

## Estimation of Effective Creepage Distance of Support Insulators in Polluted Conditions

KORYAVIN Aleksei R. (All-Russian Electrical Engineering Institute, Moscow, Russia) – Head of the Sector, Dr. Sci. (Eng.)

Estimations of effective creepage distance  $L_{ef}$  which is understood as the length of the arc channel at the final stage  $L_{arc}$  were settled for a wide range of polluted support insulators. It is shown, that only at relatively small values of the relation of creepage distance to height of insulators  $L/H$  the arc channel is distributed along all the creepage distance or its larger part ( $L_{arc} \approx L$ ). When relation  $L/H$  is exceeding the critical value then  $L_{ef}$ , and connected to it effectiveness factor of creepage distance use  $K_{ef} = L_{arc}/L$  are quickly falling. Considering practically equal values of electric strength of the polluted insulation and a voltage drop in the arc channel in its final stage effective creepage distance, instead of creepage distance that is used in domestic and foreign normative documents by now, can be used as physically proved parameter at a choice of dimensions of the polluted insulators.

**Key words:** support insulators, pollution, electric strength, effective creepage distance

### REFERENCES

1. GOST 9920–89. *Elektrostanovki peremennogo toka na napryazheniya ot 3 do 750 kV. Dlina puti utechki* (Electrical installations of alternating current for voltage from 3 to 750 kV. Creepage distance).
2. Koryavin A.R. *Elektrichestvo – in Russ. (Electricity)*, 2017, No. 4, pp. 22–30.
3. Ostapenko Ye.I., Gadulyan V.V., Merkhalev S.D. and Solomonik Ye.I. *Elektrotehnika – in Russ. (Electrical Engineering)*, 1986, No. 3, pp. 23–26.
4. Godulyan V.V., Trifonov V.Z., Ostapenko Ye.I., Volkova O.V., Koryavin A.R. *Elektrotehnika – in Russ. (Electrical Engineering)*, 2004, No. 2, pp. 8–12.
5. *Elektricheskaya prochnost' vnesheiy izolyatsii/Pod red. O.V. Volkovoi, A.R. Koryavina* (Electrical strength of external isolation/Edit. by O.V. Volkova and A.R. Koryavin. Moscow, Publ. «Znack», 2006, 388 p.
6. IEC/TS 60815-1: 2008. Selection and dimensioning of high-voltage insulators intended for use in polluted conditions. Part 1: Definitions, information and general principles; Part 2: Ceramic and glass insulators for a.c. systems; Part 3: Polymer insulators for a.c. systems.
7. GOST R 56736–2015. *Izolyatory vysokogo napryazheniya dlya raboty v zagryaznennykh usloviyakh. Vybory i opredeleniye razmerov. Part 1. Opredeleniya, informatsiya i obshnye printsipy; Part 2. Keramicheskiye i steklaynyye izolyatory dlya sistem peremennogo toka; Part 3. Polimernye izolyatory dlya sistem peremennogo toka* (High-voltage insulators for work in polluted conditions. Selection and definition of parameters. Part 1. Definition information and general principles; Part 2. Ceramic and glass insulators for AC systems; Part 3. Polymer insulators for AC systems).
8. Gutman I.Yu., Kinevsky V.R., Trifonov V.Z., Vladimirov L.L., Yashin Yu.N. Dielectric strength of polluted EHV insulation. 1988 CIGRE Session, report 33-08.

[28.09.2017]

\* \* \*

## Проектирование системы охлаждения и расчет теплового состояния тягового генератора с возбуждением от постоянных магнитов

РУСАКОВ А.М., КАЗИМИРОВ Е.О., ШАТОВ В. А., ШАТОВА И. В.

Представлены результаты исследований по оценке эффективности применения комбинированной жидкостно-воздушной системы охлаждения для тяговых генераторов закрытого исполнения с возбуждением от постоянных магнитов. Генераторы работают с дизельным двигателем внутреннего сгорания в составе электротрансмиссии специальной автомобильной техники. Приведено описание устройства системы охлаждения, показано размещение каналов жидкостного и воздушного контуров в конструкции генератора, особое внимание уделено проблеме охлаждения ротора. Предложена система охлаждения ротора воздухом, циркулирующим по замкнутому контуру внутри машины за счет устанавливаемого на ротор специального вентилятора. Для гидравлических расче-

тов использована специальная программа, вычисляющая расходы теплоносителя и граничные условия теплообмена в каналах, являющиеся исходными данными для конечно-элементного анализа. Приведены результаты расчета теплового состояния конкретного тягового генератора с возбуждением от постоянных магнитов применительно к номинальному режиму и режиму холостого хода. От опубликованных ранее данная работа отличается исследованием возможностей жидкостно-воздушной системы охлаждения, имеющей определённые преимущества над другими системами, нашедшими применение в рассматриваемой области техники.

