

УДК 621.165

В.Н. ГОЛОЩАПОВ, Ю.П. АНТИПЦЕВ, О.В. КОТУЛЬСКАЯ, Т.Н. ПАРАМОНОВА

Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

СОЗДАНИЕ ПИКОВОЙ МОЩНОСТИ НА ОСНОВЕ ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ ЭНЕРГООБЛОКОВ ТЭС

Рассмотрены способы получения пиковой мощности с использованием высокотемпературной паровой надстройки в виде пиковой турбины. Выбран рациональный вариант высокотемпературной пиковой турбины с начальной температурой пара 650 °С и выполнена конструктивная проработка системы парового охлаждения ее первых двух ступеней. Определены газодинамические и интегральные характеристики проточной части при оптимальной частоте вращения ротора. Проведено расчетное исследование по определению геометрических характеристик пиковой турбины и выбору вида реактивности проточной части.

Ключевые слова: турбина, пиковая мощность, паровое охлаждение, конструктивная проработка, расчетное исследование

Введение

Энергоблоки ТЭС, которые входят в Объединенную энергетическую систему Украины (ОЭС), работают по графикам-заданиям энергорынка. На сегодняшний день время работы их на номинальных параметрах составляет 5-7 % от общего времени эксплуатации. Основная часть рабочего времени энергоблоков приходится на переменную область графиков, т.е. это пиковая и полупиковая нагрузка, достигающая 30-40 % от максимальной при продолжительности работы 16-17 час в сутки.

Для урегулирования переменной части графика нагрузок ОЭС необходимы резервные мощности в виде турбоагрегатов, которые могут достаточно быстро вырабатывать пиковые и полупиковые нагрузки, являются высокоманевренными и имеют возможность проводить несколько пусков и остановов в течение суток.

1. Предпосылки к созданию пиковой турбины

Для обеспечения пиковой мощности в ОЭС Украины предложен способ [1], заключающийся в создании для базовой турбины К-300-240-2 производства ОАО «Турбоатом» надстройки в виде высокотемпературной паровой пиковой турбины с генератором, в которую подается пар из двух отборов цилиндра высокого давления. После срабатывания теплоперепада перегретый пар из пиковой турбины поступает в часть низкого давления базовой турбины, что позволяет получить дополнительную мощность на генератор базовой турбины.

Параметры пара перед пиковой турбиной определяются разделительным давлением между цилиндрами высокого и среднего давлений и температурой перегрева пара на входе в турбину. Перегрев пара производится в базовом котле с помощью основного или дополнительного промежуточного перегревателя пара, а также может быть осуществлен в дополнительном котле-пароперегревателе.

Рассмотренные варианты конструктивного исполнения пиковой турбины при температуре пара на входе, равной 540-565 °С, 650 °С и 800 °С [2], позволили выделить особенности исполнения каждого из них.

Пиковая турбина с облопачиванием активного типа и начальной температурой 540-565 °С, четырехступенчатая, с частотой вращения цельнокованого ротора $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$ (6000 об/мин), обеспечивает пиковую мощность на валу 24253 кВт (при расходе, эквивалентном расходу в I и II отбор ЦВД и равном 147 т/ч). Мощность, дополнительно вырабатываемая ЦНД, при увеличении расхода составляет 18,0 МВт и, соответственно, общая пиковая мощность при номинальном режиме работы блока – 42,25 МВт. Поступающий в нее пар перегревается в пароперегревателе базового котла до принятой температуры базового блока.

Пиковая турбина с активным типом облопачивания, температурой пара на входе 650 °С и $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$ при КПД на венце $\eta_u = 0,87$ в номинальном режиме работы блока ($G_{отб} = 147 \text{ т/ч}$) позволяет получить на базовом блоке дополнительную пиковую мощность 34 МВт. Турбина, при использовании освоенных в турбиностроении сталей, требует разработки системы парового охлаждения первых двух ступеней.

Численное исследование перспективных пиковых турбин с температурой пара на входе $800\text{ }^{\circ}\text{C}$, как активного, так и реактивного типа, проведенное в диапазоне изменения частоты вращения ротора от 50 до 150 c^{-1} , показало, что окружной КПД турбины η_u снижается по сравнению с турбинами, у которых температура пара на входе составляет $540\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ [3]. Несмотря на снижение КПД на венцах ступеней, общая мощность базовой турбины возрастает примерно на 10 МВт, что обусловлено значительным увеличением теплоперепада, срабатываемого в турбине.

