведена математическая модель неизоэтермического течения в трехмерной постановке; проведена оценка степени адекватности предложенной математической модели и метода ее численной реализации; предложена и обоснована рациональная геометрия охлаждающей рубашки электродвигателя; оценена эффективность применения различных хладагентов; определены технологические зависимости эффективности работы системы охлаждения от геометрических и некоторых технологических параметров; представлена наглядная визуализация распределения потоков хладагента в канале охлаждающего контура; оценен характер течения потока (ламинарный/турбулентный) в кольцевом и спиральном зазоре; проведена оценка влияния гравитации на течение хладагента; оценена возможность применения того или иного хладагента с точки зрения прочностных возможностей конструкции охлаждающей рубашки. Полученные результаты могут быть применены как при разработке систем автоматического управления промышленным оборудованием, так и в локальном контуре, отвечающем исключительно за процесс охлаждения.

### **Ключевые слова:**

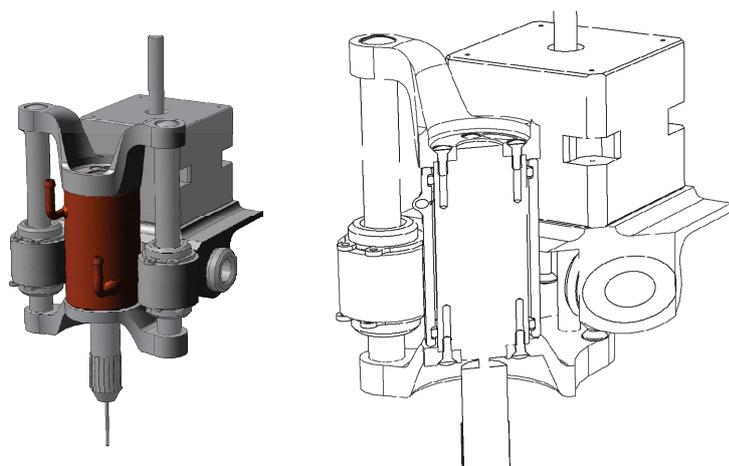
Численное моделирование, реология, жидкостное охлаждение, конечные элементы, ламинарное течение.

Современные технологии позволяют создавать достаточно компактные электродвигатели, обладающие высокой мощностью. Их применение значительно снижает массогабаритные параметры установок, в которых они используются, а также существенно расширяет возможную сферу их использования. Однако ввиду малых габаритов и массы электродвигателя, и высокой мощности нагружения весьма острым становится вопрос отвода выделяемой в обмотках тепловой энергии. В общем случае она частично тратится на повышение температуры самого двигателя, частично рассеивается в окружающую среду. Чем эффективнее будет теплоотвод, тем меньшему нагреву подвергнется сам двигатель, что существенно скажется на его ресурсе [1, 2].

Процесс управления охлаждением такого двигателя существенно упрощается, если обеспечивается системой автоматизированного управления, которая исключает какие-либо действия от оператора, сводя тем самым к минимуму негативные последствия «человеческого фактора» и многократно

увеличивая быстродействие и надежность всей системы в целом. Однако подобные системы требуют заранее известных зависимостей параметров процесса от, скажем, температуры или интенсивности охлаждения. Даже адаптивная система не сможет поддерживать оптимальные параметры технологического режима, если в нее не будут заложены все возможные реакции на изменение влияющих на процесс факторов. Поэтому, прежде чем внедрять подобную систему управления, необходимо получить набор зависимостей, оценить реакцию системы на совокупности внешних факторов воздействия.

В качестве объекта исследования был выбран трехфазный асинхронный электродвигатель мощностью порядка нескольких сотен ватт с диаметром и длиной корпуса 20 и 35 мм соответственно. Такой электродвигатель используется в качестве рабочего органа малогабаритного трехкоординатного фрезерного станка. Двигатель снабжен контроллером управления, который поддерживает заданные обороты вне зависимости от приложенной



**Рис. 1.** Фрагмент рабочей части фрезерного инструмента с электродвигателем и рубашкой жидкостного охлаждения

**Fig. 1.** Fragment of working section of milling tool with electric motor and liquid cooling jacket

к валу нагрузки. Разумеется, при изменении нагрузки будет меняться тепловыделение, что требует принятия активных мер управления процессом охлаждения [3].

Существуют различные способы охлаждения, но, учитывая специфику применимости и высокую скорость нагрева, было предложено охлаждение проточной жидкостью в кольцевом зазоре, образованном гладкой внешней стенкой электродвигателя и дополнительной рубашкой [4, 5]. В качестве хладагентов, согласно ГОСТ 20459–87, были выбраны вода, масло и керосин.

Задачей данного исследования являлось определение зависимости эффективности охлаждения от таких параметров, как физико-реологические свойства применяемого хладагента, его расхода и толщины кольцевого зазора для различных режимов (выделяемой мощности) [6, 7].

На рис. 1 представлен фрагмент головки фрезерной установки. Рубашка имеет два патрубка подачи и отъема жидкости из охлаждающего зазора, расположение которых необходимо учитывать в расчете, т. к. оно оказывает существенное влияние на формирование спиралевидного потока жидкости в зазоре.

Анализ конструкций охлаждающих устройств, применяемых в подобных устройствах, выявил основные типы рубашек, которые условно представлены на рис. 2 [8].