**К л ю ч е в ы е с л о в а:** *тяговый генератор, постоянные магниты, закрытое исполнение, комбинированная система охлаждения, гидравлический расчет, тепловой расчет, вентилятор, конечные элементы*

Массогабаритные, энергетические показатели и эксплуатационные показатели электрических машин в значительной степени зависят от эффективности отвода тепла системами их охлаждения. Применительно к электрическим машинам, используемым в системах электроснабжения и электропривода наземных транспортных средств, наиболее эффективными являются комбинированные жидкостно-воздушные системы охлаждения. Специфические требования предъявляются к системам охлаждения рассматриваемых в статье тяговых генераторов с возбуждением от постоянных магнитов мощностью от 100 до 600 кВт, предназначенных для работы с дизельным двигателем внутреннего сгорания в составе электротрансмиссии специальной автомобильной техники.

Для того чтобы исключить попадание внутрь машины пыли и влаги, тяговый генератор выполняется в закрытом исполнении. Размещается он в моторном отсеке, температура окружающей среды в котором может изменяться от  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а в некоторых случаях и в более широком диапазоне. Из-за жестких требований к массе и габаритам уровень электромагнитных и тепловых нагрузок тяговых генераторов весьма высок, поэтому в качестве основной для них используется жидкостная система. Она способна отводить большие потери от относительно небольшого объема, являясь в то же время компактной и легко реализуемой на борту транспортных средств, основная силовая установка которых охлаждается жидким хладагентом. Тяговый генератор подключается к бортовой жидкостной системе охлаждения, обеспечивающей также охлаждение тяговых двигателей и преобразователей. Мощность потерь отбирается охлаждающей жидкостью, протекающей по специальным каналам в корпусе генератора. В качестве охлаждающей жидкости используется тосол.

Автомобильная спецтехника должна работать без ограничения мощности при температуре окружающего воздуха до  $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Следовательно, с учетом необходимого перепада на жидкостно-воздушном теплообменнике температура охлаждающей жидкости на входе в генератор может достигать

$+70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . При этом из-за высоких удельных показателей машины превышение температуры (перегрев) ее элементов (разность температур отдельных элементов машины и охлаждающей жидкости) может достигать  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что требует применения изоляции обмоток с температурным классом до  $220\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Наиболее пригодными для применения в таких случаях являются редкоземельные постоянные магниты на основе SmCo, сохраняющие высокие магнитные свойства при повышенных температурах. Однако у самарий-кобальтовых сплавов есть недостатки – низкое удельное электрическое сопротивление. В крупных машинах с возбуждением от постоянных магнитов, к которым относятся тяговые автомобильные генераторы, размеры магнитов соизмеримы с глубиной проникновения электромагнитной волны, что приводит к большим потерям в роторе от вихревых токов в магнитах. Выполнение магнитов составными (склеенными из нескольких частей) значительно снижает эти потери, но не устраняет полностью. Поэтому при проектировании мощных машин с магнитами в закрытом исполнении возникает проблема охлаждения ротора.

Перегрев ротора может иметь следующие последствия:

- ухудшение магнитных свойств постоянных магнитов и, как следствие, потеря машиной мощности;

- зацепление ротора за статор вследствие термического расширения ротора;

- перегрев подшипников теплопроводностью через вал;

- перегрев и нарушение электрической прочности изоляции лобовых частей обмотки якоря вследствие повышенной температуры воздуха внутри машины.

Наиболее простым способом охлаждения магнитов в роторе закрытой машины является создание внутренней циркуляции воздуха через жидкостно-воздушный теплообменник. Причем циркуляция должна быть устроена так, чтобы обдувались все элементы машины, подверженные перегреву, и не оставалось неventилируемых полостей.

Для рассматриваемой машины соответствующее решение показано в [1]. Ниже приводятся основные технические решения, принятые при проектировании системы охлаждения тягового генератора мощностью 550 кВт, а также методика расчета теплового состояния машины.

**Система охлаждения.** Генератор имеет комбинированную жидкостно-воздушную систему охлаждения. Мощность потерь отбирается охлаждающей жидкостью, протекающей по специальным каналам в корпусе генератора; в качестве охлаждающей жидкости используется тосол. Ротор охлаждается воздушной системой с замкнутой циркуляцией воздуха внутри машины.

На рис. 1 показано продольное сечение машины со схемой циркуляции внутреннего воздуха. Корпус генератора имеет внутренние каналы для протекания охлаждающей жидкости и каналы для прохода воздуха. Каналы жидкостной системы со штыревыми интенсификаторами опоясывают корпус генератора, и жидкость в корпусе движется по окружности. Охлаждающая жидкость поступает от бортовой системы машины в верхний коллектор, далее параллельно через группы отверстий — в каналы корпуса. Прошедшая по каналам корпуса жидкость собирается в нижний коллектор, из которого возвращается в бортовую систему.

Внутренняя циркуляция воздуха обеспечивается встроенным вентилятором. Вентилятор забирает нагретый воздух из полости 1 и подает в кольцевую полость 3. Точка 2 соответствует выходу из спрямляющего аппарата. Из полости 3 воздух через прямоугольные отверстия подается в каналы корпуса (точки 4, 5, 6, 7), где охлаждается и выходит в полость машины с другой стороны (полость 8) через отверстия в корпусе, обдувая заднюю лобовую часть обмотки. Из полости 8 воздух возвращается в полость 1 по рабочему зазору и специальным каналам ротора (охлаждая постоянные магниты) и окнам внутри пазов статора (дополнительно охлаждая якорную обмотку). Передняя лобовая часть обдувается частью воздуха из полости 3.

