

УДК 621.165:621.039

**Г. И. Канюк**, д-р техн. наук

**Л. Н. Омельченко**

**Д. В. Михайский**

**А. Р. Фокина**

Украинская инженерно-педагогическая академия

(г. Харьков, e-mail: anna.rostyslavna@gmail.com)

## **ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ ТУРБИН АТОМНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ**

*Рассмотрены особенности работы турбин на влажном паре. Проанализированы меры по обеспечению надежности и экономичности проточной части турбин АЭС. Показано, что при числе оборотов ротора 1500 об/мин возможно достижение единичной мощности турбоагрегата 1000 МВт и выше с существенно большей экономичностью и надежностью, чем при частоте вращения 3000 об/мин.*

*Розглянуто особливості роботи турбін на вологій парі. Проаналізовано заходи із забезпечення надійності та економічності проточної частини турбін АЕС. Показано, що при числі обертів ротора 1500 об/хв можливо досягнення одиначної потужності турбоагрегату 1000 МВт і вище з суттєво більшою економічністю та надійністю, ніж при частоті обертання 3000 об/хв.*

### **Введение**

Турбины насыщенного пара для АЭС во многом отличаются от турбин, работающих на перегретом паре. Эти отличия вызваны [1–3]:

- низкими начальными параметрами пара;
- работой большинства ступеней, начиная с первой, на влажном паре;
- спецификой, обусловленной работой турбоустановки в тесной связи с реактором.

Основными факторами, определяющими особенности работы турбин на влажном паре, являются: уменьшенный располагаемый теплоперепад  $H_0$ , большие объемные пропуски пара, работа всех или большинства ступеней на влажном паре, необходимость специальных мер для предотвращения эрозии лопаток цилиндра низкого давления (ЦНД), необходимость исключения эрозионно-коррозионного износа неподвижных деталей турбины, возможное увеличение частоты вращения ротора при сбросе нагрузки. Остановимся подробнее на анализе перечисленных факторов.

### **Особенности работы влажнопаровых турбин**

*Уменьшенный располагаемый теплоперепад  $H_0$ .* В большинстве турбин насыщенного пара по сравнению с турбинами аналогичной мощности на высокие начальные параметры с промежуточным перегревом теплоперепад меньше в 2 раза. В связи с этим количество цилиндров низкого давления обычно больше, чем цилиндров высокого давления, а цилиндр среднего давления (ЦСД), как правило, отсутствует. Большинство турбин имеет один цилиндр высокого давления (ЦВД) и два, три или даже четыре ЦНД.

Экономичность ЦНД турбин насыщенного пара, вырабатывающего 50–60% мощности, оказывает существенное влияние на относительный внутренний КПД всего агрегата –  $\eta_{oi}$ , в отличие от турбин высоких параметров. В большей степени КПД такой турбины снижают потери давления при дросселировании, потери с выходной скоростью  $\Delta h_{в.с.}$  и эффективность выходного патрубка.

*Большие объемные пропуски пара.* В турбинах насыщенного пара из-за пониженных начальных параметров, меньшего  $H_0$  и худшего КПД по сравнению с турбинами высоких параметров имеют место большие объемные пропуски пара (в четыре – шесть раз больше на входе и примерно в два раза – на выходе).

В связи с этим значительно возрастают габариты паровпуска, требуется решать задачи по обеспечению более компактного его выполнения и изменению конструкции клапанов.

Большие высоты лопаток первой ступени ЦВД затрудняют применение парциально-подвода пара, т.е. соплового парораспределения. Уменьшение изгибающих напряжений в лопатках регулирующей ступени достигается разделением потока ЦВД и переходом на пониженную частоту вращения.

В стационарных турбинах насыщенного пара не применяются в качестве регулирующих двухвенечные ступени скорости. Это связано со снижением экономичности турбины, особенно значительном при малом теплоперепаде  $H_0$ .

Большие (в 1,5 – 2,2 раза) объемные пропуски пара в ЦНД для турбин насыщенного пара по сравнению с турбинами высоких параметров требуют увеличения числа потоков, применения более длинных лопаток последних ступеней, перехода на пониженную частоту вращения.