*Во-первых*, это конструкции, создающие кольцевой зазор между внешней непроницаемой стенкой электродвигателя и внутренней гладкой стенкой рубашки (конструкции 1, 4 и 6 на рис. 2). Основные различия заключаются в расположении входных патрубков. И, *во-вторых*, это конструкции, в которых создается направленный спиралевидный поток охлаждающей жидкости (конструкции 2, 3 и 5 на рис. 2).

Изучение применяемых конструктивных решений позволило предложить альтернативную геометрию рубашки охлаждения, которая, с одной

стороны, была бы легко реализуема и не требовала бы сложного производственного оборудования, а с другой – обеспечивала эффективное охлаждения электродвигателя [9–13].



**Рис. 2.** Существующие типы рубашек охлаждения

**Fig. 2.** The existing types of cooling jackets

На рис. 3 приведен общий вид рубашки (слева), ее разрез и эквивалентная упрощенная геометрия с размерами (справа). Основное отличие от ранее существующих конструкций – несоосное расположение патрубков, которое должно обеспечить лучшие условия для формирования закрученного потока.

При расчете применялись следующие допущения: процесс стационарный, теплофизические свойства охлаждающей жидкости постоянны, теплоноситель охлаждался во внешнем контуре до температуры окружающей среды, тепловой поток от двигателя равномерно передавался через цилиндрическую стенку, сложная форма геометрии в зоне контакта с уплотнительными кольцами упрощена, температура электродвигателя принималась равной температуре на его поверхности.

В трехмерной декартовой системе координат с учетом сделанных допущений основные уравнения состояния среды [14–16] выглядят следующим образом [17, 18]:

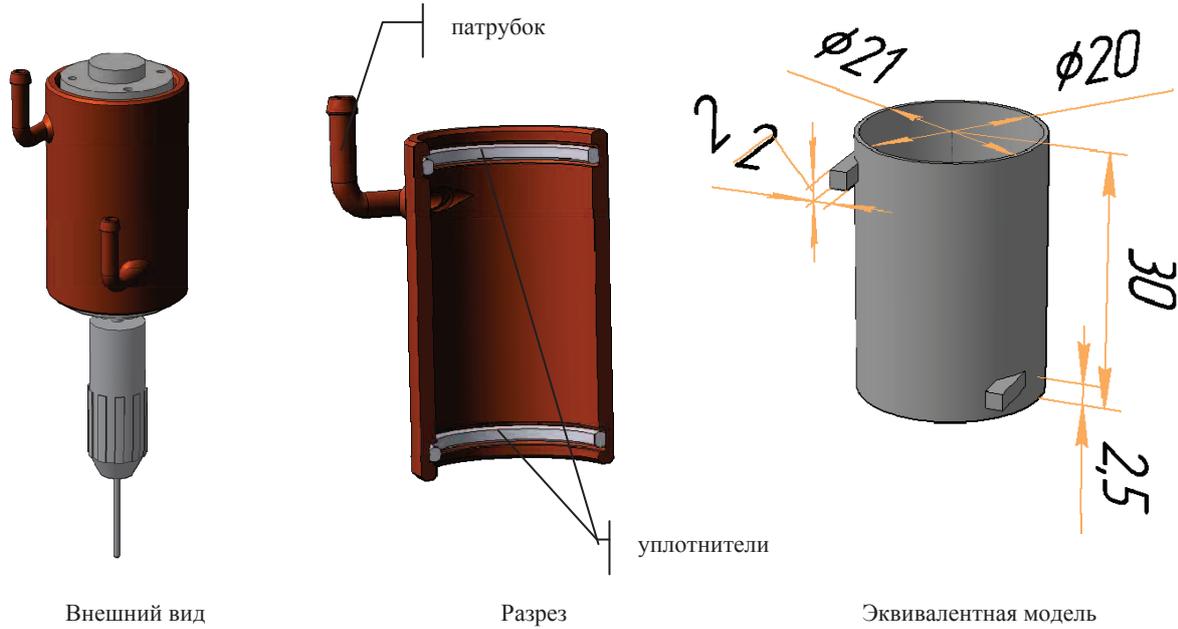


Рис. 3. Предлагаемая рубашка охлаждения

Fig. 3. The proposed cooling jacket

$$\left\{ \begin{aligned} \rho \left( v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) &= \\ &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z}, \\ \rho \left( v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) &= \\ &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z}, \\ \rho \left( v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) &= \\ &= -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}; \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0; \quad (2)$$

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial v_x}{\partial x}; \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v_y}{\partial y}; \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial v_z}{\partial z};$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right);$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left( \frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right);$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} = \mu \left( \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right); \quad (3)$$

$$C\rho \left( v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \Delta \lambda T, \quad (4)$$

где  $x$ ,  $y$  и  $z$  – декартовы координаты;  $v_x$ ,  $v_y$  и  $v_z$  – компоненты вектора скорости;  $P$  – давление;  $T$  – температура;  $\rho$  – плотность;  $C$  – теплоемкость;  $\lambda$  – теплопроводность;  $\mu$  – вязкость;  $\tau_{ij}$  – компоненты тензора напряжения.