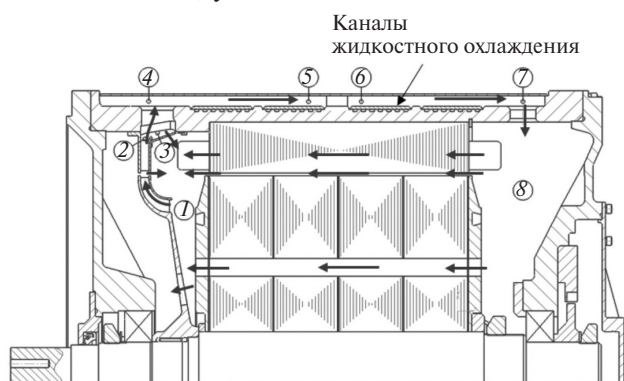


Рис. 1. Схема циркуляции воздуха внутри тягового генератора

Воздушные каналы корпуса располагаются над каналами с жидкостью. Конструктивно они образованы установкой на корпус генератора специального кожуха. Для интенсификации теплообмена в них присутствуют столбики, одновременно являющиеся опорными для кожуха. Воздух внутри корпуса движется в осевом направлении. Фактически система каналов корпуса образует жидкостно-воздушный теплообменник. На рис. 2 показано движение охлаждающей жидкости (светлые стрелки) и воздуха (темные стрелки) по каналам корпуса.

Отвод тепла от обмотки и пакетов статора в основном происходит теплопроводностью к охлаждаемому жидкостью корпусу. Небольшая часть потерь отбирается от обмотки и пакетов статора прошедшим теплообменник воздухом. Ротор охлаждается воздухом.

Дизельный двигатель имеет низкие значения частоты вращения (1300–2500 об/мин), поэтому и окружная скорость внутреннего вентилятора тягового генератора будет низкой. С учетом примерных размеров этих машин окружная скорость находится в диапазоне от 25 до 45 м/с. При такой окружной скорости особенно важно минимизировать потери полного давления в вентиляторе, так как они снижают и без того низкую степень повышения давления  $p_B^*$ , к тому же из закрытой машины эти потери требуется отводить.

Вентилятор и система охлаждения проектируются параллельно. Характеристики вентилятора должны быть согласованы с гидравлическим сопротивлением системы охлаждения. Подстраиваясь под низкое значение  $p_B^*$ , приходится максимально раскрывать проходные сечения, выполнять скругления на входе и выходе из каналов, применять методы интенсификации теплообмена, не приводящие к сильному увеличению гидравлического сопротивления.

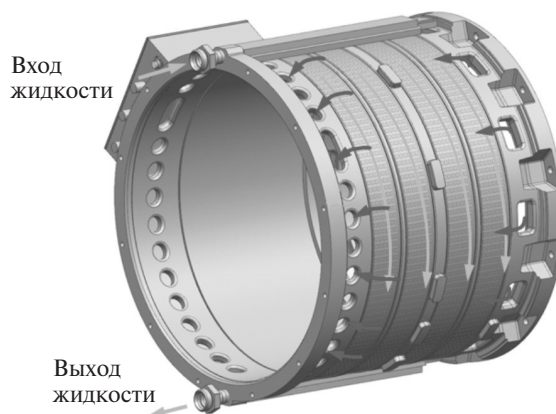


Рис. 2. Движение охлаждающей жидкости и воздуха по каналам корпуса



Рис. 3. Блок-схема алгоритма теплового расчета тягового генератора с комбинированной системой охлаждения

В данном случае спроектирован вентилятор с трехмерным профилированием лопаток, состоящий из рабочего колеса (РК) и спрямляющего аппарата (СА). Рабочее колесо имеет низкую реактивность, и повышение статического давления происходит за счет диффузорного эффекта в спрямляющем аппарате [2]. Это позволяет установить радиальный зазор между РК и СА, равный рабочему зазору генератора без применения при этом уплотнений, что является условием «собираемости» электрической машины. Вопросы проектирования вентилятора выходят за рамки данной статьи, поэтому ниже приводятся лишь некоторые его расчетные данные.

**Расчет теплового состояния генератора.** Исходными данными для расчета теплового состояния являются значения потерь в активных частях машины, давление и температура охлаждающей жидкости на входе в генератор. Оценка теплового состояния включает:

гидравлический расчет жидкостного контура системы охлаждения с определением граничных условий (ГУ) теплообмена третьего рода на поверхности каналов охлаждения;

гидравлический расчет воздушного контура системы охлаждения с определением граничных условий теплообмена третьего рода на поверхности элементов генератора;

расчет температурного поля статора и ротора методом конечных элементов.

Температурное поле может быть рассчитано методом тепловых схем замещения [3]. Гидравлические расчеты и расчет температурного поля повторяются до достижения установившегося значения температуры элементов генератора. На рис. 3 показана блок-схема алгоритма расчета ( $j$  – номер итерации).

