

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ В СОСТАВЕ ТРАНСМИССИИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

*Н.Г. Терентьев, С.В. Кондаков*

Приведены результаты моделирования системы охлаждения электрического двигателя с различной организацией циркуляции жидкости в рубашке охлаждения, уточнена классическая методика расчета.

*Ключевые слова:* колесная машина, трансмиссия, система охлаждения, рубашка охлаждения, спиральный канал, перепад температур, уточняющий коэффициент.

В настоящее время электротрансмиссии получают все большее распространение в силу своих очевидных преимуществ по бесступенчатости регулирования скорости и момента, а также широких возможностей по автоматизации регулирования и оптимизации совместной работы с ДВС [1]. Кроме того, интерес к электрическим трансмиссиям усиливается по мере разработки все более компактных и энергонасыщенных электромашин и силовых преобразователей [2].

В частности, фирма «Магнет мотор» (ФРГ) установила электрическую трансмиссию на гусеничную боевую машину пехоты «Мардер» с 440 кВт ДВС при мощности двух бортовых электродвигателей (ЭД) по 750 кВт каждый. В начале 90-х годов фирмой выпущена многоколесная машина с формулой 8×8 полной длиной 7 м, шириной 3 м, массой 32 т, ДВС мощностью 600 кВт, с восьмью ЭД мощностью по 70–80 кВт каждый, установленными непосредственно в колесах [3].

В РФ также ведутся работы по внедрению электрических трансмиссий для транспортных средств большой мощности. Потери энергии, а следовательно, и нагрев увеличивается пропорционально с увеличением нагрузки. Поэтому наибольшая мощность нагрузки, допускаемая для данной машины, определяется главным образом допустимым уровнем нагревания, а также механической прочности ее частей.

Одна из проблем, возникших при этом – утилизация выделяющегося тепла. Дело в том, что преобразование энергии в электромашинках неизбежно связано с ее потерями, вызванными перемагничиванием ферромагнитных сердечников, преобразованием тока через проводники, трением в подшипниках и о воздух. Электромашинки являются достаточно совершенными преобразователями энергии с относительно высоким КПД. Например, в самых мощных электрических машинах КПД равен 98–99,5 %, а в машинах мощностью 10 кВт – 50–70 %. Подобные величины КПД при столь малых мощностях в других машинах невозможны [4].

Теряемая в электромашинках энергия превращается в тепло и вызывает нагревание отдельных ее частей. Для надежности работы и достижения приемлемого срока службы нагревание частей машины должно быть ограничено. Наиболее чувствительными к нагреву являются электроизоляционные материалы, качество которых определяет допустимый уровень нагрева электрических машин. Большое значение имеет способ отвода тепла и охлаждения.

Охлаждение электрических машин бывает воздушным и жидкостным. При воздушном охлаждении поток воздуха, нагнетаемый вентилятором, обтекая нагретые поверхности, уносит часть тепла, тем самым, поддерживая температуру частей электрической машины на приемлемом уровне. В случае жидкостного охлаждения отвод избыточного тепла осуществляется жидкостью, циркулирующей в рубашке охлаждения. Существуют различные конфигурации контуров жидкостного охлаждения электрических машин. Самый простой и основной – это полость с охлаждающей жидкостью вокруг статора электромашинки. В этом случае жидкость подводится и отводится с разных сторон статора и тепло, генерированное электрической машиной, принимает охлаждающая жидкость. Различные системы непосредственного охлаждения во всех случаях

## Расчет и конструирование

выполняются замкнутыми с циркуляцией одной и той же массы охлаждающего агента с охлаждением его в специальных охладителях. При непосредственном охлаждении обмоток перепады температуры в изоляции исключаются и можно резко увеличить плотность тока. При водяном охлаждении мощность машины ограничивается в основном уже не условиями нагрева, а другими техническими и экономическими показателями.