Систему (1)–(4) необходимо дополнить граничными условиями (расход жидкости на входном патрубке через эпюру скорости, температура окружающей среды на входе, нулевые скорости на неподвижных стенках канала, нулевой тепловой поток с внешних стенок канала, тепловой поток с поверхности двигателя, атмосферное давление на выходе) и физико-реологическими свойствами исследуемых хладагентов.

Задача решалась численно, с использованием метода конечных элементов [19–22].

Для оценки сходимости численного метода были проведены исследования зависимости средней температуры на выходном патрубке от количества счетных итераций и от числа конечных элементов модели (рис. 4). Линия А1 соответствует модели с числом элементов около 50 тысяч, А6 – около трех миллионов.

Был проведен расчет для определения степени влияния условий теплоотдачи в окружающую среду с внешней стенки рубашки за счет конвекции и излучения, который показал, что абсолютная разница температур на внешней стенке для модели, учитывающей теплоотдачу, и для модели без таковой составляет 0,83 градуса. Таким образом, основной теплоотвод от электродвигателя происходит через жидкий теплоноситель, и теплоотдачей с внешней стенки можно пренебречь.

Дополнительно проводился расчет влияния гравитации на условия течения и охлаждения. При этом рассматривалось три варианта – без уче-

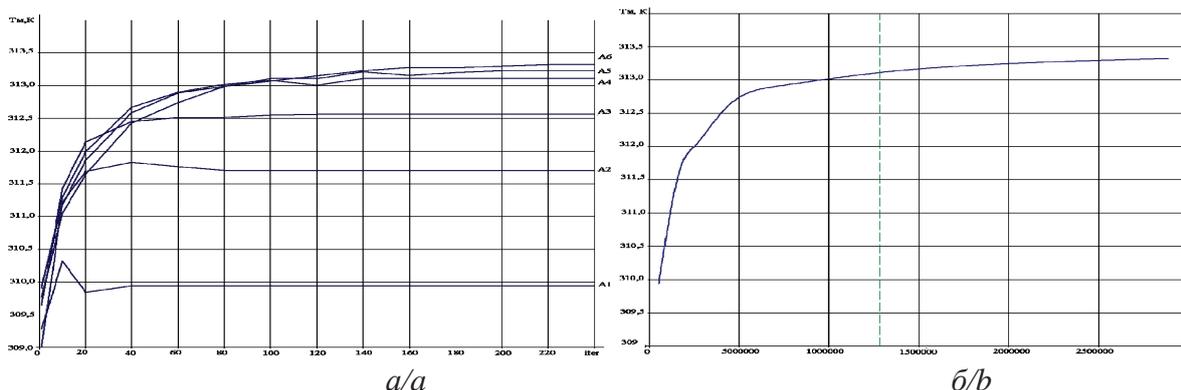


Рис. 4. Графики зависимости температуры на выходе от числа: а) итераций; б) элементов модели  
 Fig. 4. Diagrams of output temperature dependence on a number of: a) iterations; b) model elements

та гравитации, подача холодного хладагента в нижний или верхний патрубок (рис. 5). Разница в температуре на выходе для первого и второго варианта составила менее трех градусов, для первого и третьего – порядка тридцати градусов. Наилучшее охлаждение обеспечивал вариант подачи хладагента снизу.

С целью определения наиболее эффективного хладагента [23] была проведена серия расчетов, результаты которой сведены на рис. 6. На графике

слева представлена зависимость температуры на выходе охлаждающей рубашки от расхода для воды, керосина и масла. В двух таблицах справа приведены некоторые технологические параметры, такие как максимальная температура на внешней поверхности электродвигателя, расход, обеспечивающий допустимую температуру на электродвигателе и превышение давления в канале над атмосферным.

Анализируя представленные результаты, можно сделать вывод о том, что наиболее эффективной