Гидравлический расчет выполняется известным методом эквивалентных схем [3, 4]. Гидравлическая сеть представляется в виде эквивалентной схемы по аналогии с электрической цепью. При составлении схемы охлаждающие тракты разбиваются на типовые участки, для которых существуют критериальные зависимости, позволяющие определить гидравлическое сопротивление и граничные условия теплообмена. Гидравлическое сопротивление входит в схему как аналог активного электрического сопротивления, границы каналов и места их соединения представляются узлами. Для расчета используется программа «ВЫДРА» [5].

Места размещения узлов гидравлической схемы жидкостного контура: 1 – точка в подводящей трубке на расстоянии 200 мм от входного штуцера; 2 – точка перед входным штуцером; 3 – полость верхнего коллектора; 4 – верхняя точка каналов корпуса; 5 – нижняя точка каналов корпуса; 6 – нижний коллектор; 7 – точка за выходным штуцером; 8 – точка в отводящей трубке на расстоянии 200 мм от выходного штуцера. Нумерация узлов гидравлической схемы воздушного контура соответствует номерам полостей и точек, показанным на рис. 1.

Далее представлен расчет теплового состояния генератора при длительной работе в номинальном режиме (частота вращения 1900 об/мин, мощность 550 кВт) и на холостом ходу. Потери в элементах машины приведены в табл. 1.

Таблица 1

Потери, Вт	Номинальный режим, $n=1900$ об/мин, $P_{\text{вых}}=550$ кВт	Холостой ход, $n=1900$ об/мин, $P_{\text{вых}}=0$
В обмотке якоря	5290	0
В стали зубцов статора	4450	5180
В стали спинки статора	3850	4490
В магнитах ротора	2000	620
Аэродинамические (с учетом вентилятора)	2030	2030
Суммарные	17620	12320



Перепад давления охлаждающей жидкости в системе охлаждения  $1 \text{ кгс/см}^2$ , температура тосола на входе  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ . По результатам расчета расход охлаждающей жидкости составляет  $0,611 \text{ кг/с}$  или  $34 \text{ л/мин}$ ; подогрев охлаждающей жидкости в номинальном режиме  $8,9 \text{ }^\circ\text{C}$ , на холостом ходу  $6,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

В воздушном контуре расход вентилятора  $0,310 \text{ кг/с}$ , при этом через теплообменник проходит  $0,277 \text{ кг/с}$ ,  $0,033 \text{ кг/с}$  идет на обдув передней лобовой части. Максимальная температура воздуха в машине ( $154 \text{ }^\circ\text{C}$ ) — в области передней лобовой части. Проходя теплообменник, воздух охлаждается на  $17 \text{ }^\circ\text{C}$ .

На рис. 4 показано давление в узлах и расходы в каналах гидравлической схемы, на рис. 5 — темпе-

ратура в узлах и коэффициенты теплоотдачи в каналах для номинального режима работы. Теплообмен не вычисляется для тех каналов, в которых его влияние на тепловое состояние машины незначительно или учитывается другим способом (для вентилятора непосредственно задается подогрев воздуха). Для этих каналов значения коэффициента теплоотдачи — нулевые.

На рис. 6 показаны значения полного давления в проточной части вентилятора и статического в межлопаточных каналах рабочего колеса и спрямляющего аппарата. Из рисунка видно, что повышение статического давления происходит в спрямляющем аппарате.

