

## ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ, НАДЕЖНОСТЬ, ЭКОНОМИЧНОСТЬ, ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ТУРБИН АЭС

*Проведено аналіз конструкцій турбін на 1500 об/хв і 3000 об/хв. Розглянуто особливості роботи турбін на вологій парі. Проаналізовано заходи щодо забезпечення надійності та економічності проточної частини турбін*

*Ключові слова: АЕС, турбіна, частота обертання, остання ступінь*

*Проведен анализ конструкций турбин на 1500 об/мин и 3000 об/мин. Рассмотрены особенности работы турбин на влажном паре. Проанализированы меры по обеспечению надежности и экономичности проточной части турбин*

*Ключевые слова: АЭС, турбина, частота вращения, последняя ступень*

*The analysis of designs of turbines at 1500 rev/min and 3000 rev/min is carried out. The characteristics of wet steam turbines are considered. Measures to ensure the reliability and efficiency of the turbine's hard-grained part are analyzed*

*Key words: NPP, turbine, speed, the last stage*

**Г. И. Канюк**

Профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой, декан энергетического факультета\*  
Контактный тел.: (057) 733-79-14; 099-685-76-82

**В. П. Сухинин**

Профессор, доктор технических наук\*  
Контактный тел.: (057) 733-79-43

**Т. Е. Погонина**

Директор  
Зуевский энергетический техникум  
Донецкого национального технического университета  
ул. Станционная, 1, г. Зугрэс, 86783  
Контактный тел.: (06257) 7-72-06

**А. Ю. Бояршинов**

Инженер  
Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного  
ул. Дмитрия Пожарского, 2/10, г. Харьков, 61046  
Контактный тел.: (057) 349 – 47 – 42

**А. Р. Фокина**

Ассистент\*  
Контактный тел.: 099-217-30-74  
E-mail: anna.rostyslavna@gmail.com

**Д. В. Михайский**

Старший преподаватель\*  
Контактный тел.: (057) 733-78-65

**Л. Н. Омельченко**

Доцент\*  
Контактный тел.: (057) 733-78-65  
\*Кафедра теплоэнергетики и энергосбережения  
Украинская инженерно-педагогическая академия  
ул. Университетская, 16, г. Харьков, 61003

### Исходные положения

Условия работы турбин АЭС отличаются от их работы на электростанциях органического топлива. Это обстоятельство обусловило необходимость решения

ряда специфических проблем, связанных с повышением единичной мощности агрегатов, при котором повышаются требования к его надежности. Но чем больше мощность турбины при неизменной частоте вращения, тем труднее обеспечить ее надежную работу, поскольку

ку снижаются запасы по механической прочности, а также обостряется проблема эрозии лопаток последних ступеней.

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 и имеющей восемь выхлопов на базе использования рабочих лопаток последней ступени длиной порядка 1000 мм, изготовленных из нержавеющей лопаточной стали, апробированной в эксплуатации, оценивается в 700 МВт, а мощность 1000 МВт может быть достигнута только при ухудшении вакуума (т.е. со снижением экономических показателей).

Турбины на 3000 об/мин при таких мощностях представляют собой уже пятицилиндровые агрегаты и практически не имеют перспектив увеличения единичной мощности, хотя, говоря о предельной единичной мощности агрегатов на 3000 об/мин, не следует забывать, что она обусловлена развитием смежных областей техники и по мере совершенствования металлургии, технологии производства, решения вопросов газодинамики и других проблем, величина предельной мощности турбин на 3000 об/мин будет расти.

Дальнейшее существенное повышение единичной мощности может быть достигнуто путем перехода к турбинам, работающим с частотой вращения ротора 1500 об/мин. При снижении оборотов ротора вдвое теоретически для сохранения параметра  $u/c_0=0,5$  (отношение окружной скорости  $u$  к скорости выхода пара из сопла  $c_0$ ), определяющего высокий КПД, средний диаметр облопачивания и длина лопаток также должны возрасти в 2 раза.