Расход охлаждающей среды ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), необходимый для отвода тепла, по классической методике [5] равен:  $V = \frac{P}{c \cdot \Theta_B}$ , где  $P$  – отводимые потери, Вт;  $c$  – удельная объемная теплоемкость охлаждающей среды, Дж/(град· $\text{м}^3$ );  $\Theta_B = \Theta_T - \Theta_X$  – перепад температур нагретой охлаждающей среды и поступающей в машину, °С. Для воды  $c = 3,85 \cdot 10^6$  Дж/(град· $\text{м}^3$ ). Величина  $\Theta_B$  в зависимости от способа циркуляции жидкости изменяется в пределах 12–30 °С.

В связи с появлением мощных компьютеров методы расчета теплонпряженности различных систем стали активно развиваться. Для определения локальных гидродинамических параметров течения жидкости с учетом турбулентности и вихревого характера потока в полости в последние годы все чаще используют численные методы на основе CFD (Computational Fluid Dynamics) моделей, в частности, метод конечных элементов, реализуемый с помощью CAE (Computer-aided engineering) технологий [6].

В специализированной CAD (Computer – aided design) программе создается объемная модель полости охлаждения. В качестве начальных условий принимается расход на входе в полость системы охлаждения статора и отвода нагретой жидкости. Результаты расчета методом конечных элементов представлены в виде полей векторов скоростей течения жидкости вдоль поверхностей охлаждения цилиндра. При этом каждый вектор соответствует определенному значению скорости. В ходе данного исследования был проведен расчетный анализ системы охлаждения статора электромашин. Расчет произведен в приложении ANSYS CFX [6].

Рассмотрены два контура охлаждения статора (рис. 1 и 4). Для обоих вариантов расчета принято: расход охлаждающей жидкости  $G = 0,8$  кг/с; температура охлаждающей жидкости на входе в рубашку охлаждения статора  $t = 30$  °С; мощность электромашин  $P = 100$  кВт.

Схема рубашки охлаждения варианта № 1 представлена на рис. 1. Данная конфигурация является собой распространенный вариант решения задачи по охлаждению электромашин. Он недорог, прост в изготовлении и эффективен. Рассмотрим его в качестве основного варианта и определим его параметры. Подача охлаждающей жидкости осуществляется через левый патрубок, отвод – через правый.

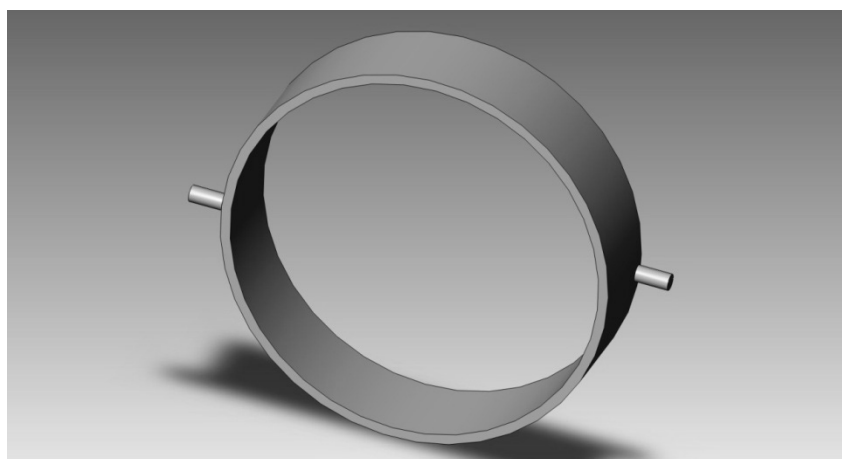


Рис. 1. Схема рубашки охлаждения статора электромашин

Результаты гидравлического расчета представлены на рис. 2: установлено распределение потоков жидкости внутри полости охлаждения, определены зоны с малой и большой скоростью течения жидкости. Максимальная скорость жидкости 3,35 м/с (в точках входа и выхода), минимальная  $1,16 \cdot 10^{-2}$  м/с. Результаты теплового расчета представлены на рис. 3.