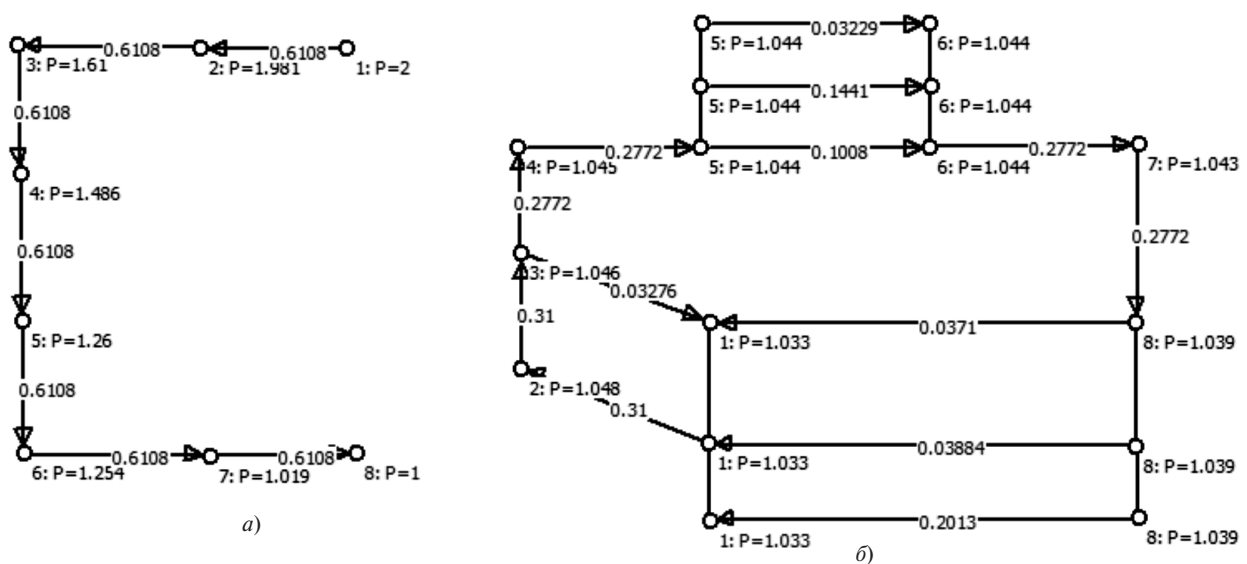


Рис. 4. Давление ( $\text{кгс/см}^2$ ) и расход охладителя ( $\text{кг/с}$ ) в каналах системы охлаждения: *a* — жидкостный контур; *б* — воздушный контур; номинальный режим

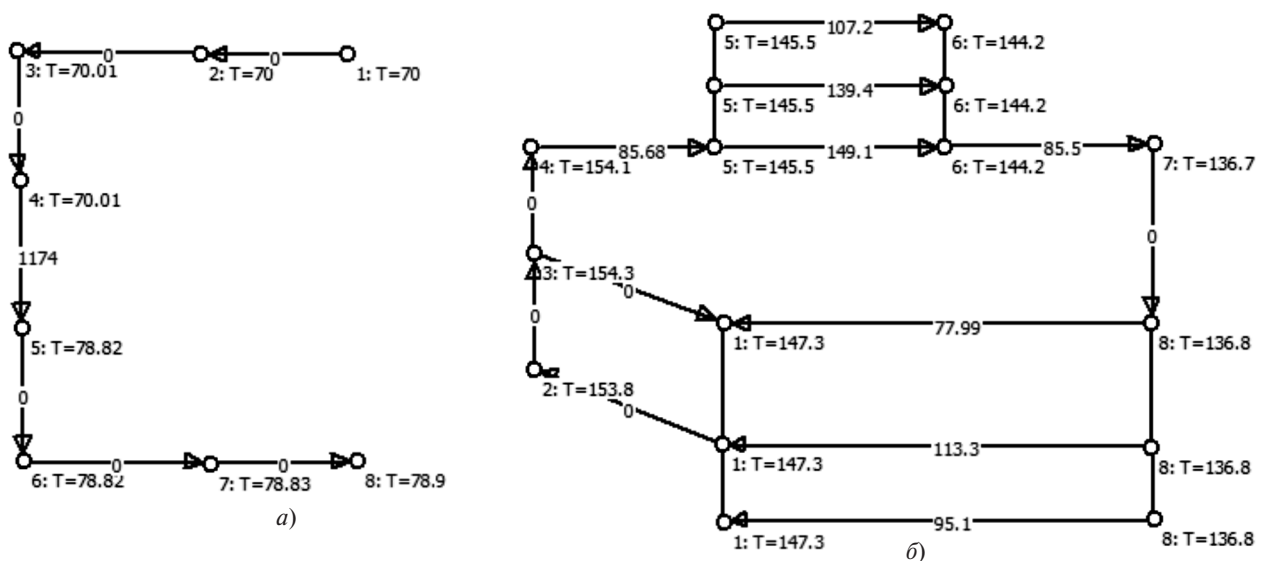


Рис. 5. Температура ( $^\circ\text{C}$ ) в узлах и коэффициенты теплоотдачи ( $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ ) в каналах системы охлаждения: *a* — жидкостный контур; *б* — воздушный контур; номинальный режим