Кольцевая площадь ступеней соответственно возрастает в 4 раза и сохранение высокого КПД при этом может быть обеспечено увеличением расхода пара также в 4 раза. Поскольку мощность агрегата прямо пропорциональна расходу пара ( $N_i = G \cdot H_0 \cdot \eta_{oi}$ ;  $G$  – расход пара;  $H_0$  – тепловой перепад на турбину;  $\eta_{oi}$  – относительный внутренний КПД), то при одинаковых его начальных и конечных параметрах это привело бы к такому же росту мощности. Не говоря уже о том, что единичная мощность жестко задается заказчиком, упомянутый рост радиальных размеров приводит к непомерному росту общих геометрических размеров и весовых показателей. Исходя из этих соображений, на практике при переходе на сниженное число оборотов ограничивают рост диаметров и длин лопаток согласно технико-экономическим показателям.

Данное обстоятельство, тем не менее, позволяет за счет повышенного КПД проточной части тихоходных турбин (примерно на 1% по сравнению с быстроходными) получить дополнительную мощность при заданных фиксированных расходах пара и его параметрах

на входе и выходе турбины. Это дает возможность без изменения парогенерирующей части АЭС увеличить установленную мощность турбогенераторов и компенсировать, таким образом, повышенную стоимость турбин на 1500 об/мин.

Решающую роль при определении максимально достижимой мощности турбоагрегата играет пропускная способность последней ступени. Торцевая площадь единичного выхлопа турбин на 3000 об/мин, по которым накоплен опыт эксплуатации, не превышает 9 м<sup>2</sup> (с рабочими лопатками из стали). 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 применения более длинных лопаток последних ступеней из материалов с повышенными удельными показателями прочности (например, сплавы титана). Даже если считать решенным вопрос обеспечения прочности, увеличение размеров выхлопа в последнем случае приводит к чрезвычайно высоким окружным скоростям на периферии рабочих лопаток и, как следствие (при прочих равных условиях), к повышению опасности чрезмерного эрозионного износа и возникновению сверхзвуковых относительных скоростей пара на входе в рабочие лопатки.

При переходе на 1500 об/мин даже при указанных ограничениях длин лопаток и радиальных размеров ротора и корпуса рост единичной площади выхлопа позволяет сократить число цилиндров низкого давления по сравнению с быстроходным вариантом.

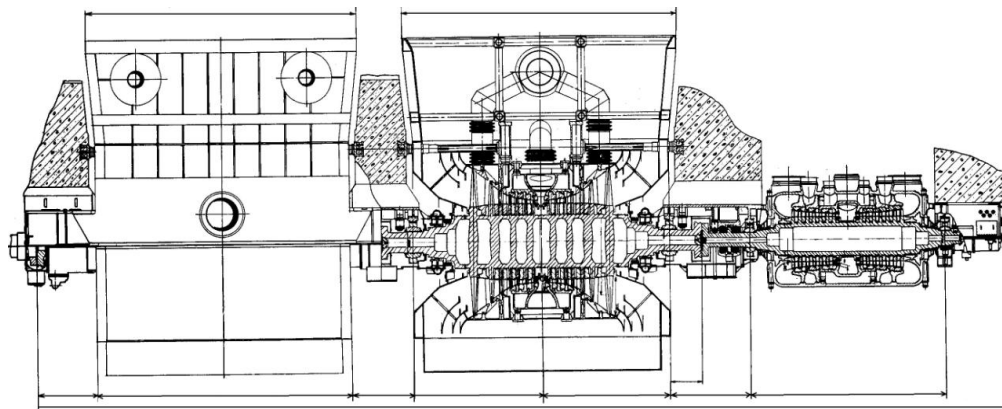


Рис. 1. Турбина К – 1000 – 65/1500

На рис. 1 показан продольный разрез турбины 1000 МВт на 1500 об/мин, в составе которой два цилиндра низкого давления (ЦНД) и четыре выхлопа с рабочими лопатками длиной 1450 мм. Турбина равной мощности на 3000 об/мин, содержащая четыре цилиндра низкого давления (восемь выхлопов) с рабочей лопаткой длиной 1030 мм, будет характеризоваться значительно худшими экономическими показателями при более высоких уровнях напряжений. В таблице 1 представлены основные показатели рабочих лопаток последних ступеней на 3000 и 1500 об/мин, откуда следует, что при более чем двухкратном увеличении площади единичного выхлопа в турбине мощностью 1000 МВт на 1500 об/мин, по сравнению с турбиной на 3000 об/мин, при количестве цилиндров низкого дав-

ления в первой турбине вдвое меньше чем во второй, суммарная площадь выхлопа оказывается больше на 15%. Это обеспечивает наряду с упомянутыми выше преимуществами снижение величины выходной скорости и повышение эрозионной стойкости рабочих лопаток последней ступени.