Учитывая режим работы пиковой турбины, а именно – после быстрого набора оборотов и набора мощности работа на протяжении 2-х часов утром и 4-х часов вечером при постоянной нагрузке – в турбинах предполагается использование дроссельного регулирования высоконагруженных ступеней давления. Это позволяет отказаться от регулирующей ступени и минимизировать число ступеней.

2. Конструкция системы подвода охлаждающего пара в пиковой турбине

Проработки по созданию пиковой турбины на начальную температуру $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ можно рассматривать как предпосылки к созданию нового высокотемпературного оборудования.

Повышение температуры пара на входе в пиковую турбину поставило вопрос о выборе материалов для ее высокотемпературной части:

- переход к использованию сталей аустерлитного класса, работоспособность которых в основных элементах турбины не подтверждена опытом эксплуатации таких турбин;

- использование широко применяемых в турбиностроении на протяжении последних 40 лет низколегированных сталей перлитного класса с предельно допустимым диапазоном температур до $550\text{--}570\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В 1962-1965 годах Харьковский турбинный завод спроектировал два варианта предвключенной противодавленческой турбины СКР-100 на сверхкритические параметры пара: давление 300 кгс/см^2 ($\sim 30,0\text{ МПа}$), температура свежего пара $650\text{ }^{\circ}\text{C}$. При этом в первом варианте использовались стали аустерлитного класса, а во втором – перлитного класса и применялась развитая система охлаждения ротора и статора паром с более низкой температурой [4].

Второй вариант проекта был реализован в металле и эксплуатировался на Каширской ТЭС, нара-

ботав ~ 40 тысяч часов. За время эксплуатации система охлаждения показала достаточно высокую эффективность.

Основываясь на опыте ОАО «Турбоатом», была разработана конструкции пиковой турбины с начальной температурой пара $650\text{ }^{\circ}\text{C}$ и с системой парового охлаждения высокотемпературной части ротора и статора. При этом охлаждаются элементы, работающие в диапазоне температур $540\text{--}650\text{ }^{\circ}\text{C}$, при более низкой температуре пара в проточной части возможно использование неохлаждаемых конструкций ступеней, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатируемых турбинах ТЭС на сверхкритические параметры.

Для понижения температуры дисков ротора, направляющих лопаток сопловых аппаратов 1-й и 2-й ступени, входного патрубка турбины и пароподводящей вставки на входе в патрубок система охлаждения должна быть разветвленной с комбинированным охлаждением элементов проточной части, включая организацию тепловых завес для лопаточных аппаратов. Каждая ветвь системы охлаждения должна быть отрегулирована по расходу, необходимому для достижения заданного уровня температур.

Параметры такой пиковой турбины и ее характеристики позволяют рассматривать возможность ее работы в дневное и ночное время в режиме компенсатора реактивной мощности энергосистемы, что дает возможность обеспечивать высокое тепловое состояние и производить набор мощности за весьма короткий промежуток времени.

Подвод пара в систему охлаждения производится из двух сегментов коллектора, в который поступает заранее подготовленный пар с заданными параметрами. Обеспечение параметров пара (давление $3,5\text{ МПа}$ и температура $T_{\text{охл}} = 450\text{ }^{\circ}\text{C}$) достигается смешиванием пара из I отбора ЦВД ($T_{\text{отб}} = 350\text{ }^{\circ}\text{C}$) или из II отбора ЦВД ($T_{\text{отб}} = 320\text{ }^{\circ}\text{C}$) и из нитки горячего промперегрева ($T_{\text{пп}} = 540\text{ }^{\circ}\text{C}$) до получения необходимой температуры с учетом баланса по необходимому расходу в систему охлаждения.

Конструктивно система охлаждения элементов проточной части турбины выполнена в виде отверстий, являющихся дросселями для задания расхода охлаждающего пара в каждом сегменте. Расход пара определяется диаметром и числом отверстий, кольцевых щелей, осерадиальных уплотнений, регулирующих расход пара, отводимого в проточную часть для организации тепловой завесы на рабочих лопатках 1-й ступени а также переднего концевого уплотнения.