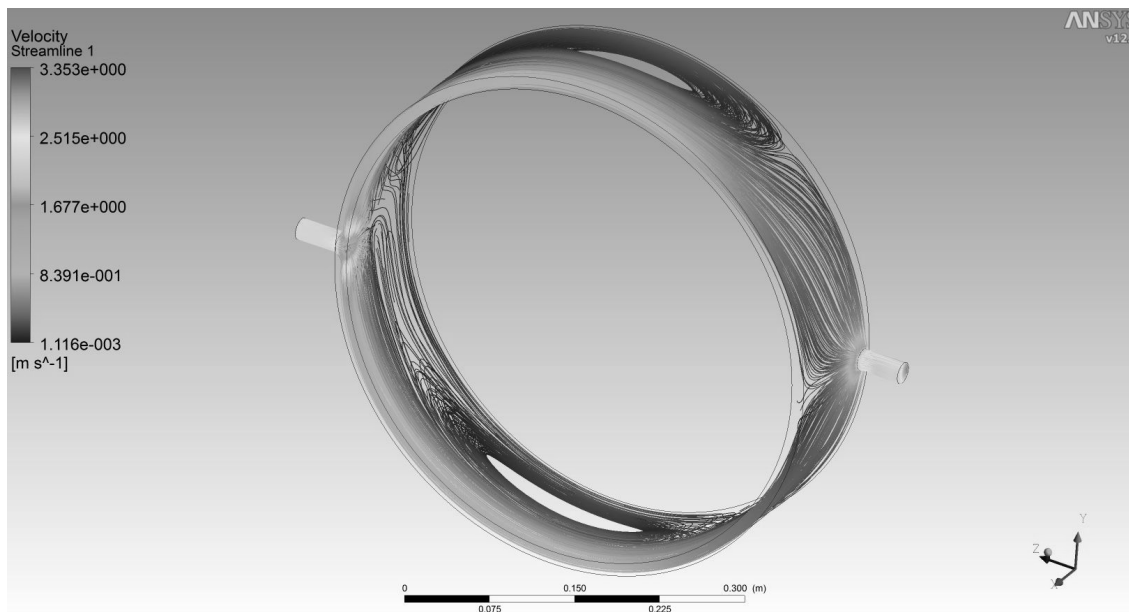


Рис. 2. Иллюстрация движения жидкости в полости охлаждения

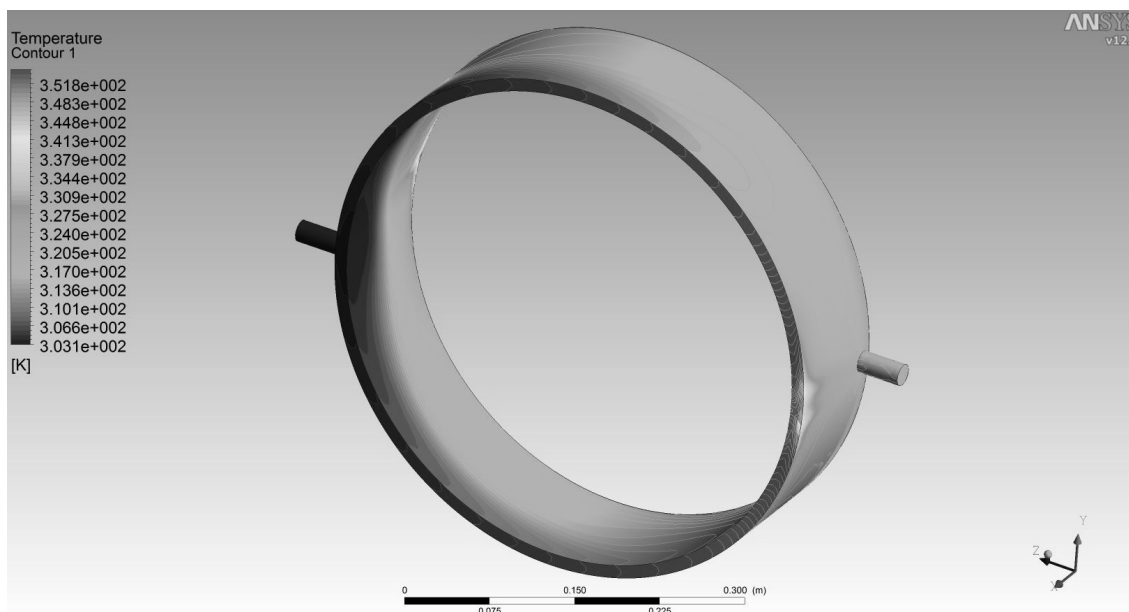


Рис. 3. Иллюстрация результатов теплового расчета рубашки охлаждения

По результатам расчета видно, что перепад температуры относительно входа и выхода в рубашке охлаждения составляет  $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Это связано с тем, что скорости жидкости различных точках рубашки охлаждения существенно отличаются, имеются зоны с «нулевой» скоростью и как следствие этого – низкий теплоотвод от статора. Кроме того, на рисунках видны зоны перегрева и зоны, где жидкость практически не меняет свою температуру.