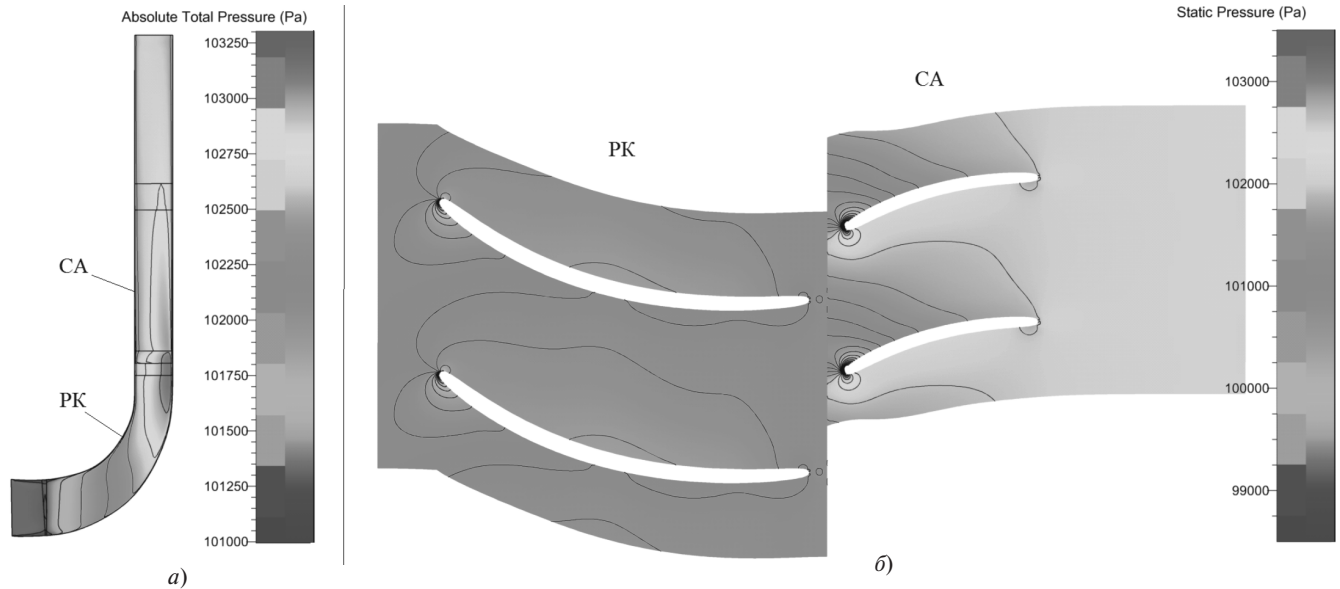


Рис. 6. Результаты расчета вентилятора: а — полное давление в проточной части; б — статическое давление в межлопаточном канале; частота вращения ротора  $n=1900$  об/мин

Статическое давление за рабочим колесом вентилятора  $1,0124 \cdot 10^5$  Па, давление в полости 1 составляет  $1,013 \cdot 10^5$  Па, что даже несколько ниже. Это позволяет не уплотнять зазор между РК и СА вентилятора.

Температурное поле статора рассчитывалось в программе ELCUT, поле ротора — в программе ANSYS. Использование программы ANSYS обусловлено использованием температурного поля ротора для расчета на прочность.

Результаты расчета температур приведены в табл. 2.

Таблица 2

Элементы генератора	Значения температуры, °C	
	номинальный режим	холостой ход
Обмотка якоря (максимальное значение)	207	125
Обмотка якоря (среднее значение)	181	120
Зубец статора	142	126
Магнит	177	134
Внутренний воздух (максимальное значение)	154	130

Распределение температурных полей статора и ротора в номинальном режиме показано на рис. 7. Максимальная температура в пазу статора (207 °C) не превышает максимально допустимых значений для применяемого провода: 220 °C длительно и 240 °C в течение 4 ч. Температура магнитов 177 °C для используемого материала  $Sm_2Co_{17}$  также допустима и не приводит к значительной потере

мощности. Следует отметить, что запас по температуре практически отсутствует. Это приходится принять, чтобы удовлетворить жестким требованиям технического задания, предъявляемые к удельным показателям тяговых машин. Следует учесть, что к точности используемых для расчета моделей предъявляются повышенные требования, вполне реализуемые современными расчетными средствами.

**Влияние расхода воздуха в воздушном контуре на тепловое состояние генератора.** Увеличение создаваемого вентилятором давления позволяет повысить значения коэффициентов теплоотдачи в охлаждающих каналах, применив при этом различные способы интенсификации теплообмена. Однако проектирование и изготовление высокоэффективного вентилятора, способного создавать приемлемое давление при небольших окружных скоростях, непросто и недешево. Поэтому всегда будет возникать желание сэкономить, в первую очередь за счет упрощения профилей лопаток и проточной части. При этом повысятся потери полного давления, снизятся степень повышения давления вентилятора  $p_B^*$ , КПД и расход воздуха  $G_B$ .

Для оценки влияния снижения  $p_B^*$  на температурное состояние генератора проведены соответствующие расчеты. Для номинального режима работы ( $n = 1900$  об/мин) рассчитывалось тепловое состояние машины при изменении  $p_B^*$ . Результаты представлены в табл. 3 и на рис. 8.

При снижении  $p_B^*$  уменьшается расход воздуха и, как следствие, увеличивается нагрев элементов машины, в первую очередь ротора. Верхняя строч-