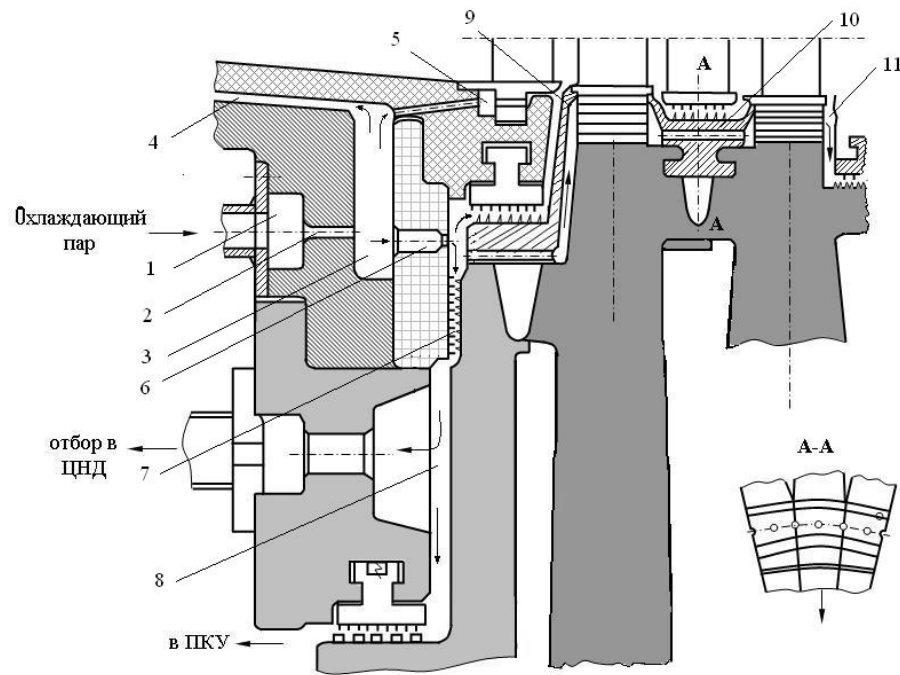


Рис. 1. Конструкция системы охлаждения сварного ротора

Из коллектора трубами с внутренним диаметром $d = 20$ мм пар поступает в кольцевую выточку 1 (рис. 1) глубиной 20 мм и шириной 40 мм, при растекании по которой происходит выравнивание давления. Из кольцевой выточки пар через систему цилиндрических отверстий 2, количество и диаметр которых согласуются с расходом пара в систему охлаждения, поступает в кольцевую полость 3 между наружным корпусом и кольцевой обоймой, установленной во внутреннем корпусе.

В полости 3 происходит выравнивание давления и распределение расхода пара в трех направлениях: пар, охлаждающий внутренний корпус 4; пар, охлаждающий корневую часть соплового аппарата 5; пар, охлаждающий ротор турбины и переднее концевое уплотнение 6.

Конструкция сварного ротора не позволяет уменьшить осевое усилие на диск 1-й ступени и использовать думмис для разгрузки (подобно роторам реактивных турбин). Поэтому для снижения осевого усилия на торцевой поверхности привариваемого переднего хвостовика выполняется осерадиальное уплотнение 7, полость за которым соединяется с отводящим паропроводом за выходным патрубком пиковой турбины с давлением близким к разделительному давлению между ЦСД и ЦНД базовой турбины. Давление в кольцевой полости 8 при расчете системы охлаждения может быть принято равным 0,3 МПа. Это же давление является исходным для расчета переднего кольцевого уплотнения.

Охлаждение рабочих лопаток 1-й и 2-й ступени ротора производится продувкой охлаждающего пара через монтажные зазоры хвостовиков лопаток. Для

подвода к ним пара используются передний дефлектор 9, устанавливаемый на цилиндрическом выступе диска 1-й ступени и образующей кольцевую полость, и задний дефлектор, набираемый из элементов с Т-образными хвостовиками 10. Прохождение охлаждающего пара через дефлекторы обеспечивается цилиндрическими отверстиями – дросселями. Выход охлаждающего пара из монтажных зазоров рабочих лопаток 2-й ступени производится в межступенчатый зазор 11 между 2-й и 3-й ступенью.