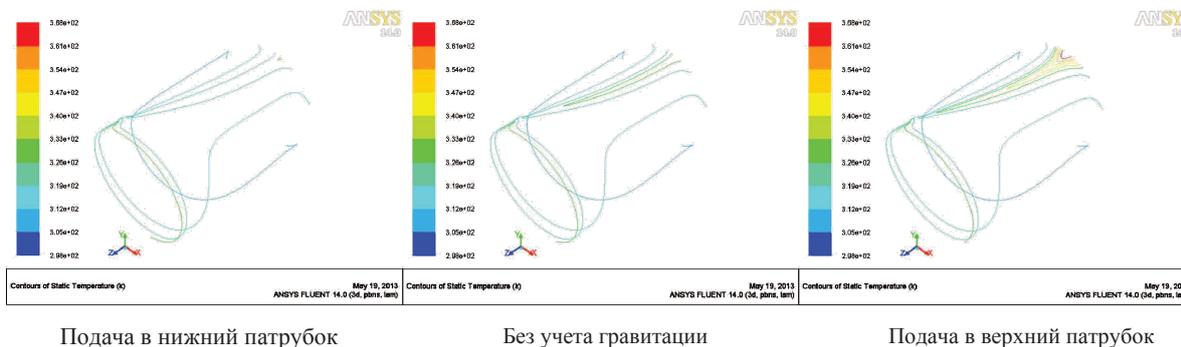


Рис. 5. Тепловые поля для различных вариантов подачи хладагента

Fig. 5. Thermal fields for different variants of coolant feed

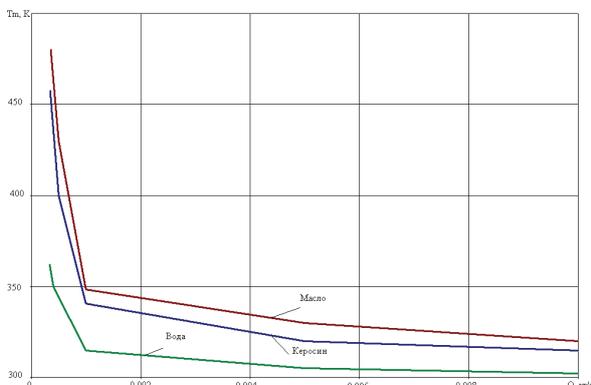
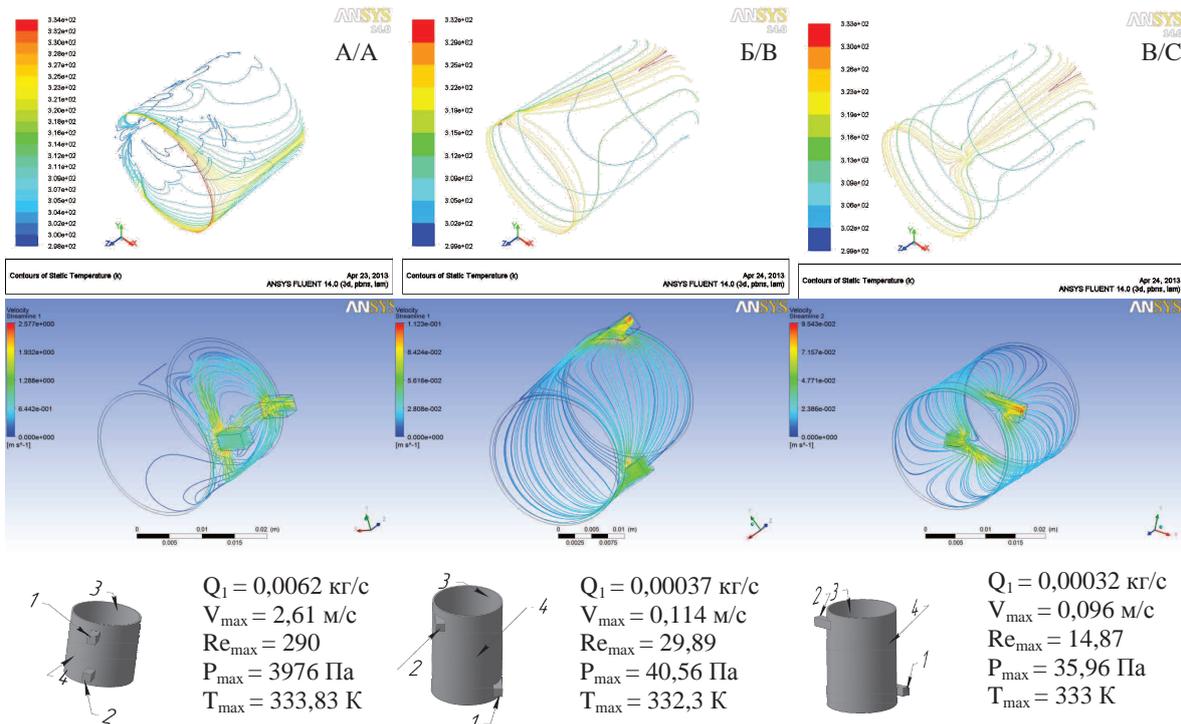


Рис. 6. Эффективность различных хладагентов

Fig. 6. Efficiency of different coolants

Хладагент/Расход, кг/с Coolant/Consumption, kg/s	Максимальная температура, К Peak temperature, K		
	Вода/Water	0,002	0,001
Масло/Oil	364,11	314,8	302,35
Керосин/Paraffin	474,59	348,36	319,98

Охлаждение/Cooling with	Q, кг/с	P <sub>MAX</sub> , Па
водой/water	0,00037	40,70
маслом/oil	0,0025	5284,50
керосином/paraffin	0,0022	736,44