Таблица 1

Сопоставление вариантов турбоустановки электрической мощностью 1000 МВт для АЭС

№ п/п	Величина	Номер варианта			
		1500	1500	3000	
1	Частота вращения, об/мин	1500	1500	3000	
2	Количество цилиндров	4	3	5	
3	Количество выхлопов	6	4	8	
4	Длина профильной части рабочей лопатки последней ступени, мм	1450	1450	1030	
5	Средний диаметр, мм	4150	4150	3000	
6	Отношение среднего диаметра к длине профильной части	2,862	2,862	2,500	
7	Площадь единичного выхлопа, м <sup>2</sup>	18,9	18,9	8,2	
8	Суммарная площадь выхлопа, м <sup>2</sup>	113,4	75,6	65,6	
9	Выигрыш мощности (МВт) по сравнению с наименее мощным из рассмотренных вариантов при температуре охлаждающей воды:	9.1. 15 °С	30.0	-	9.5
		9.2. 20 °С	26.0	-	3.9
		9.3. 25 °С	24.8	4.8	-
		9.4. 30 °С	33.0	21.8	-
		9.5. 35 °С	50.0	50.0	-

**Анализ и результаты исследований**

Разработка конструкции турбин большой единичной мощности связана с решением круга значительных проблем. Рассмотрим основные из них, от которых зависит общая структура турбоустановки, надежность и экономичность.

**Влажность пара**

В турбинах АЭС наличие влаги в паре имеет место (в отличие от турбин ТЭС) начиная с паровпускных органов. За последние десятилетия проведено большое

количество работ по изучению процессов расширения насыщенного пара, однако имеющиеся данные по этому вопросу еще нельзя считать достаточно полными, особенно в зоне повышенных давлений. В то же время учет переохладения насыщенного пара при его расширении представляется совершенно необходимым как при выборе теплоперепада ступени, так и при определении ее пропускной способности (расходной характеристики).

Большое значение с точки зрения обеспечения надежности влажнопаровых турбин имеет уточнение условий и механизма возникновения скачков конденсации и нестационарных явлений, которые могут возникать и при установившемся режиме течения насыщенного пара, а также разработка методов воздействия на эти явления.

Даже в условиях близкого к равновесному характера расширения влажного пара, который, по-видимому, имеет место в турбинах после скачка конденсации, возникает ряд вопросов, требующих теоретического и экспериментального исследования. Используемые в практике турбостроения методики оценки влияния влажности не могут рассматриваться как вполне удовлетворительные, поскольку они не позволяют рассчитать ряд важнейших параметров потока (например, дисперсность влаги, неравномерность ее распределения в ступени) и учесть их при проектировании турбины.

В то же время эти параметры оказывают серьезное влияние на экономичность турбины и эрозионный износ ее деталей.

В турбинах влажного пара вопросы борьбы с эрозией приобретают особое значение. Наряду с характерной эрозией рабочих лопаток части низкого давления высокотемпературных турбин, в турбинах АЭС плотный влажный пар в части высокого давления вызывает, если не принять специальные меры, так называемую щелевую эрозию – размыв стыков и опорных поверхностей диафрагм и обойм, а также мест закрепления направляющих лопаток в диафрагмах. Для уменьшения вредного влияния влаги в схемах турбоустановок АЭС предусматривается осушение пара путем установки выносных сепараторов, а во многих случаях также и промежуточный перегрев пара.

Снижению эрозии рабочих лопаток способствуют такие мероприятия, как увеличение теплового перепада ступеней, увеличение осевого зазора между венцами направляющих и рабочих лопаток. Необходимы дальнейшие работы по изучению различных видов эрозионного разрушения деталей, по выработке критериев эрозиоустойчивости, по совершенствованию известных и разработке новых способов эрозионной защиты и влагоудаления, а также количественной оценки их эффективности.

**Последняя ступень**

Как отмечалось выше, для создания мощных паровых турбин чрезвычайно важное значение имеет увеличение торцевой площади последней ступени. Сумма этих площадей по всем ЦНД определяет максимальный объемный пропуск пара в конденсатор.