Пространство (кольцевой зазор) между наружным и внутренним корпусами 4 служит для прохода охлаждающего пара, необходимого для охлаждения статорной части пиковой турбины и отсечки тепла от элементов проточной части к наружному корпусу (рис. 2). Пар отбирается для охлаждения соплового аппарата 1-й ступени продувкой через хвостовики лопаток 12 с выходом в надбандажное уплотнение осерадиального типа (тепловая завеса в периферийной части рабочей лопатки 1-й ступени) и проточную часть (тепловая завеса лопаток направляющего аппарата 2-й ступени).

Охлаждение подводящего паропровода в месте его входа в корпус пиковой турбины организовано вводом охлаждающего пара в полость между внутренней вставкой и патрубком наружного корпуса. При необходимости для охлаждения входной части паропровода возможна организация отбора части охлаждающего пара из межкорпусного зазора.

Для снижения лучистой составляющей теплообмена в этой части паропровода предусмотрен тонкий экран из нержавеющей стали, обеспечивающий работоспособность конструкции 13.

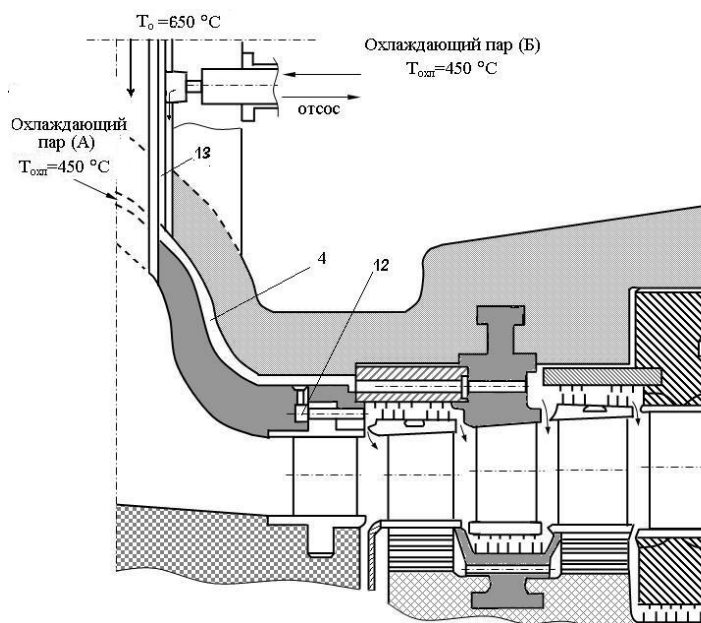


Рис. 2. Конструкция системы охлаждения элементов статора

3. Термогазодинамические параметры проточной части пиковой турбины

Анализ тепловой схемы энергоустановки К-300-240-2 ОАО «Турбоатом» позволил принять для определения основных характеристик пиковой турбины, как высокотемпературной надстройки базовой турбины, следующие параметры:

- давление на входе в пиковую турбину (за регулирующими клапанами) $P_0 = 2,94$ МПа;
- температура на входе $T_0 = 650$ °C;
- давление на выходе из пиковой турбины $P_k = 0,294$ МПа;
- расход пара $G = 52,6$ кг/с .

Учитывая специфику проектируемой пиковой турбины, целесообразно рассмотреть два варианта проточной части:

- с активной проточной частью при степени реактивности на первых ступенях 0,2;
- с реактивной проточной частью при степени реактивности по ступеням 0,5.

Для определения размеров лопаточных аппаратов проточной части было проведено расчетное исследование термогазодинамических и кинематических параметров первой и последней ступеней турбины с учетом допустимого срабатываемого теплоперепада по методике, изложенной в [5].

Исходя из опыта проектирования высоконагруженных ступеней, задаются значения располагаемого теплоперепада на ступень и определяется средний диаметр d_{cp} первой ступени в зависимости от частоты вращения ротора пиковой турбины по формуле А.В. Щегляева [6]

$$h_0 = 12,3 \cdot K_0 \cdot \frac{d_{cp}^2}{\left(\frac{U}{C_0}\right)^2} \cdot \left(\frac{n}{50}\right)^2,$$

где K_0 – коэффициент пропорциональности. Для первой ступени $K_0 = 1$, для промежуточных ступеней $K_0 = 0,92-0,96$; U/C_0 – характеристическое отношение. Для 1-й ступени при активной проточной части $U/C_0 = 0,52$, при реактивной – $U/C_0 = 0,69$.