Численное моделирование жидкостного охлаждения малогабаритного электродвигателя

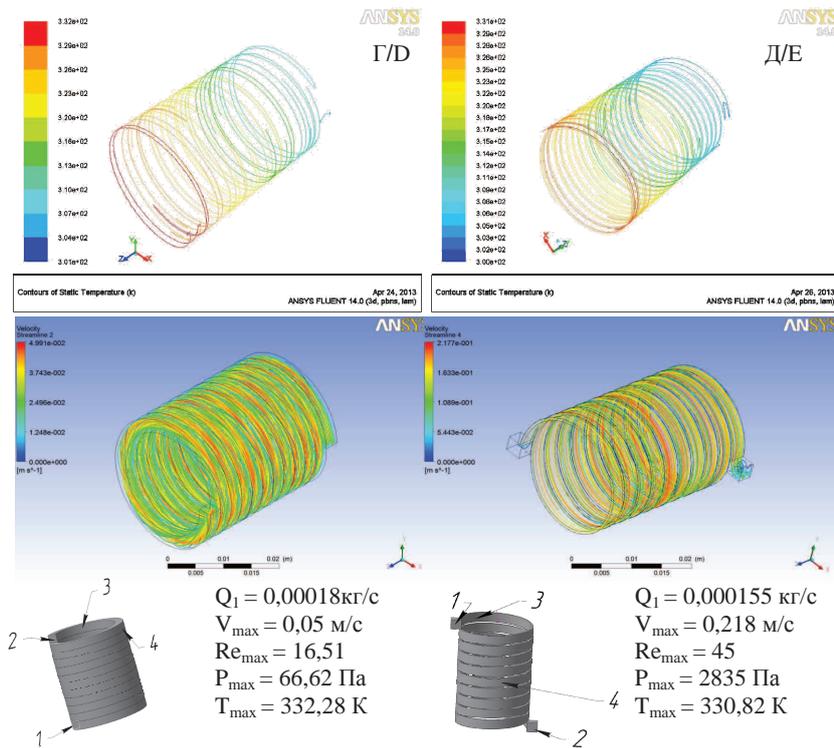


Рис. 7. Эффективность различных геометрий

Fig. 7. Efficiency of different geometries

средой охлаждения для данной конфигурации является вода. Она обеспечивает максимальную температуру на выходе и минимальную на электродвигателе, наименьший расход хладагента и ми-

нимальное давление внутри охлаждающего зазора. Применение масла оказалось невозможным, т. к. высокое давление в зазоре привело бы к подтеканию резиновых уплотнителей канала.

Для определения оптимальной геометрии все основные типы конструкций рубашек охлаждения были смоделированы и просчитаны с учетом сделанных ранее упрощений. Наиболее показательные результаты счета приведены на рис. 7.

На нем представлено 5 основных типов геометрии – модель А имеет входные патрубки на одной стороне, оси патрубков проходят через ось кольцевого зазора; модель Б – предлагаемый вариант (патрубки на одной стороне, смещены в стороны относительно плоскости симметрии кольцевого зазора); В – вариант модели Б, у которого патрубки направлены в разные стороны; Г – спиральный канал, стенки которого частично соприкасаются; Д – полностью изолированный спиральный канал.

Для всех моделей приведены тепловые поля, линии тока, эквивалентные геометрические модели и технологические параметры (расход, давление, максимальная скорость потока и т. п.), обеспечивающие требуемые условия охлаждения электродвигателя. Дополнительно приведено характерное число Рейнольдса для оценки применимости модели ламинарного течения.

Анализ расчета показал, что наиболее эффективными будут модели с направляющими потока, которые формируют многовитковую структуру течения охлаждающей жидкости [24, 25]. Однако создать подобные каналы сложно, и требуются специальные методы обработки заготовок. Из моделей с плоским кольцевым зазором наибольшей эффективностью обладают предложенные модели Б и В, однако в силу специфики конструктивных особенностей рубашку модели В применить не удалось.

Таким образом, было подтверждена эффективность предложенной рубашки охлаждения для конкретных условий работы малогабаритного электродвигателя.

На рис. 8 приведено распределение потоков жидкости в зазоре контура охлаждения. Хорошо видна структура потоков и наиболее нагретые участки канала.

Для данной конструкции были рассчитаны и построены зависимости температуры электродвигателя от ширины кольцевого зазора, от температуры хладагента на входе (что может иметь место при изменении условий охлаждения внешнего контура).

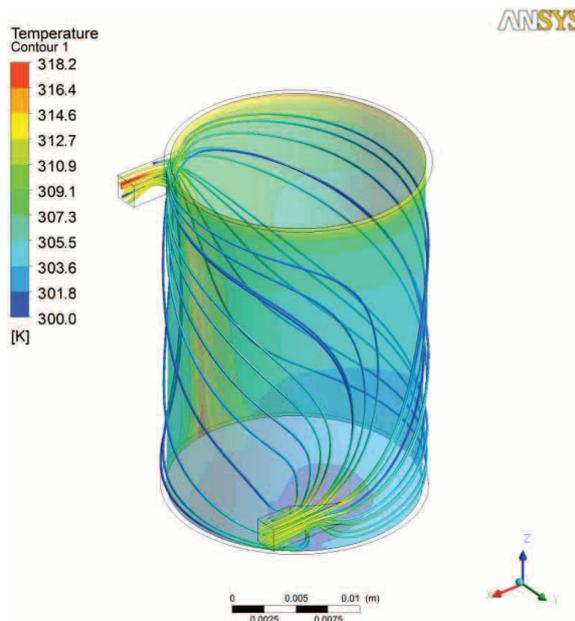


Рис. 8. Распределение потоков охлаждающей жидкости в канале модели Б

Fig. 8. Distribution of coolant flows in B model channel

На рис. 9 представлены графики зависимости наибольшей температуры на внутренней стенке канала (поверхности электродвигателя) от начальной температуры хладагента (слева) и от ширины кольцевого зазора канала охлаждения (справа). Анализ зависимостей показывает практически пропорциональное изменение температуры электродвигателя в зависимости от температуры хладагента на входе охлаждающей рубашки. Данное обстоятельство позволяет посредством измерения температуры хладагента на выходе внешнего контура охлаждения оперативно регулировать мощность электродвигателя для недопущения его перегрева либо увеличивать расход хладагента (в случае, если снижение мощности недопустимо).