Последняя ступень является одним из наиболее сложных и ответственных элементов турбины, существенно влияющим на ее надежность и экономичность, и по существу характеризует технический уровень турбостроения. По мере развития методов расчета, проведения широкого комплекса экспериментальных исследований наблюдается тенденция повышения удельных паровых нагрузок на последние ступени, обусловленная, в частности, ухудшением условий водоснабжения и, соответственно, увеличением давления в конденсаторе. Вследствие этого оказалось возможным при неизменном расходе пара в конденсатор сократить число ЦНД. Это снижает удельную металлоемкость турбоагрегата, хотя из-за уменьшения суммарной площади выхлопа приводит к снижению экономичности турбоустановки.

Создание рабочих лопаток последних ступеней является крупной научно-технической проблемой. Конструкция рабочей лопатки в значительной мере зависит от возможностей металлургической базы, станочного оборудования и от уровня научного обеспечения.

Разработка последних ступеней мощных конденсационных паровых турбин связана со специфическими трудностями, обусловленными большими теплоперепадами, трансзвуковыми скоростями пара, его влажностью, высокими окружными скоростями при низких собственных частотах колебаний. Особенно сильно процессом, протекающих в ступенях с большой верностью, является то, что в результате взаимодействия скоростей выхода пара из направляющего аппарата и центробежных сил, стремящихся отбросить частицы пара к периферии в зазоре между сопловой и рабочей решетками, устанавливается распределение давления, уравнивающее центробежную силу. Таким образом, давление пара в зазоре увеличивается от корневого сечения к периферийному и при практически неизменных по высоте давлениях перед и за ступенью и, следовательно, теплоперепадов на различных радиусах, из-за переменной плотности пара в зазоре реактивность будет возрастать от корневого сечения к периферийному. Изменение степени реактивности и окружной скорости по высоте ступени приводит к существенному изменению треугольников скоростей (рис. 2). Действительно, в корневом сечении ступени реактивность обычно мала и треугольники скоростей имеют обычный вид. На периферии, где реактивность может достигать 65 – 70 %, вектор  $c_1$  будет малым, а  $w_2$  очень большим. Существенно по высоте изменится и угол входа на рабочую лопатку: если в корневом сечении он составляет  $\beta_1 = 25 - 40^\circ$ , то в периферийном сечении может достигнуть  $120 - 160^\circ$ . Меняется и разность углов  $\beta_2$  и  $\beta_1$ , поэтому для корневого сечения требуется сильно изогнутый, а для периферийного – почти плоский профиль. В результате, для ступеней большой верности из-за изменения треугольников скоростей для обеспечения высокой экономичности требуется изменять профили направляющих и рабочих лопаток по высоте. Эти требования усугубляются необходимостью обеспечения достаточной прочности и технологичности изготовления рабочих лопаток.

В отличие от других ступеней давления, где объемный расход пара в широком диапазоне режимов практически неизменен, на выходе из последней ступени он

может изменяться весьма значительно. Это определяется, с одной стороны, переменностью нагрузки турбины и массового расхода пара по всей проточной части, а с другой – непостоянством давления в конденсаторе, зависящего, кроме расхода пара, от температуры и расхода охлаждающей воды.

Объемным расходом, в основном, определяются уровни скоростей пара в ступени, а, следовательно, и теплоперепад на нее. Чтобы ограничить относительные изменения теплоперепада, его номинальное значение должно выбираться достаточно большим. Для современных мощных турбин теплоперепад последней ступени обычно составляет в номинальном режиме 40 – 50 ккал/кг (около 200 кДж/кг). Поскольку большую часть времени последняя ступень работает со сниженным теплоперепадом, ее оптимизация производится обычно на режиме, соответствующем 0,7 – 0,8 от номинального объемного расхода пара.