Полученное значение d_{cp} принимается постоянным для всей проточной части и позволяет вычислить высоту сопловой решетки 1-й ступени по зависимости

$$l_c = \frac{G \cdot v_{1T}}{20 \cdot n \cdot d_{cp}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1\text{эф}} (1 - \rho)},$$

где G – расход пара через ступень;

v_{1T} – теоретический удельный объем пара за соплом;

n – число оборотов ротора;

$\alpha_{1\text{эф}}$ – геометрический (эффективный) угол выхода из соплового аппарата;

ρ – степень реактивности ступени на среднем диаметре.

Длина направляющей лопатки последней ступени (п.с.) при постоянной частоте вращения и принятой степени реактивности определяется из соотношения

$$(l_2 \cdot d_{cp})_{\text{п.с.}} = (l_2 \cdot d_{cp})_{1\text{ст}} \cdot \frac{(v_{2t})_{\text{п.с.}}}{(v_{2t})_{1\text{ст}}}.$$

Значения $(v_{2t})_{1\text{ст}}$ и $(v_{2t})_{\text{п.с.}}$ принимаются в соответствии с протеканием изэнтропного процесса, для чего используются таблицы водяного пара [7].

Анализ изменения средних диаметров и длин лопаток первой и последней ступени позволяет для дальнейшей проработки принять частоты вращения ротора 100 и 150 с⁻¹, которые достаточно широко распространены при проектировании турбин мощностью до 30 МВт [5].

Как видно из рис. 3, для проточной части с активным облопачиванием с ростом частоты вращения средние диаметры первой и последней ступеней уменьшаются. Высота лопаток 1-й и последней ступени с повышением частоты вращения ротора растет более интенсивно для 1-й ступени реактивного типа и менее – для активного типа. При этом отметим, что длина рабочей лопатки последней ступени активной турбины короче по сравнению с реактивной турбиной при той же частоте вращения, что немаловажно с точки зрения напряжений растяжения в корне наиболее нагруженных лопаток последних ступеней.

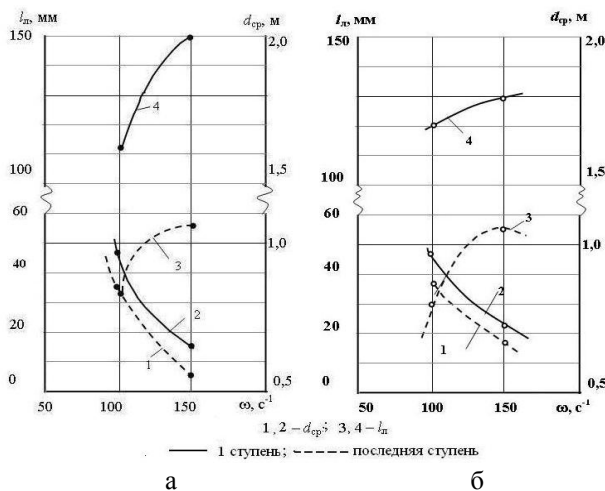


Рис. 3. Геометрические размеры 1-й и последней ступеней турбины активного (а) и реактивного (б) типа при температуре пара на входе $T_0 = 650^\circ\text{C}$

Приняв на основе выполненного расчета первой и последней ступеней проточной части геометрические размеры и изменение характеристического числа U/C_0 , производится разбивка теплоперепадов по ступеням [6] и, исходя из условий плавности – поступенчатый расчет проточной части пиковой турбины активного и реактивного типа.

Максимальный КПД активной и реактивной турбин при $\omega = 100$ с⁻¹ и $\omega = 150$ с⁻¹ совпадают достаточно близко (рис. 4), а мощности практически одинаковы (рис. 5), но в случае активной турбины мощность $N = 34364$ кВт достигается при количестве ступеней равном пяти, в то время как в варианте с реактивной проточной частью для получения практически той же мощности требуется 8 ступеней при $\omega = 100$ с⁻¹ и 6 ступеней при $\omega = 150$ с⁻¹. Поэтому предпочтение, в данном случае обоснованное с точ-

ки зрения термогазодинамики, прочности и рационального конструктивного решения, отдается варианту активной пиковой турбины с $\omega = 100$ с⁻¹.



Рис. 4. Изменение окружного КПД пиковой турбины



Рис. 5. Изменение мощности пиковой турбины

Заключение

Выполненная проработка основных элементов пиковой турбины с начальной температурой пара 650°C подтвердила возможность практической реализации рассмотренного способа создания пиковой мощности.