Уменьшение величины зазора положительно сказывается на условиях отъема энергии с поверхности электродвигателя, однако при этом существенно возрастает давление в канале. Поэтому для итоговой конструкции был выбран зазор такой

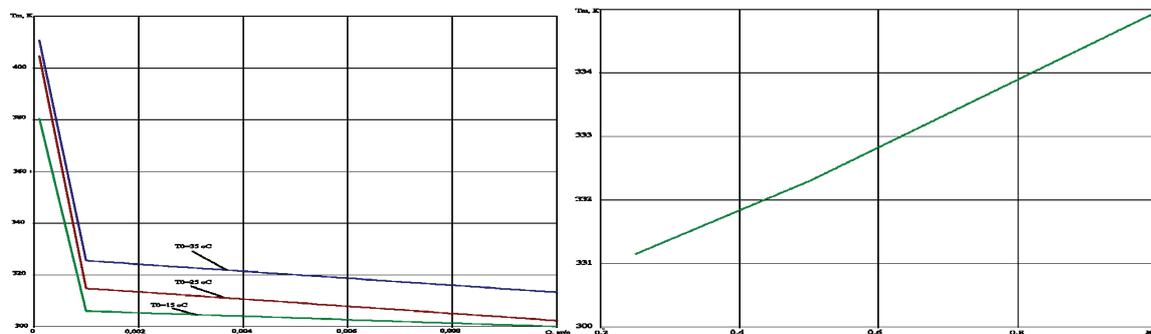


Рис. 9. Эффективность охлаждения в зависимости от начальной температуры хладагента и от ширины кольцевого зазора

Fig. 9. Efficiency of cooling depending on coolant initial temperature and annular space width

толщины, который, с одной стороны, обеспечил бы максимальную эффективность охлаждения, а с другой – не приводил бы к чрезмерным давлениям в зазоре для выбранного хладагента во всем рабочем диапазоне расходов [26].

Применение такой сложной модели имеет существенное преимущество по сравнению с существующими методиками инженерного расчета, а именно возможность адаптации модели под разнообразные геометрии канала (кольцевой, спиралевидный), граничные условия охлаждения и свой-

ства хладагентов. Кроме того, присутствуют широкие возможности модификации модели для расчета, скажем, турбулентных течений или для учета инерционных составляющих от перемещения фрезерной головки по произвольной траектории с высокими ускорениями.

Рассчитанные зависимости могут быть либо непосредственно внедрены в существующую систему охлаждения реального оборудования, либо стать основой для вновь разрабатываемой системы автоматизированного управления.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Валев С. В поисках идеального решения: жидкостное охлаждение в современных компактных корпусах высокой мощности // Силовая электроника. – 2005. – № 3. – С. 92–95.
2. Новожилов Ю.Н. Система охлаждения электродвигателей // Промышленная энергетика. – 2005. – № 3. – С. 16–17.
3. Никитин М.Н. Исследование теплообмена с жидкой фазой в кольцевом канале охлаждающего корпуса смесительного теплогенератора // Тепловые процессы в технике. – 2013. – № 9. – С. 404–410.
4. Марчук С. Решения для жидкостного охлаждения электрооборудования // Силовая электроника. – 2011. – Т. 3. – № 31. – С. 70–71.
5. Bezyukov O.K., Zhukov V.A., Zhukova O.V. Effectiveness of liquid cooling systems in motors and manufacturing equipment // Russian Engineering Research. – 2008. – V. 28. № 11. – P. 1055–1057.
6. Zhukov V.A. Improving the liquid-cooling systems of power units and technological equipment // Russian Engineering Research. – 2011. – V. 31. – № 12. – P. 1244–1247.
7. Интенсификация тепло- и массообмена в энергетике / Дзюбенко Б.В. и др. – М.: ФГУП «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2003. – 232 с.
8. Бажан П.И., Каневец Г.В., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 342 с.
9. Харьков Н.С., Петриченко М.Р., Чамкина М.В. Возможно ли восстановление напора в цилиндрическом закрученном потоке? // Инженерно-строительный журнал. – 2011. – № 1. – С. 12–16.
10. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Экспериментальное исследование пропускной способности цилиндрического канала при малой интенсивности закрутки потока // Вестник МАНЭБ. – 2008. – Т. 14. – Вып. 2. – С. 129–133.
11. Гиргидов А.Д. Механика жидкости и газа (гидравлика). 4-е изд., испр., доп. – СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008. – 576 с.
12. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Гидравлические потери на основном участке цилиндрического канала при малой интенсивности закрутки // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2008. – № 63. – С. 237–242.
13. Петриченко М.Р., Харьков Н.С. Энергетический баланс винтового потока в цилиндрическом канале // Труды XVI школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева. – М.: ИД МЭИ, 2007. – Т. 2. – С. 302–304.
14. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен. – М.: Изд-во МЭИ, 2005. – 550 с.
15. Кудинов А.А. Техническая гидромеханика. – Самара: Изд-во СамГТУ, 2005. – 293 с.
16. Tu J., Guan H.Y., Chaoqun L. Computational fluid dynamics. – USA, Burlington: Betterworth-Heinemann, 2008. – 459 p.
17. Бекнев В.С., Епифанов В.М., Леонтьев А.И. Газовая динамика. Механика жидкости и газа / под общ. ред. А.И. Леонтьева. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 671 с.
18. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / под общ. ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 564 с.
19. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
20. Патанкар С.В. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах / пер. с англ. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 312 с.
21. Марфина Н.А., Радыгин В.Ю. Применение среды Ansys для моделирования течения жидкой среды в узких каналах соединений с учетом реальной топографии поверхностей // Известия московского государственного индустриального университета. – 2010. – № 2 (19). – С. 60–67.
22. Ананьев Д.В., Абайдуллин Б.Р., Вачагина Е.К. Теплообмен при ламинарном течении ньютоновских и неньютоновских жидкостей в кольцевом канале с винтовой закруткой потока // Тепловые процессы в технике. – 2012. – № 6. – С. 267–273.
23. Никитин М.Н. Сравнение характеристик теплоносителей // Альманах современной науки и образования. – 2009. – № 6 (25). – С. 135–137.
24. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. – М.: Машиностроение, 1982. – 200 с.
25. Эффективные интенсификаторы теплоотдачи для ламинарных (турбулентных) потоков в каналах энергоустановок / А.И. Леонтьев и др. // Известия РАН. Энергетика. – 2005. – № 1. – С. 75–91.
26. Жуков В.А. Энергосбережение в контурах жидкостного охлаждения энергетических и технологических установок // Вестник машиностроения. – 2011. – № 6. – С. 52–55.