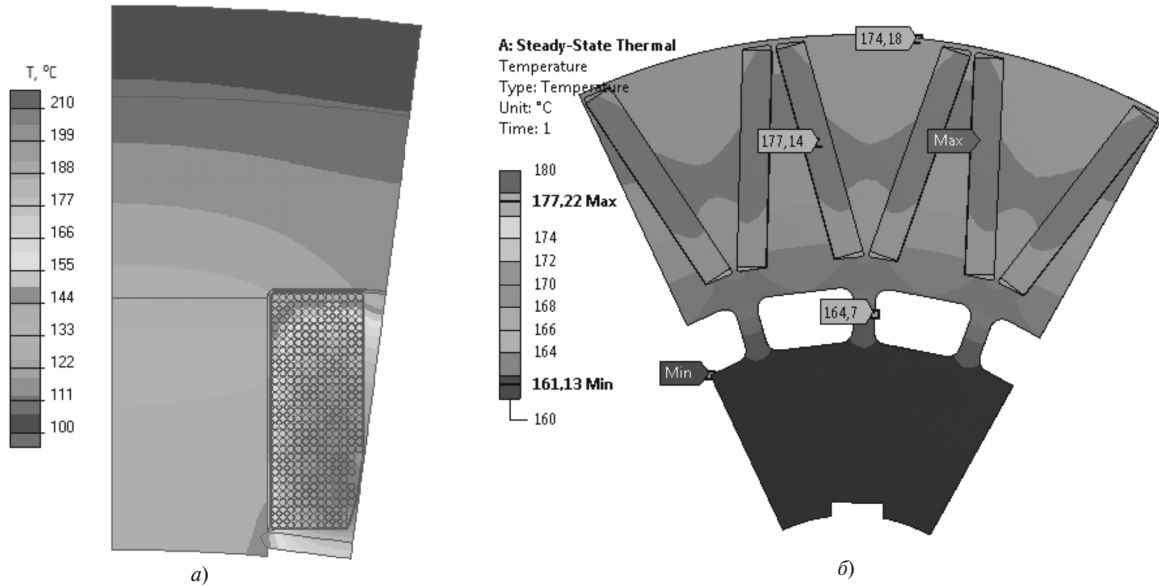


Рис. 7. Температурное поле элементов генератора: а — паза статора; б — ротора; номинальный режим

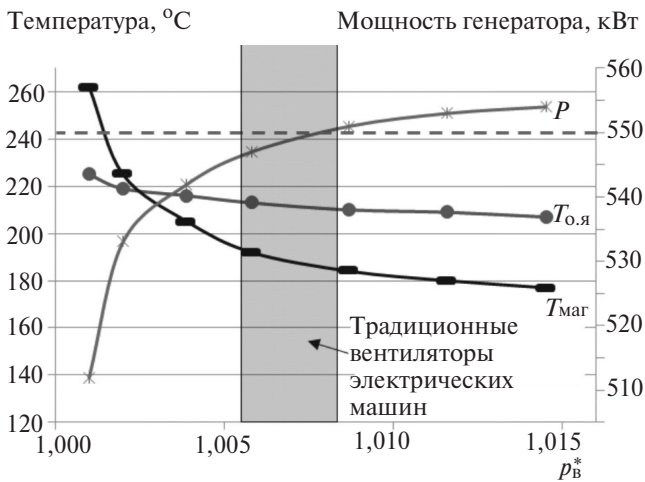


Рис. 8. Температура обмотки якоря и магнитов и мощность генератора в зависимости от степени повышения давления

ка табл. 3 соответствует спроектированному вентилятору и выделена жирным шрифтом. Третья и четвертая строчки примерно соответствуют грани-

цам области традиционных для электрических машин вентиляторов с упрощенными профилями лопаток, в том числе с листовыми лопатками [6]. Данные для значений  $p_B^* = 1,004$  и ниже приведены для демонстрации невозможности работы машины без вентиляции ротора.

На рис. 8 показаны зависимости температуры магнитов и обмотки якоря от степени повышения давления вентилятора. На график нанесена также выдаваемая генератором мощность  $P$ , которая зависит от температуры магнитов.

Эффект от применения высокоэффективного вентилятора с трехмерным профилированием лопаток составляет по температуре магнитов до 15 °С, по температуре обмоток – до 6 °С. Влияние вентилятора на температуру обмотки существенно ниже, так как большая часть потерь от нее отводится теплопроводностью через пакет статора к охлаждаемому корпусу.

Таблица 3

Вентилятор			Расход воздуха в каналах, кг/с			Температура, °С			
$G_B$ , кг/с	$p_B^*$	КПД	Паз	Зазор	Ротор	Обмотка якоря	Магнит	Воздух на входе в теплообменник	Воздух на выходе из теплообменника
<b>0,31</b>	<b>1,015</b>	<b>0,720</b>	0,037	0,039	0,201	207	177	154	137
0,28	1,012	0,570	0,034	0,034	0,182	209	180	155	137
0,25	1,009	0,369	0,030	0,029	0,155	210	184	157	137
0,2	1,006	0,202	0,025	0,023	0,122	213	192	160	139
0,15	1,004	0,089	0,020	0,017	0,092	216	205	167	142
0,1	1,002	0,032	0,014	0,012	0,058	219	225	175	143
0,05	1,001	0,005	0,007	0,005	0,031	225	262	187	138

На первый взгляд, эффект небольшой, однако при температуре магнитов выше 185 °С (всего на 8 °С выше расчетного значения 177 °С) выходная мощность генератора в номинальном режиме становится меньше 550 кВт, и он перестает удовлетворять требованиям технического задания. В данном случае, и это характерно для тяговых генераторов с магнитами, важно даже небольшое изменение температуры.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент РФ № 2539691. Система охлаждения электрической машины/ А.М. Русаков, А.М. Сугробов, Н.А. Великанова, И.А. Жердев, В.А. Шатов, 2014.
2. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. Т. 2. – М.: Машиностроение, 2008, 366 с.
3. Сипайлов Г.А., Санников Д.И., Жадан В.А. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах. – М.: Высшая школа, 1989.
4. Копелев С.З., Слитенко А.Ф. Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД/Под ред. А.Ф. Слитенко. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьковском ун-те, 1994, 240 с.
5. Шатов В.А. Свидетельство о государственной регистрации программы ВДРА для ЭВМ № 2015616360, 08 июня 2015. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, Россия.
6. Виноградов В.И. Вентиляторы электрических машин. – Л.: Энергоиздат, 1980, 200 с.

