

УДК 621.311

КОНСТРУКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО НИЗКОНАПОРНОГО ПАРОПАРОВОГО ЭНЕРГОБЛОКА

А.Р. КВРИВИШВИЛИ

Новосибирский государственный технический университет

Приведены схема и цикл перспективного высокоэкономичного пылеугольного паропарового энергоблока, рассмотрены расходно-термодинамические и конструктивно-компоновочные показатели высокотемпературных агрегатов (пылеугольного котла и высокотемпературной паровой турбины).

1. ПРЕДПОСЫЛКИ РАЗРАБОТКИ И ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРОПАРОВЫХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ НИЗКОНАПОРНЫХ ЭНЕРГОБЛОКОВ

На обозримую перспективу уголь сохранит позиции основного источника производства электроэнергии [1, 2]. В ряде развитых стран в рамках национальных программ (ATS, Advanced Turbine Systems — США, “THERMIE” — Евросоюз и др.) разрабатываются новые высокоэффективные технологии использования угля на базе парогазовых установок (ПГУ) с внутрицикловой газификацией угля, с кипящим слоем под давлением, с внешним (непрямым) сжиганием. КПД таких установок достигает 45–50 %.

В схеме ПГУ с газификацией угля полученный в газификаторе синтез-газ сжигается в газотурбинной ступени после пылеочистки, а уходящие из газовой турбины газы с температурой 450–500 °С направляют в котел-утилизатор паротурбинной ступени.

В схеме угольной ПГУ с кипящим слоем под давлением в энергетическом котле генерируется пар для паротурбинной ступени, а уходящие газы после пылеочистки расширяются в газовой турбине.

В схеме угольных ПГУ с внешним (непрямым) сжиганием камерой сгорания газотурбинной ступени (ГТУ — газотурбинная установка) является энергетический воздушный котел, в котором генерируется (как рабочее тело) горячий воздух под давлением, подаваемый в газовую турбину и затем — в котел-утилизатор паротурбинной ступени. Горячий воздух расширяется в газовой турбине. Сжигание угля и очистка дымовых газов производится при атмосферном давлении (как в традиционных котлах). ГТУ–энергоблоки с внешним сжиганием мощностью 12,5 МВт работают на пылеугольных электростанциях в Сен-Дени (Франция), Данди (Шотландия), Оберхаузене (Германия), мощностью 10 МВт — на Каширской ГРЭС (на буром угле). В воздушном котле в керамических теплообменниках воздух подогревается до 1090–1260 °С. Считается перспективным повышение температуры воздуха в котле до 1650 °С [3]. Предусмотрено создание на ТЭС Баррен в Пенсильвании демонстрационной установки 20 МВт с внешним ступенчатым сжиганием угля, работающей на горячем воздухе.

© Квривишвили А.Р., 2007 г.

В рамках программы “Чистый уголь” (США) произведены проработки ПГУ мощностью 280–320 МВт с непрямым сжиганием угля и подогревом воздуха до 1090 °С в котле с керамическими теплообменниками [3]. Достигнутый КПД составил 49–51 %.

Современные конструкционные материалы, такие как хромоникелиевые и хромоалюминиевые стали, дисперсионные композиционные материалы на основе никеля, его сплавов и хрома, эвтектические композиционные материалы на основе ниобия, композиционная керамика [4, 5, 6] могут применяться в ПГУ для энергоносителей при температурах 1200–1600 °С.

Министерством энергетики США разработана энергетическая программа “Vision 21” [7] по использованию керамики в высокотемпературных энергетических процессах. Фирмы Rolls-Royce (США), Solar Turbines Inc. (США) отработывают керамические лопатки турбины на двигателях моделей 501К и Centaur 50S соответственно.