Вариант № 2: рубашка охлаждения (рис. 4) представляет собой спиральный канал, в котором охлаждающая жидкость не имеет возможности произвольно менять свое направление и скорость внутри объема, как это имеет место в варианте № 1. И как следствие, результаты расчета имеют существенные отличия.

Результаты гидравлического расчета представлены на рис. 5. В данном примере скорость жидкости по всей траектории движения составляет  $3,32\text{ м/с}$ . И только в местах подвода и отвода

## Расчет и конструирование

имеют место незначительное изменение скорости, что не оказывает влияние на теплообменные процессы. В данной схеме движения жидкости не наблюдаются места, где жидкость имеет скорость близкой к нулю. И перепад по скоростям входа и выхода меньше, чем в первом варианте, он составляет всего 0,89 м/с.



Рис. 4. Схема рубашки охлаждения статора электромашин со спиральным каналом

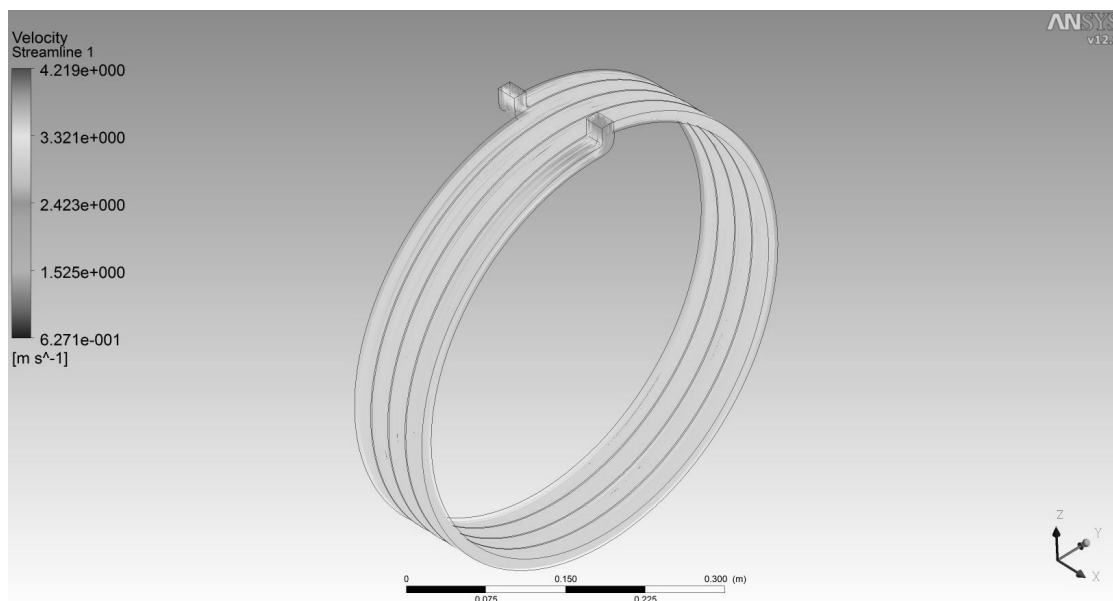


Рис. 5. Иллюстрация движения жидкости в полости охлаждения

По результатам теплового расчета (рис. 6) видно, что в отличие от первого варианта, где перепад температуры относительно входа и выхода в рубашку охлаждения составляет 17 °С, в данном варианте почти столько же – 18 °С. Но, при этом, максимальная температура жидкости в первом варианте 78 °С, а во втором – всего 48 °С и жидкость в контуре нагревается равномерно, и нет зон перегрева.