Термогазодинамические расчеты проточной части позволили определить оптимальные значения частоты вращения ротора; геометрические размеры проточной части, при которых достигается максимальная мощность при максимальном значении КПД на венце ступеней; параметры пара в ступенях и количество ступеней при двух типах облопачивания проточной части.

Созданная предложенным способом пиковая мощность составляет примерно 18 % базовой мощности энергоблока К-300-240-2. Широкое использование предложенного способа на действующих ТЭС даст возможность ликвидировать дефицит пиковой и полупиковой мощности в энергосистеме Украины.

Литература

1. Пат. на корисну модель 38824 Україна, МПК F01K 7/00, F01K 17/00. Спосіб створення пікової

потужності на енергоблоках теплових електростанцій [Текст] / Мацевитий Ю.М., Соловей В.В., Голощапов В.М. [и др.]; власник Інститут проблем машинобудування НАН України. – № и 2008 07790; заявл. 09.06.08; опубл. 16.01.09, Бюл. № 2. – 4 с.

2. Голощапов, В.Н. Високотемпературная паровая надстройка энергоблоков мощностью 300 МВт, как способ создания пиковой мощности [Текст] / В.Н. Голощапов, О.В. Котульская, Т.Н. Парамонова // Вісник національного технічного університету ХП: зб. наук. праць. – Харків НТУ «ХП», 2013. – № 12 Тематичний випуск «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – С. 96-99.

3. Разработка принципиальных схем энергоблоков ТЭС и ТЭЦ с высокоманевренной паротурбинной установкой [Текст]: отчет о НИР / ИП-

Маш НАН Украины. – № ГР 0110U006345. – Харьков, 2012. – 209 с.

4. Шубенко-Шубин, Л.А. Особенности конструкций новейших паровых турбин большой мощности [Текст] / Л.А. Шубенко-Шубин. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 136 с.

5. Мацевитий, Ю.М. Выбор термодинамических и конструктивных параметров пиковых турбин для высокотемпературной надстройки энергоблока К-300-240 [Текст] / Ю.М. Мацевитий, Ю.П. Антипцев, В.Н. Голощапов // Проблемы машиностроения. – 2012. – Т. 15, № 1. – С. 14-22.

6. Щегляев, А.В. Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 386 с.

7. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара [Текст] / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1975. – 80 с.

Поступила в редакцию 01.06.2013, рассмотрена на редколлегии 12.06.2013.

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Л. Шубенко, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

СТВОРЕННЯ ПІКОВОЇ ПОТУЖНОСТІ НА ОСНОВІ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС, ЩО ЕКСПЛУАТУЮТЬСЯ

В.М. Голощапов, Ю.П. Антипцев, О.В. Котульська, Т.М. Парамонова

Розглянуто способи створення пікової потужності з використанням високотемпературної парової надбудови у вигляді пікової турбіни. Обрано раціональний варіант високотемпературної пікової турбіни з початковою температурою пари 650 °С та виконано конструктивну проробку системи парового охолодження її перших двох ступенів. Визначені газодинамічні та інтегральні характеристики при оптимальній частоті обертання ротора. Проведено розрахункове дослідження по визначенню геометричних характеристик пікової турбіни та вибору виду реактивності проточної частини.

Ключові слова: турбіна, пікова потужність, парове охолодження, конструктивна проробка, розрахункове дослідження.

THE DEVELOPMENT OF PEAK POWER ON BASE OF OPERATING UNITS OF TPS

V.N. Goloschapov, Yu.P. Antiptsev, O.V. Kotulskaya, T.N. Paramonova

The methods of peak power production with usage of high-power steam superstructure in the form of peak turbine were considered. The rational option of high-power peak turbine with start temperature 650C was chosen and the constructive elaboration of steam cooling system of its first two stages was carried out. The gas-dynamical and integral characteristics at optimal rotating frequency were detected. The numerical investigation on peak turbine geometrical characteristics definition and the type of flow-part reactivity was obtained.

Key words: turbine, peak power, steam cooling, constructive elaboration, numerical investigation.

Голощапов Владимир Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Антипцев Юрий Петрович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., ст. науч. сотр. Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Котульская Ольга Валериевна – ведущий инженер Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: katulaska@ipmach.kharkov.ua.

Парамонова Татьяна Николаевна – ведущий инженер Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.