[08.11.2017]

*А в т о р ы:* **Русаков Анатолий Михайлович** окончил электромеханический факультет МЭИ в 1976 г. В 1982 г. защитил кандидатскую диссертацию «Разработка вентильных электродвигателей на базе магнитных систем индукторных машин». Ведущий научный сотрудник кафедры электротехнических комплексов автономных объектов и электрического транспорта Национального исследовательского университета (НИУ) «МЭИ».

**Казимиров Евгений Олегович** окончил электромеханический факультет МЭИ в 2013 г. Аспирант по кафедре электротехнических комплексов автономных объектов и электрического транспорта «НИУ «МЭИ».

**Шатов Виталий Александрович** окончил институт электротехники МЭИ в 2003 г. В 2006 г. защитил кандидатскую диссертацию «Разработка методики расчета и исследование коаксиальной индукционно-резистивной системы нагрева промышленной и повышенной частоты». Ведущий инженер кафедры электротехнических комплексов автономных объектов и электрического транспорта «НИУ «МЭИ».

**Шатова Ирина Владимировна** окончила институт электротехники МЭИ в 2004 г. В 2008 г. защитила кандидатскую диссертацию «Разработка методики поверочного расчета вентильного индукторного двигателя с последовательной обмоткой возбуждения». Ведущий инженер кафедры электротехнических комплексов автономных объектов и электрического транспорта «НИУ «МЭИ».

Elektrichestvo (Electricity), 2017, No. 1, pp. 40–48

DOI:10.24160/0013-5380-2018-1-40-48

## Designing of the Cooling System and Calculation of Thermal State of the Traction Generator with Excitation from Permanent Magnets

**RUSAKOV Anatolii M.** (National Research University «Moscow Power Engineering Institute» – «NRU «MPEI», Moscow, Russia) – Leading Scientific Researcher, Cand. Sci. (Eng.)

**KAZIMIROV Eugene O.** («NRU «MPEI», Moscow, Russia) – Ph. D. student

**SHATOV Vitaliy A.** («NRU «MPEI», Moscow, Russia) – Lead Engineer, Cand. Sci. (Eng.)

**SHATOVA Irina V.** («NRU «MPEI», Moscow, Russia) – Lead Engineer, Cand. Sci. (Eng.)

*The article presents the results of investigations aimed at estimating the effect from using a combined liquid-and-air cooling system for closed-type traction generators excited from permanent magnets. Such generators operate in pair with an internal combustion diesel engine as part of the electrical transmission system of special-purpose motor vehicles. The cooling system design is described, and the arrangement of liquid- and air-cooling circuit channels is shown. Special attention is paid to the rotor cooling aspects. The article also proposes a system for cooling the rotor with air circulating over a closed circuit inside the machine. The circulating cooling air is driven by means of a special fan installed on the rotor. The hydraulic calculations were carried out using a special computer program calculating the coolant flowrates and boundary conditions of heat transfer in the channels, which are used as initial data for performing an analysis using the finite-element method. The results from calculating the thermal state of a particular traction generator excited from permanent magnets as applied to its nominal and idle operating modes are presented. The present work differs from the previously published papers in that it studies the capabilities of*



*a combined liquid-and-air cooling system, which has certain advantages over other systems that have found applications in the considered field of engineering.*

**Key words:** *traction generator, permanent magnets, closed design version, combined cooling system, hydraulic calculation, thermal calculation, fan, finite elements*

---

REFERENCES

1. **Patent of RF No. 2539691.** *Sistema okhlazhdeniya elektricheskoi mashiny* (Cooling system of an electric machine)/ A.M. Rusakov, A.M. Sugrobov, N.A. Velikanova, I.A. Zherdev, V.A. Shatov, 2014.

2. **Inozemtsev A.A., Nikhamkin M.A., Sandratskii V.L.** *Osnovy konstruirovaniya aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok, t. 2.* (Basics of designing aircraft engines and power plants, vol. 2). Moscow, Publ. «Mashinostroyeniye», 2008, 366 p.

3. **Sipailov G.A., Sannikov D.I., Zhadan V.A.** *Teplovyye, gidravlicheskiye i aerodinamicheskiye raschety v elektricheskikh*

*mashinakh* (Thermal, hydraulic and aerodynamic calculations in electric machines). Moscow, Publ. «Vysshaya Shkola», 1989.

4. **Kopelev S.Z., Slitenko A.F.** *Konstruksii i raschet sistem okhlazhdeniya GTD* (Constructions and calculation of cooling systems for gas turbine engines)/Edit. by A.F. Slitenko. Kharkov, Publ. «Osнова» of Kharkiv University, 1994, 240 p.

5. **Shatov V.A.** Certificate of state registration of the computer program VYDRA № 2015616360, June 8, 2015. Federal Service for Intellectual Property, Russia.

6. **Vinogradov V.I.** *Ventilyatory elektricheskikh mashin* (Fans of electric machines). Leningrad, Energoizdat, 1980, 200 p.

[08.11.2017]