Аналогично выше изложенному набору начальных условий (расход охлаждающей жидкости  $G = 0,8$  кг/с; температура охлаждающей жидкости на входе в рубашку охлаждения статора  $t = 30$  °С) проведены расчеты при различных расходах охлаждающей жидкости через рубашку охлаждения

и получены зависимости между разностью температур в контуре охлаждения электромашин и расходом. Результаты расчетов приведены на рис. 7. Сюда же помещен график (3)  $\Delta T(G)$ , построенный по классической методике. Анализ графиков показывает, что существующая методика оценки теплонапряженности в системе охлаждения электродвигателя в целом соответствует результатам моделирования процесса в пакете программ ANSYS CFX, о чем свидетельствует расположение графика (3) между (1) и (2). Но, с другой стороны, не позволяет оценить их с большой точностью: например при одном и том же расходе охлаждающей жидкости в 1 кг/с перепад температур  $\Delta T$  по классической методике, которая не учитывает особенности потока жидкости в рубашке охлаждения, составляет 20 °С, при потоке жидкости без организации спирального канала составляет 41 °С, а при организации спирального канала всего 14 °С.



Рис. 6. Иллюстрация результатов теплового расчета рубашки охлаждения

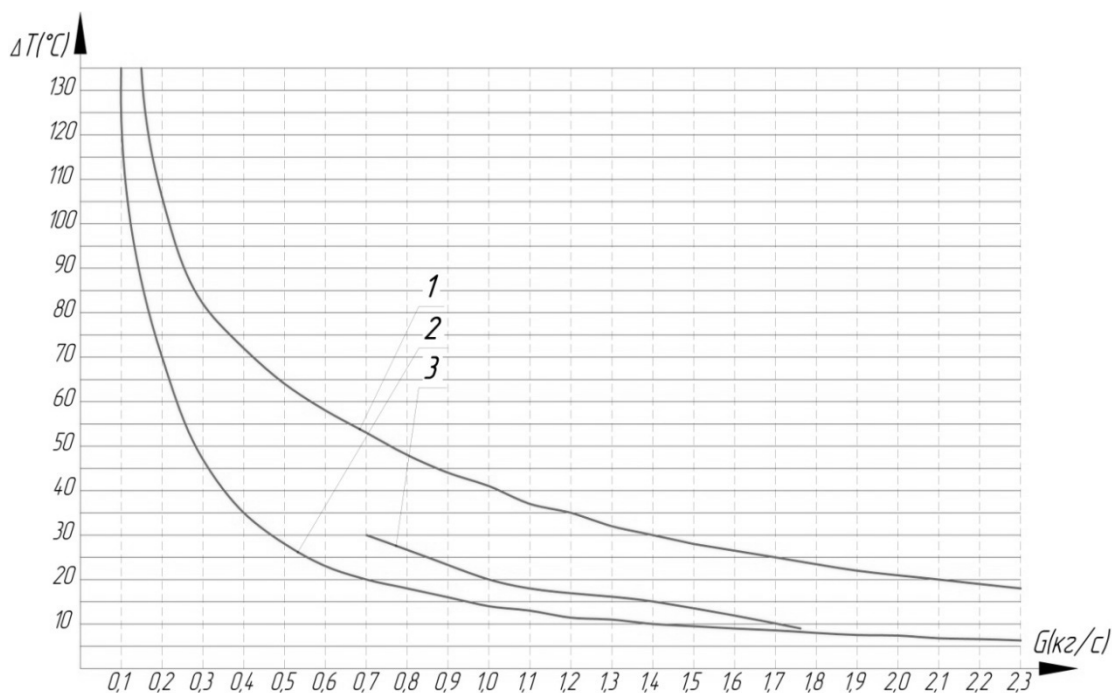


Рис. 7. Результаты исследований: 1 и 2 – первый и второй варианты при различных расходах охлаждающей жидкости через них; 3 – значения параметров, рассчитанных по формуле из [4]

## Расчет и конструирование

Можно сказать, что внедрение в инженерную практику современных средств математической имитации реальных физических процессов, в данном случае теплообмена, позволяет ввести в классическую методику уточняющий коэффициент  $K$ , величина которого составляет  $\frac{14}{20} \dots \frac{41}{20} = 0,7\dots 2,05$ , и существенно уточнить результаты расчетов, что, в свою очередь, позволит более обоснованно подходить к назначению конструктивных параметров рубашки охлаждения электродвигателей.