Рабочие температуры керамических материалов сложного состава приближаются к 1700–1800 °С, прочность при этом практически сохраняется неизменной на уровне 45–55 МПа. Трубы из композиционной керамики $\text{Si}_3\text{N}_4\text{-MgO}$ имеют допустимую температуру стенки 1400 °С, $\text{SiC-Al}_2\text{O}_3$ — 1600 °С. В научно-инженерном центре “Керамические тепловые двигатели” при научно-исследовательском техническом институте энергетического машиностроения (г. С.-Петербург) разработана жаропрочная жаростойкая конструкционная алюмоборонитридная керамика с рабочей температурой до 1600 °С и создается высокоэффективный металлокерамический стационарный газотурбинный двигатель мощностью 2,5 МВт [6]. Такие элементы, как корпуса, камера сгорания, газоходы уже изготовлены и испытаны. Подготавливаются к испытаниям центробежный компрессор, вал, направляющий аппарат, диск и облопаченное рабочее колесо, изготовленные из металлокерамики.

Цена керамических материалов по оценкам [5] составляет от 10 до 50 % стоимости высокотемпературных металлов. За рубежом уже освоено производство широкого сортамента гладких и оребренных керамических труб и панелей. Эти изделия применяются в регенераторах и воздушных котлах, работающих в схемах

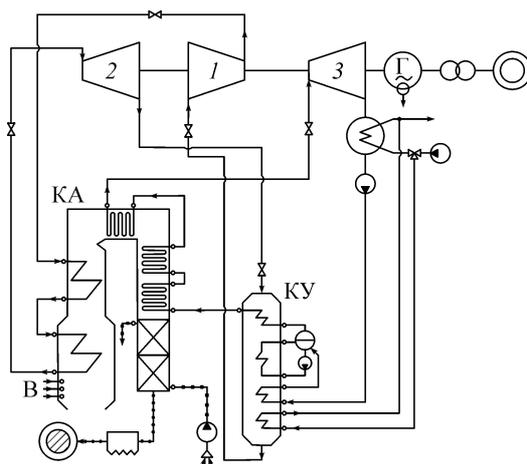
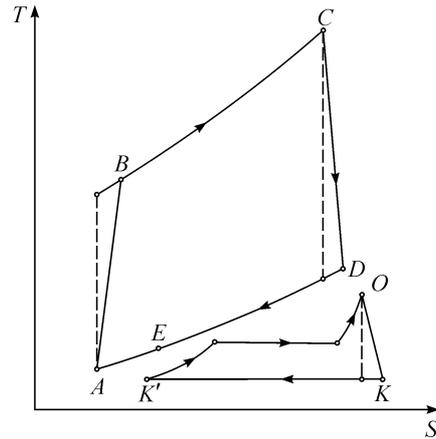


Рис. 1. Схема паропарового энергоблока.

1 — паровой компрессор, 2 — высокотемпературная паровая турбина, 3 — утилизирующая паровая турбина, КА — пылеугольный котел, КУ — котел-утилизатор, Г — генератор, В — подвод топлива.

Рис. 2. Цикл паропарового энергоблока в T, S -диаграмме: A, B, C, D, E, O, K, K' — характерные точки цикла.



ГТУ и ПГУ.

Дальнейшим развитием угольных ПГУ с внешним сжиганием является применение высокотемпературных низконапорных паропаровых энергоблоков (ЭПП, рис. 1), работающих по предложенному в работе [8] комбинированному циклу, сочетающему цикл Фильда–Барановского [9] в высокотемпературной низконапорной паротурбинной ступени и цикл Ренкина в утилизационной части (рис. 2).

Состав оборудования, который мог бы реализовать предложенную комбинацию циклов, до настоящего времени ни в отечественной, ни в мировой практике не разрабатывался. Вместе с тем КПД такого энергоблока, как показывают расчеты, может составлять 50 %, поэтому разработка и исследование ЭПП являются актуальными.