Поступила 13.05.2014 г.

UDC 519.635:62-713.1

## NUMERICAL SIMULATION OF LIQUID COOLING FOR A COMPACT MOTOR

Alexey V. Kazakov,

Cand. Sc., Perm National Research Polytechnic University,  
29, Komsomolsky prospect, Perm, 614990, Russia. E-mail: ktei@pstu.ru

Natalia M. Trufanova,

Dr. Sc., Perm National Research Polytechnic University,  
29, Komsomolsky prospect, Perm, 614990, Russia. E-mail: ktei@pstu.ru

Relevance of the work is caused by the necessity to select the efficient cooling system for a compact electric motor under specified conditions of its work.

**The main aim of the study** is to determine by the experiment the efficiency of various existing and proposed designs and patterns for the liquid cooling system of small-sized motor using numerical experiments, to determine the required operating mode by the given conditions of motor heat release; to select experimentally the required refrigerant and geometry of the channel of the cooling jacket to ensure rational parameters of the node in question as a whole.

**The methods used in the study:** experiments based on numerical simulation of complex three-dimensional non-isothermal flow of coolant under constant flow using the finite element method and program complex Ansys.

**The results.** The paper introduces the mathematical model of non-isothermal flow in a three-dimensional formulation. The authors estimated the adequacy of the proposed mathematical model and its numerical implementation, proposed and proved the rational geometry of the motor cooling jacket. The effectiveness of applying different refrigerants was appreciated and technological dependence of cooling system operation efficiency on geometrical and some technological parameters was defined. The paper introduces the graphic visualization of refrigerant flow distribution in the cooling circuit channel. The authors estimated the nature of air flow (laminar/turbulent) in annular and spiral gap, gravity effects on refrigerant held, the possibility of applying coolant from the standpoint of strength capacity of the cooling jacket design. The results obtained can be applied both in developing automatic control systems in industrial equipment and in a local loop responsible for cooling.

**Key words:**

Numerical simulation, rheology, liquid cooling, finite elements, laminar flow.