### Выводы

1. Предложена методика расчета тепловой напряженности системы охлаждения электрических двигателей в трансмиссии колесной машины с организацией различных направлений потоков охлаждающей жидкости на основе апробированных пакетов программ ANSYS CFX, уточняющая существующую классическую методику.
2. Проведено сравнение диаграмм  $\Delta T$  (G), рассчитанных по классической методике и с помощью пакета программ ANSYS CFX для различных вариантов организации потока охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения. Получен уточняющий коэффициент  $K = 0,7\dots 2,05$ , отражающий специфику потока жидкости, которую не учитывает классическая методика.
3. Обоснован наилучший вариант (спиралевидный контур) по организации потока в рубашке, обеспечивающий равномерное охлаждение и минимальные локальные температуры и перепады между входом и выходом не превышающие 10–15 °С.
4. Установлено, что для вентильных двигателей мощностью 100 кВт оптимальный расход охлаждающей жидкости находится в пределах от 0,9 до 1,3 м<sup>3</sup>/с при условии организации движения охлаждающей жидкости в контуре охлаждения по типу второго варианта.
5. Разработанная методика может быть использована и для других вариантов организации потоков охлаждающей жидкости и применена для оценки теплообмена в электрической трансмиссии колесной машины.

### Литература

1. Петров, В.А. Автоматические системы транспортных машин / В.А. Петров. – М.: Машиностроение, 1974. – 336 с.
2. Имитационное моделирование движения быстроходной гусеничной машины с электрической трансмиссией / Б.Н. Гомберг, С.В. Кондаков, Л.С. Носенко, О.О. Павловская // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2012. – Вып. 18. – № 37 (296). – С. 73–81.
3. Огоркевич, Р.М. *Electric transmission progress in Germany (Разработка электрической трансмиссии в Германии)*. – INTERNETIONAL DEFENSE REVIEW. – 1992. – № 2. – Р. 153–154.
4. Исаков, П.П. *Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов* / П.П. Исаков. – Л.: Машиностроение, 1981. – 302 с.
5. Вольдек, А.И. *Электрические машины* / А.И. Вольдек. – Л.: Энергия, 1974. – 832 с.
6. Журнал «ANSYS Advantage». Русская редакция. – <http://www.ansys>.

**Терентьев Николай Геннадьевич.** Аспирант кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – электрические трансмиссии колесных и гусеничных машин, системы охлаждения электрических машин. E-mail: tarell\_71@mail.ru

**Кондаков Сергей Владимирович.** Доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Колесные и гусеничные машины», Южно-Уральский государственный университет (г. Челябинск). Область научных интересов – теория движения, бесступенчатые передачи, механизмы поворота, управляемость криволинейного движения быстроходных гусеничных машин. E-mail: tanksv@mail.ru

## CALCULATION METHOD OF ELECTRIC MOTOR'S COOLING SYSTEM IN WHEEL VEHICLE'S TRANSMISSION STRUCTURE

**N.G. Terentyev, S.V. Kondakov**

Authors result of electric motor's cooling system model with different liquid circulation in cooling shit, make classic calculation method more exact.

*Keywords: wheel vehicle, transmission, cooling system, cooling shit, spiral channel, over fall temperature, accurate coefficient.*

**Nikolay G. Terentyev.** Graduate of the «Wheel and caterpillar machines» department, South Ural State University (Chelyabinsk). Professional interests – electric transmissions of wheel and caterpillar vehicles, electric motor's cooling systems. E-mail: tarell\_71@mail.ru

**Sergey V. Kondakov.** Doct. Sc. (Engineering), Associate Professor, Professor of the «Wheel and caterpillar machines» department, South Ural State University (Chelyabinsk). Professional interests – theory of movement, continuous variable transmissions, turning mechanism, controllability of curvilinear movement of high-speed caterpillar machines. E-mail: tanksv@mail.ru

*Поступила в редакцию 1 февраля 2013 г.*