По схеме ЭПП (см. рис. 1) пар с давлением, например, 0,05–1 бар сжимается в компрессоре (в процессе A, B) до давления 5–15 бар, перегревается в процессе B, C до 1100–1400 °С в генерирующих поверхностях пылеугольного котла и подается в высокотемпературную низконапорную паровую турбину, в которой расширяется (в процессе C, D). С температурой 550–700 °С (в конце процесса расширения) пар подводится в котел-утилизатор, где, охлаждаясь в процессе D, E , генерирует пар с температурой 250–300 °С с дальнейшим ее повышением до 500–550 °С в пароперегревателе пылеугольного котла. Состояние (A) перед компрессором достигается (в общем случае) охлаждением пара (в процессе E, A) с отводом теплоты охлаждающей водой. Высокотемпературный контур является замкнутым. Относительный расход пара в утилизационном контуре равен $\beta = 0,3–0,4$. КПД ЭПП по отпуску электроэнергии

$$\eta_N = \frac{l_T - l_{KM} + l_\beta}{h_C - h_B + \beta(h_0 - h_{KV})} \eta_K \eta_{TP} \eta_{EM} \eta_{CH},$$

где $l_T = h_C - h_D$ — работа высокотемпературной турбины, кДж/кг, $l_{KM} = h_B - h_A$ — работа парового компрессора, кДж/кг, $l_\beta = \beta(h_0 - h_K)$ — работа утилизационной турбины, кДж/кг, $h_A, h_B, h_C, h_D, h_0, h_K$ — энтальпии в характерных точках (см. рис. 2) цикла, кДж/кг, h_{KV} — энтальпия пара утилизационного контура на выходе из котла-утилизатора, кДж/кг, $\eta_K, \eta_{TP}, \eta_{EM}, \eta_{CH}$ — КПД пылеугольного котла, транспорта энергии, электромеханический, собственных нужд.

2. ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ АГРЕГАТЫ ЭПП

Основные особенности разработки высокотемпературных низконапорных агрегатов (котла, турбины) определяются параметрами пара. При начальных параметрах 5–11 бар, 1000–1200 °С пар имеет удельный объем 0,5–1,4 м³/кг, обуслов-

ливающий включение в коллекторы большого количества параллельно работающих экранных труб при скоростях пара 22–27 м/с, пятипроцентном (от начального давления пара) гидравлическом сопротивлении и применение двухрядных шахматных гладкотрубных настенных экранов, что дополнительно вызвано коэффициентами теплоотдачи от стенки к перегретому пару на уровне 200–250 Вт/(м²·К), малыми температурными напорами на холодных и горячих концах поверхностей нагрева и, как следствие, приводящими к тепловым напряжениям экранных поверхностей 15–20 кВт/м² и к высокой топке котла (при П-образной компоновке). При этом пакеты труб конвективных поверхностей нагрева между собой соединяются коробами (подобно воздушным коробам в воздухоподогревателе).

Все ступени высокотемпературной низконапорной паровой турбины являются дозвуковыми (нет волновых потерь) при скорости звука 715–910 м/с и теплосоперепаде 150–230 кДж/кг, что обуславливает (с учетом оптимальной разбивки теплосоперепада по ступеням и технологических ограничений) корневой диаметр 1,4–1,6 м

и размеры ротора, соизмеримые с размерами роторов традиционных цилиндров низкого давления. Числа Рейнольдса (Re) при протекании пара через сопловые и рабочие лопаточные решетки выходят за границу автомодельного режима, поэтому при определении обобщенных аэродинамических характеристик учитывались поправки на Re.

Разработанные математические модели функционирования высокотемпературных низконапорных агрегатов (котла и турбины) основываются на уравнениях: энергобаланса

$$BQ_i^r = \sum_{k \in V(i)} (\eta G^x h)_{ki} - \sum_{j \in W(i)} (\eta G^y h)_{ij} = 0,$$

расходного баланса

$$B + \sum_{k \in V(i)} G_{ki}^x - \sum_{j \in W(i)} G_{ij}^y = 0,$$

где B — расход топлива, G , h — расход и энтальпия энергоносителя, η — коэффициент, учитывающий соответствующие потери энергии, $V(i)$, $W(i)$ — множества входов и выходов агрегата.