## REFERENCES

- Valev S. V. Poiskakh idealnogo resheniya: zhidkostnoe okhlazhdenie v sovremennykh kompaktnykh korpusakh vysokoy moshchnosti [In search of the perfect solution: liquid cooling in modern compact housing of high power]. *Silovaya elektronika*, 2005, no. 3, pp. 92–95.
- Novozhilov Yu.N. Sistema okhlazhdeniya elektrodvigateley [Cooling system of electric motors]. *Promyshlennaya energetika*, 2005, no. 3, pp. 16–17.
- Nikitin M.N. Issledovaniye teploobmena s zhidkoy fazoy v koltsevom kanale okhlazhdayushchego korpusa smesitelnogo teplogeneratora [Heat transfer with liquid phase within cooling body annular channel in mixing heat generator]. *Teplovyye protsessy v tekhnike*, 2013, no. 9, pp. 404–410.
- Marchuk S. Resheniya dlya zhidkostnogo okhlazhdeniya elektrooborudovaniya [Solutions for electrical equipment liquid cooling]. *Silovaya elektronika*, 2011, vol. 3, no. 31, pp. 70–71.
- Bezyukov O.K., Zhukov V.A., Zhukova O.V. Effectiveness of liquid cooling systems in motors and manufacturing equipment. *Russian Engineering Research*, 2008, vol. 28, no. 11, pp. 1055–1057.
- Zhukov V.A. Improving the liquid-cooling systems of power units and technological equipment. *Russian Engineering Research*, 2011, vol. 31, no. 12, pp. 1244–1247.
- Dzyubenko B.V. Intensifikatsiya teplo- i massoobmena v energetike [Intensification of heat and mass transfer in power engineering]. Moscow, TsNIIATOMINFORM, 2003. 232 p.
- Bazhan P.I., Kanevets G.V., Seliverstov V.M. *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Handbook of heat exchangers]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1989. 342 p.
- Kharkov N.S., Petrichenko M.R., Chamkina M.V. Vozmozhno li vosstanovleniye napora v tsilindricheskom zakruchennom potoke? [Is it possible to restore pressure in the cylindrical swirling flow?]. *Inzhenerno-stroitelnyy zhurnal*, 2011, no. 1, pp. 12–16.
- Petrichenko M.R., Kharkov N.S. Eksperimentalnoye issledovaniye propusknoy sposobnosti tsilindricheskogo kanala pri maloy intensivnosti zakrutki potoka [Experimental study of cylindrical channel bandwidth at a low swirling intensity]. *Vestnik MANEB*, 2008, vol. 14, Iss. 2, pp. 129–133.
- Girgидov A.D. *Mekhanika zhidkosti i gaza (gidravlika)* [Fluid Mechanics (Hydraulics)]. Saint Petersburg, SPbGPU Press, 2008. 576 p.
- Petrichenko M.R., Kharkov N.S. Gidravlicheskiye poteri na osnovnom uchastke tsilindricheskogo kanala pri maloy intensivnosti zakrutki [Hydraulic losses in the main section of cylindrical channel at low intensity spin]. *Nauchno-tehnicheskkiye vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*, 2008, no. 63, pp. 237–242.
- Petrichenko M.R., Kharkov N.S. Energeticheskiy balans vintovogo potoka v tsilindricheskom kanale [Energy balance of helical flow in a cylindrical channel]. *Trudy XVI shkoly-seminara molodykh uchenykh i spetsialistov pod rukovodstvom akademika RAN A.I. Leontyeva* [Proceedings XVI school of young scientists and specialists under the leadership of academician A.I. Leontiev]. Moscow, ID MEI, 2007. Vol. 2, pp. 302–304.
- Tsvetkov F.F., Grigoryev B.A. *Tplomassoobmen* [Heat and mass transfer]. Moscow, MEI Press, 2005. 550 p.
- Kudinov A.A. *Tekhnicheskaya gidromekhanika* [Technical Hydromechanics]. Samara, SamGTU Press, 2005. 293 p.
- Tu J., Guan H.Y., Chaoqun L. *Computational fluid dynamics*. USA, Burlington: Betterworth-Heinemann, 2008. 459 p.
- Beknev V.S., Yepifanov V.M., Leontyev A.I. Gazovaya dinamika. Mekhanika zhidkosti i gaza [Gas dynamics. Fluid Mechanics]. Ed by A.I. Leontyev. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Press, 1997. 671 p.

18. Teoreticheskiye osnovy teplotekhniki. Teplotekhnicheskiy eksperiment: Spravochnik [Theoretical basics of heat engineering. Thermal experiment: Reference]. Ed. by A.V. Klimenko, V.M. Zorin. Moscow, MEI Press, 2001. 564 p.
19. Segerlind L. *Primeneniye metoda konechnykh elementov* [Application of Finite Element Method]. Moscow, Mir Publ., 1979. 392 p.
20. Patankar S.V. *Chislennoe resheniye zadach teploprovodnosti i konvektivnogo teploobmena pri techenii v kanalakh* [Computation of conduction and Duct Flow Heat Transfer]. Moscow, MEI Press, 2003. 312 p.
21. Marfina N.A., Radygin V.Yu. *Primeneniye sredey Ansys dlya modelirovaniya techeniya zhidkoy sredey v uzkiykh kanalakh soedineniy s uchetoм realnoy topografii poverkhnostey* [Application of Ansys environment for modeling fluid flow in narrow channels of compounds based on the real surface topography]. *Izvestiya moskovskogo gosudarstvennogo industrialnogo universiteta*, 2010, no. 2 (19), pp. 60–67.
22. Ananyev D.V., Abaydullin B.R., Vachagina E.K. *Teploobmen pri laminarnom techenii nyutonovskikh i nenyutonovskikh zhidkostey v koltsevom kanale s vintovoy zakrutkoy potoka* [Heat transfer in laminar flow of Newtonian and non-Newtonian fluids in an annulus with a spiral twist flow]. *Teplovyye protsessy v tekhnike*, 2012, no. 6, pp. 267–273.
23. Nikitin M.N. *Sravneniye kharakteristik teplonositeley* [Comparison of characteristics of coolants]. *Almanakh sovremennoy nauki i obrazovaniya*, 2009, no. 6 (25), pp. 135–137.
24. Shchukin V.K., Khalatov A.A. *Teploobmen, massoobmen i gidrodinamika zakruchennykh potokov v osesimmetrichnykh kanalakh* [Heat transfer, mass transfer and hydrodynamics of swirling flows in axisymmetric channels]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1982. 200 p.
25. Leontyev A.I. *Effektivnyye intensivatory teplootdachi dlya laminarnykh (turbulentnykh) potokov v kanalakh energoustanovok* [Effective heat intensifiers for laminar (turbulent) flows in power plant channels]. *Izvestiya RAN. Energetika*, 2005, no. 1, pp. 75–91.
26. Zhukov V.A. *Energoberezheniye v konturakh zhidkostnogo okhlazhdeniya energeticheskikh i tekhnologicheskikh ustanovok* [Energy saving in liquid cooling circuits of power and process plants]. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2011, no. 6, pp. 52–55.

Received: 13 May 2014.