*Работа всех или (при промежуточном перегреве пара) большинства ступеней на влажном паре.* Для повышения КПД турбины следует уменьшать влажность пара как диаграммную, так и фактическую. Уменьшение влажности пара достигается внешней сепарацией и промежуточным перегревом; различными методами внутренней сепарации (периферийная, внутриканальная, диафрагмы и ступени-сепараторы). При расчете и проектировании ступеней и решеток учитываются особенности течения влажного пара.

*Необходимость специальных мер для предотвращения эрозии лопаток ЦНД.* В турбинных ступенях, работающих на влажном паре, часто наблюдается эрозия поверхности рабочих лопаток. В результате происходит неравномерный унос металла с поверхности лопатки, она становится неровной, с выступами и полостями (кавернами). Эрозия может захватить значительную часть профиля, иногда до 0,2–0,3 хорды; причем даже незначительная эрозия меняет вибрационные и прочностные характеристики лопаток, что может быть причиной их поломок, а также ухудшает КПД ступени.

*Необходимость исключения эрозионно-коррозионного износа неподвижных деталей турбин.* Кроме рассмотренной выше эрозии рабочих лопаток последних ступеней ЦНД в турбинах АЭС встречаются и другие виды эрозии, охватывающие неподвижные детали.

Наблюдаемый износ поверхностей ряда неподвижных деталей обычно объясняется не чисто эрозионным (механическим) воздействием капель влаги, а смешанным коррозионно-эрозионным процессом. Коррозия нелегированных сталей и некоторых других материалов представляет химическое, а в ряде случаев электрохимическое повреждение поверхностного слоя в результате взаимодействия металла с внешней средой. В турбинах насыщенного пара кроме коррозии под воздействием гомогенной жидкой фазы встречается коррозионно-эрозионное воздействие, усугубляемое к тому же нестационарным движением капель влаги, отдельных струй и вихрей, а также большими скоростями потока.

*Возможное увеличение частоты вращения ротора при сбросе нагрузки.* Вследствие испарения и вскипания влаги, сконденсировавшейся на поверхности ротора, неподвижных деталях турбины, сепаратора и т. д., а также больших объемов тракта между ЦВД и ЦНД, особенно при значительных размерах внешних сепараторов и перегревателей, возможно увеличение (заброс) частоты вращения ротора при сбросе нагрузки.

Основной причиной повышения частоты вращения является испарение влаги, сконденсировавшейся во влагоудаляющих устройствах и промежуточном перегревателе.

#### **Анализ и результаты исследований**

Поскольку условия работы паровых турбин АЭС отличаются от условий работы турбин на электростанциях органического топлива, перед турбостроителями возник ряд специфических проблем, связанных с повышением единичной мощности агрегатов. Если

для электростанций органического топлива основным элементом, сдерживающим пока укрупнение энергоблоков, является парогенерирующее оборудование, то для АЭС таким элементом являются турбины и генераторы.

Опыт турбостроения [4] свидетельствует, что наиболее перспективный путь повышения единичной мощности турбин – это переход к созданию турбин на 1500 об/мин, поскольку задача увеличения площади выхлопа трудноразрешима.

С ростом единичной мощности агрегата повышаются требования к его надежности. Но чем больше мощность турбины при неизменной частоте вращения, тем труднее обеспечить ее надежную работу, поскольку снижаются запасы по механической прочности, а также обостряется проблема эрозии рабочих лопаток последних ступеней.

Решающую роль при определении максимально достижимой единичной мощности турбоагрегата играет пропускная способность последней ступени. Торцовая площадь единичного выхлопа турбин на 3000 об/мин, по которым накоплен опыт эксплуатации, не превышает 9 м<sup>2</sup>. Уже при этом крайне велики вызванные центробежными нагрузками напряжения в лопатках и дисках последних ступеней.

Дальнейшее увеличение пропускной способности выхлопа в турбинах на 3000 об/мин требует изготовления более длинных рабочих лопаток последних ступеней из материалов с повышенными удельными показателями прочности (например, из сплавов титана) или применения двухъярусной ступени. Но даже если считать решенным вопрос обеспечения прочности, увеличение размеров выхлопа в первом случае приводит к чрезвычайно высоким окружным скоростям на периферии рабочих лопаток и, как следствие, к повышению опасности эрозионного износа и возникновения сверхзвуковых относительных скоростей пара на входе в рабочие лопатки.

