

А.Н. МИНКО, аспирант, зав. сектором, ГП з-д "Электротяжмаш", Харьков

В.В. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ "ХПИ"

**АНАЛИЗ ВЗАИМОСВЯЗИ ТЕПЛОВЫХ И
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ
ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СРЕДЫ С ПОКАЗАТЕЛЯМИ МАССЫ И
ГАБАРИТОВ НЕАКТИВНОЙ ЧАСТИ КОНСТРУКЦИИ
ТУРБОГЕНЕРАТОРА**

Проведен анализ теплофизических и аэродинамических свойств охлаждающих сред турбогенераторов; сформулированы прямые и косвенные взаимосвязи показателей массы и габаритов неактивной части конструкции турбогенератора с параметрами его охлаждающей среды.

Ключевые слова: турбогенератор, вес, габаритные размеры, неактивная часть конструкции.

Введение. К числу ограничений, которые необходимо соблюдать при проектировании мощных электрических машин (турбогенераторов), наряду с максимально допустимыми механическими и электрическими нагрузками, уровнем допустимых температур активных элементов конструкций и возможностью осуществления технологических операций, следует отнести и массогабаритные параметры конструкций. Особо важным аспектом, на сегодняшний день, является выделение и исследование взаимосвязей тепловых и аэродинамических параметров охлаждающей среды, используемой в конструкции турбогенератора (ТГ) с показателями массы и габаритов его неактивной части конструкции и оценивается, как один из основных критериев конкурентоспособности, [1].

Целью настоящего исследования является проведение анализа теплофизических и аэродинамических свойств охлаждающей среды ТГ. Необходимо сформулировать функциональную взаимосвязь их показателей с параметрами массы и габаритов неактивной части конструкций ТГ.

Основной материал. Наиболее распространённой средой охлаждения в современных ТГ являются воздух, водород и вода (последняя – в обмотке статора и в трубках газоохладителей). В первую очередь необходимо учитывать физические свойства хладагента и технические параметры условий его эксплуатации (т.е. давление, разность темпера-

© Минко А.Н., Шевченко В.В., 2013

тур, направление потоков и др.). При этом главными показателями системы охлаждения ТГ являются:

- геометрия вентиляционного тракта всего ТГ (т.е. схема вентиляции);
- конструкция нагнетательного устройства (вентилятора, компрессор и т.д.);
- конструкция теплообменников (газо- или воздухоохлаждателей).

Два последних показателя математически связаны термогидравлической величиной расхода охлаждающего газа Q_A , ($\text{м}^2/\text{с}$) и значением общего превышения температуры газа в ТГ, Δt , ($^{\circ}\text{C}$), [2].

Для ТГ, работающего в номинальном режиме, необходимо обеспечить, [3]:

- допустимое значение превышения температуры активных элементов и охлаждающего газа или жидкости;
- оптимальные условия теплоотдачи и минимальный коэффициент неравномерности местного распределения температур;
- соответствие общего гидравлического сопротивления ТГ, определяющего расход охлаждающей среды, с напорными характеристиками нагнетательных устройств;
- герметичность ТГ, термодинамическая стойкость и др.

В [4] изложен сравнительный анализ массогабаритных показателей ТГ с воздушной и водородной системами охлаждения. Приоритетным направлением совершенствования системы охлаждения для ТГ среднего класса мощности (150-350 МВт) является отказ от водородного охлаждения и замена его воздухом.

Рассмотрим более подробно термогидравлические параметры применяемых хладагентов в ТГ и проанализируем связь показателей массы и габаритов с применяемой средой охлаждения. Расчет характеристик хладагентов в первом приближении может быть проведен:

для воздуха:

$$\rho_K = 1,2928 \cdot H \cdot (273 \cdot \beta_K); \quad (1)$$

$$\beta_K = \frac{1}{273 + T_{CPK}}; \quad (2)$$

$$v_K = \frac{17,08 \cdot 10^{-6}}{\rho} \cdot \sqrt{\frac{1}{273 \cdot \beta_K}} \cdot \frac{1,391}{1 + 106,8 \cdot \beta_K}; \quad (3)$$

$$\lambda_K = 0,02442 \cdot e^{0,00272 \cdot T_{CPK}}; \quad (4)$$

$$C_{PK} = 1002,8 + 0,07 \cdot T_{CPK}; \quad (5)$$

для водорода:

$$\rho_K = 0,08987 \cdot H \cdot (273 \cdot \beta_K); \quad (6)$$

$$\beta_K = \frac{1}{273 + T_{CPK}}; \quad (7)$$

$$\nu_K = \frac{8,4 \cdot 10^{-6}}{\rho} \cdot \sqrt{\frac{1}{273 \cdot \beta_K}} \cdot \frac{1,267}{1 + 73 \cdot \beta_K}; \quad (8)$$

$$\lambda_K = 0,174 \cdot (1 + 0,0024 \cdot T_{CPK}); \quad (9)$$

$$C_{PK} = 14179 + 2,62 \cdot T_{CPK}; \quad (10)$$

для воды:

$$\rho_K = 1000 \cdot e^{(4 - T_{II})0,00041}; \quad (11)$$

$$\beta_K = 3,21 \cdot 10^{-4} \cdot [1 + 0,01942 \cdot (T_{CPK} - 30)]; \quad (12)$$

$$\nu_K = \frac{1,78 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot T_{CPK} + 0,00021 \cdot T_{CPK}^2}; \quad (13)$$

$$\lambda_K = 0,5513 \cdot (1 + 0,0026 \cdot T_{CPK}); \quad (14)$$

$$C_{PK} = 4178 \cdot e^{-0,00014(35 - T_{CPK})}, \quad (15)$$

где ρ – плотность теплоносителя, кг/м^3 ; H – давление охлаждающего газа (воды), о.е.; ν – кинематическая вязкость охлаждающей среды, $\text{м}^2/\text{с}$; β – коэффициент объемного расширения охлаждающей среды, о.е.; λ – удельная теплопроводность, $\text{Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$; C_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$; T_{CPK} – средняя температура хладагента k -го участка, $^\circ\text{C}$.

Циркулирующий в ТГ хладагент имеет несколько прямых и косвенных связей с показателями массогабаритных параметров турбоустановки. Эти отношения определяются физическими характеристиками охлаждающей среды, параметры которой рассмотрены выше.

Проведем оценку взаимосвязи теплофизических и аэродинамических свойств для воздушной и водородной сред охлаждения.

Прямые связи:

– теплопроводность водорода больше теплопроводности воздуха на 30-35 %. Следовательно, поверхность теплосъема при воздушном охлаждении необходимо увеличивать, что требует увеличения габаритов машины или компенсации этой разницы за счет более эффективно использования системы охлаждения неактивной части ТГ, применения конструктивных материалов с более высокими показателями теплопроводности (в том числе и изоляции обмоток);

– удельная теплоемкость воздуха примерно, в 14 раз меньше, чем у водорода, что увеличивает превышение температуры газа, и, как следствие, диктует необходимость использования увеличенного количества трубок в охладителях (либо число самих охладителей). Это также влечет за собой увеличение габаритов и веса станины ТГ. Однако использование более совершенной конструкции теплообменников и компоновки торцевой зоны (коробов, наружных щитов и пр.) ТГ позволяет добиться оптимального соотношения массогабаритных показателей неактивной части ТГ;

– кинематическая вязкость водорода при постоянной величине температуры и давления примерно в 7-7,5 раз больше, чем кинематическая вязкость воздуха. Эта особенность положительно сказывается при конвективном теплообмене и создает лучшие показатели для водорода, как охладителя. Однако конвективный теплообмен в ТГ составляет около 10-12 % от общей доли теплообменных процессов и меньшая эффективность за счет конвекции при воздушном охлаждении выравняется применением более эффективного варианта обрешетки трубок воздухоохладителей и способа прохождения охлаждающего газа. При этом не наблюдается увеличения массогабаритных параметров ТГ;

– плотность воздуха примерно в 14 раз превышает плотность водорода, что, в свою очередь, выравняет величину превышения температуры газа из-за меньшей величины удельной теплоемкости. Превышение температуры газа в ТГ составляет:

$$\Delta T = \frac{P}{C_A \cdot \rho_A \cdot Q_A} ; \quad (16)$$

где P – количество отводимых потерь, кВт; C_A – удельная теплоемкость, Дж/(кг·°C); ρ_A – плотность газа, кг/м³; Q_A – расход охлаждающего газа, м³/с.

Аэродинамическое сопротивление потока газа прямо пропорционально его плотности. Отсюда следует, что система каналов и перепусков в сложной термогидравлической системе вентиляции ТГ, при

использовании воздушной среды охлаждения, должна быть конструктивно несложной и функционально точной.