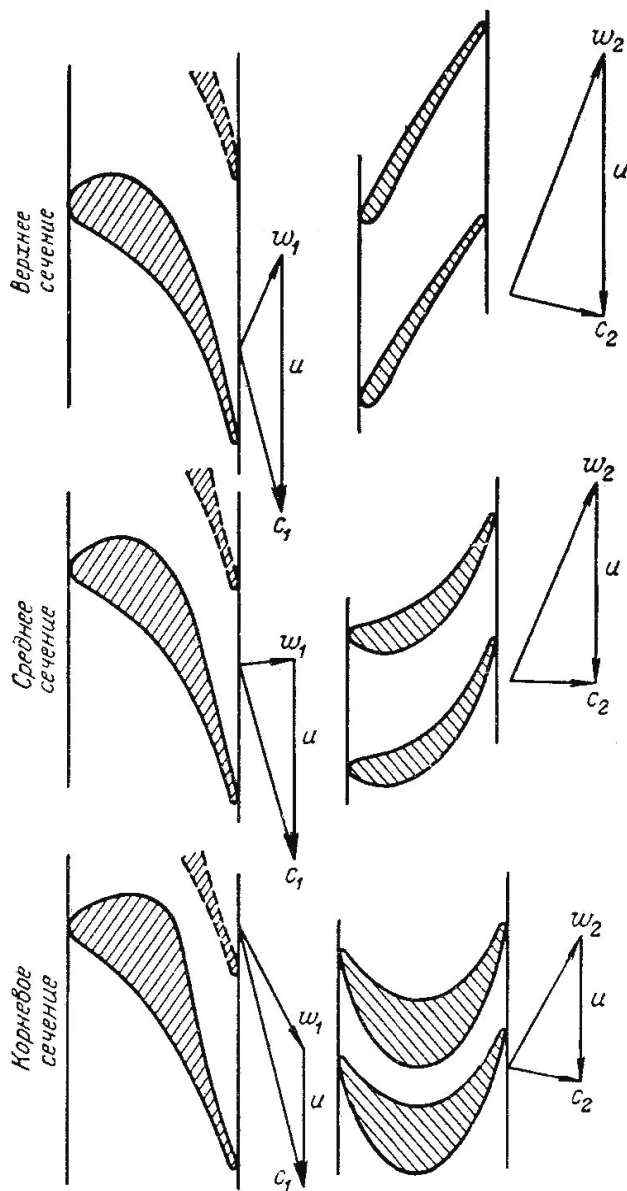


Рис. 2. Примеры изменения профилей сопловых и рабочих решеток

### Надежность

Весьма серьезным фактором при выборе той или иной частоты вращения является ее влияние на уровень напряжений в деталях турбины и на надежность турбоагрегата в длительной эксплуатации. Показательными при этом являются более низкие напряжения в рабочей лопатке последней ступени ЦНД тихоходной турбины. В таблице 2 приведены сравнительные данные по рабочим лопаткам последней ступени и элементам роторов турбин ОАО «Турбоатом» на 1500 и 3000 об/мин. Турбина К – 1000 – 60/3000 отличается еще более высоким уровнем напряжений, чем быстроходная турбина мощностью 750 МВт при четырех цилиндрах низкого давления (8 выхлопов).

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 в таблице 2 показывает, что опасность эрозионного повреждения лопаток последней ступени в быстроходной турбине более чем в 2,5 раза выше, чем в тихоходной турбине.

Таблица 2

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

№ п/п	Величина	К-1000-60/1500	К-750-65/3000
1	Частота вращения, об/мин	1500	3000
2	Длина профильной части рабочей лопатки, мм	1450	1030
3	Корневой диаметр, мм	2700	1500
4	Периферийная окружная скорость, м/с	440	560
5	Максимальное напряжение растяжения в профильной части, МПа	283	436
6	Напряжение растяжения в хвосте, МПа	166	249
7	Напряжение растяжения в грибке, МПа	180	284
8	Максимальные эквивалентные напряжения в роторе низкого давления, МПа	223	272

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.

Надежность сложных машиностроительных конструкций зависит, кроме всего прочего, от количества элементов, работающих под нагрузкой. Число таких элементов в тихоходных турбинах одинаковой мощности меньше, чем в быстроходных (2 либо 3 ЦНД в тихоходных турбинах против 4 ЦНД в быстроходных).

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

Характерным для тихоходных турбин является также низкая чувствительность конструкции к небалансам и меньший уровень напряжений при возникающих небалансах по сравнению с быстроходными турбинами.

### Выводы

1. Проведенный анализ конструкций турбин показывает, что при числе оборота 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. Значительную роль в повышении технико-экономических показателей играет последняя ступень, которая в конструкциях на 1500 об/мин характеризуется и более высокой надежностью.
3. Рассмотрены особенности работы турбин на влажном паре, проанализированы меры по обеспечению надежности и экономичности проточной части, в особенности последней ступени.

### Литература

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