Предельная мощность турбины на 3000 об/мин, рассчитанной для работы на насыщенном паре с давлением на входе 6,0 – 7,0 МПа, на выходе – 4 кПа с восемью выхлопами на базе лопаток последних ступеней длиной ~1000 мм из углеродистой стали, оценивается в 700 МВт. Мощность турбины 1000 МВт может быть достигнута только при ухудшении вакуума.

Турбины на 3000 об/мин при таких мощностях представляют собой уже пятицилиндровые агрегаты и практически не имеют перспектив увеличения единичной мощности.

Дальнейшее существенное повышение единичной мощности может быть обеспечено путем перехода к турбинам, работающим с частотой вращения 1500 об/мин. Такой переход теоретически позволяет увеличить площадь единичного выхлопа и предельную мощность турбины в 4 раза, а при умеренной площади выхлопа снизить уровень окружных скоростей и обеспечить высокую надежность за счет снижения напряжений и эрозионного износа практически без ограничений нагрузки выхлопа и параметров теплового цикла.

Уровень напряжений во многих элементах тихоходных турбин, в том числе в профильной и хвостовой частях рабочих лопаток и дисках последних (наиболее напряженных) ступеней, ниже соответствующего уровня быстроходных турбин более чем в 1,5 раза, что определяет повышенную надежность турбин на 1500 об/мин. Кроме того, для деталей и узлов тихоходных турбин используют хорошо освоенные в производстве и апробированные в эксплуатации стали.

Следует отметить также существенно более высокую периферийную окружную скорость рабочих лопаток в турбинах на 3000 об/мин. При прочих равных условиях от четвертой степени этой скорости зависит интенсивность эрозионного износа лопаток. Сравнение показателей (см. таблицу) показывает, что опасность эрозионного повреждения лопаток последней ступени в быстроходной турбине более чем в 2,5 раза выше, чем в тихоходной турбине.

Значительный запас эрозионной стойкости последней ступени тихоходных турбин позволяет гарантировать их высокую эксплуатационную надежность практически без ограничений нагрузки выхлопа и конечных параметров, что подтверждается длительным опытом эксплуатации.

**Сравнительные данные по рабочим лопаткам последней ступени  
и элементам роторов турбин на 1500 об/мин и 3000 об/мин**

Величина	К-1000-60/1500	К-750-65/3000
частота вращения, об/мин	1500	3000
длина профильной части рабочей лопатки, мм	1450	1030
корневой диаметр, мм	2700	1500
периферийная окружная скорость, м/с	440	560
максимальное напряжение растяжения в профильной части, МПа	283	436
напряжение растяжения в хвосте, МПа	166	249
напряжение растяжения в грибке, МПа	180	284
максимальные эквивалентные напряжения в роторе низкого давления, МПа	223	272

Важным преимуществом тихоходных турбин является более высокая вибрационная надежность валопровода, которая в значительной мере определяется количеством его элементов и общей длиной.

Для тихоходных турбин также характерна низкая чувствительность конструкции к небалансам (меньший уровень напряжений при возникающих небалансах) по сравнению с быстроходными турбинами.

#### **Выводы**

1. Проведенный анализ конструкций турбин показывает, что при числе оборотов ротора 1500 об/мин возможно достижение единичной мощности турбоагрегата 1000 МВт и выше с существенно большей экономичностью и надежностью, чем при частоте вращения 3000 об/мин.

2. Значителен вклад в технико-экономические показатели турбоустановки последней ступени, которая в конструкциях на 1500 об/мин характеризуется более высокой надежностью.

3. Рассмотрены общие особенности работы турбин на влажном паре, проанализированы меры по обеспечению надежности и экономичности их проточной части, в особенности последней ступени.

#### **Литература**

1. *Косяк Ю.Ф.* Паротурбинные установки атомных электростанций / Ю.Ф. Косяк. – М.: Энергия, 1978. – 312 с.
2. *Трояновский Б.М.* Турбины для атомных электростанций / Б.М. Трояновский. – М.: Энергия, 1973. – 184 с.
3. *Щегляев А.В.* Паровые турбины / А.В. Щегляев. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 414 с.
4. *Косяк Ю.Ф.* Турбины ХТГЗ для АЭС и проблемы, возникающие при их создании / Ю.Ф. Косяк, Б.А. Аркадьев, В.П. Сухинин // Энергетика и транспорт. – 1976. – №2. – С. 113 – 123.

Поступила в редакцию  
12.10.12