Решение такой задачи возможно реализовать путем эффективного проектирования неактивной части ТГ, которая главным образом влияет на конструкцию и параметры воздушной системы вентиляции ТГ. Одновременно необходимо осуществлять оптимизацию массогабаритных показателей проектируемых узлов в соответствии с современными критериями качества, предъявляемыми к эксплуатационным показателям турбогенератора;

– необходимость обеспечения избыточного давления водорода (0,3-0,4 МПа) в системе охлаждения ТГ. Это обстоятельство вынуждает выполнять конструкцию корпусных деталей ТГ с водородной системой охлаждения с большим запасом по механической прочности, а в некоторых случаях конструкция статора имеет даже двухкорпусный вид исполнения. В связи с этим конструкция неактивной части ТГ имеет высокие массогабаритные показатели, и конструкция ТГ становится неконкурентоспособной.

ТГ с воздушной системой охлаждения имеют более легкую корпусную конструкцию и по массогабаритным показателям значительно превосходят водородные машины.

К косвенным связям используемого хладагента с массогабаритными показателями ТГ следует отнести:

– особенности производства и технологичность элементов конструкции. Так, например, при расчете механической прочности ТГ с водородной системой охлаждения с учетом вероятности взрыва, ряд деталей выполняются из поковок из высоколегированной углеродистой стали (втулки, бандажи, опоры и др.), что заметно увеличивает вес конструкции и повышает технологическую трудоемкость изготовления. Кроме того, этиковки имеют высокую стоимость, что увеличивает себестоимость ТГ.

Турбогенераторы с воздушной системой охлаждения не содержат таких массивных и трудоемких элементов конструкции;

– масляное "хозяйство", обеспечивающее функционирование водородной системы охлаждения, увеличивает габариты машины, её вес и повышает сложность эксплуатации;

– у ТГ с разомкнутой воздушной системой охлаждения часто необоснованно завышены габариты модулей воздухоподготовки и камер фильтров отчистки. Такую особенность конструкции необходимо решать путем применения замкнутой системы охлаждения и оптимизацией систем отчистки воздуха в разомкнутой системе.

Выводы. Из вышеизложенного следует, что применение воздушной системы охлаждения позволяет оптимизировать показатели массы турбогенераторов и снизить уровень материальных затрат на производство конструкции. В будущем вероятно возможность применения воздушной системы охлаждения в турбогенераторах мощностью до 450-500 МВт, что приведет к получению высокого экономического эффекта при изготовлении и комплектации ТГ, снижению материалоемкости конструкции и габаритных показателей.

Список литературы: 1. Кузьмин В.В., Шевченко В.В., Минко А.Н. Оптимизация массогабаритных параметров неактивных частей турбогенераторов: монография. – Харьков: Монограф СПДФД Частышев А.В., 2012. – 244 с. ISBN 978-966-8766-25-1. 2. Шевченко В.В., Минко А.Н. Развитие систем охлаждения и оптимизация конструкций турбогенераторов: монография. – Харьков: Монограф., 2013. – 242 с. ISBN 978-617-7033-20-1. 3. Минко А.Н. Методы и модели оптимизации массогабаритных параметров конструкций крупных электрических машин: 3б. наук. праць XI Міжнародної наук.-техн. конф., м. Кременчук 09-11 квітня 2013 р. / Кременчук, КрНУ, – 2013. – 386 с. 4. Шевченко В.В., Минко А.Н. Сравнительная оценка массогабаритных параметров турбогенераторов с воздушной и водородной системами охлаждения // Вестник НТУ "ХПИ", 2010, № 3. – С. 108-112.

Поступила в редколлегию 01.10.2013



Минко Александр Николаевич, аспирант, в 2009 г. закончил Украинскую инженерно-педагогическую академию, инженер-электрик, магистр по специальностям "Профессиональное обучение. Электроэнергетика" и "Педагогика высшей школы", заведующий сектором отдела проектирования турбогенераторов, (ГП завод "Электротяжмаш"). Область научных интересов – параметрическая оптимизация конструкций турбогенераторов, повышение эффективности систем охлаждения, компоновка неактивной части генераторов



Шевченко Валентина Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры "Электрические машины" НТУ "ХПИ". В 1977 г. в ХПИ защитила диплом инженера-физика. В 1981 г. защитила диссертацию в Ленинградском политехническом институте по специальности электрические машины и аппараты. Область научных интересов электроэнергетика, оптимизация параметров и технических характеристик турбогенераторов, нетрадиционная энергетика, сверхпроводимость.