Для каждого энергоносителя (в зависимости от конструктивно-компоновочных показателей X^K и расходно-термодинамических параметров X^P) записываются уравнения:

– изменения энтальпии

$$\Delta h_j = \Delta h_j(X^K, X^P),$$

– изменения давления

$$\Delta p_j = \Delta p_j(X^K, X^P),$$

– изменения температуры

$$\Delta t_j = \Delta t_j(X^K, X^P),$$

– коэффициента, учитывающего потери энергии,

$$\eta_j = \eta_j(X^K, X^P),$$

– средней скорости потока

$$\omega_j = \omega_j(X^K, X^P).$$

Для каждого q -го элемента, выполненного из m -го конструкционного материала, сформированы зависимости:

– наибольшей температуры поверхности

$$t_{qm} = t_{qm}(X^K, X^P),$$

– толщины стенки

$$\delta_{qm} = \delta_{qm}(X^K, X^P),$$

– возникающих суммарных напряжений и напряжений изгиба

$$\sigma_{qm}^{\Sigma} = \sigma_{qm}^{\Sigma}(X^K, X^P),$$

$$\sigma_{qm}^{\text{из}} = \sigma_{qm}^{\text{из}}(X^K, X^P),$$

– расхода металла

$$G_{qm} = G_{qm}(X^K, X^P).$$

На показатели и параметры наложены ограничения, отражающие технологичность, эксплуатационную надежность и условия протекания физико-технических процессов:

$$X^{K*} \leq X^K \leq X^{K**},$$

$$X^{P*} \leq X^P \leq X^{P**},$$

$$\omega_j^* \leq \omega_j(X^K, X^P) \leq \omega_j^{**},$$

$$\Delta t_j^* \leq \Delta t_j(X^K, X^P) \leq \Delta t_j^{**},$$

$$\eta_j^* \leq \eta_j(X^K, X^P) \leq \eta_j^{**},$$

$$t_{qm}^* \leq t_{qm}(X^K, X^P) \leq t_{qm}^{**},$$

$$\delta_{qm}^* \leq \delta_{qm}(X^K, X^P) \leq \delta_{qm}^{**},$$

$$\sigma_{qm}^{\Sigma*} \leq \sigma_{qm}^{\Sigma}(X^K, X^P) \leq \sigma_{qm}^{\Sigma**},$$

$$\sigma_{qm}^{\text{из}*} \leq \sigma_{qm}^{\text{из}}(X^K, X^P) \leq \sigma_{qm}^{\text{из**}},$$

$$F^n = \{X^K, X^P \mid f_n(X^K, X^P) \geq 0\},$$

где n — размерность вектора значений переменных X^P .

Особенности теплообмена в топке котла учитываются на основе уравнения [10, 11]:

$$\varphi(V_C)(T_a - T_T^{\prime\prime}) = \frac{1}{B} c_0 a_T F_3 \left\{ \left[T_T^{\prime\prime} (1 + \sum \Delta_i) \right]^4 - \left[T_{p.c} + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{B \varphi(V_C)(T_a - T_T^{\prime\prime})}{10^{-3} F_3} \right] \right\},$$

где V_C — средняя теплоемкость газов, T_a , $T_T^{\prime\prime}$, $T_{p.c}$ — температуры: адиабатная (горения), в конце топки и пара в трубах (средняя), c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, a_T — приведенная степень черноты топочной камеры,

F_3 — площадь экранных труб, $\sum \Delta_i$ — расчетные поправки, ε — термическое сопротивление загрязнения, α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к перегретому пару, φ — коэффициент сохранения тепла.

Особенности профиля турбины учитываются с использованием зависимостей [12, 13]:

$$l_1^3 + 2d_k l_1^2 + d_k^2 l_1 - \frac{G_0 v_{1r} (u/c_\phi)}{\mu_1 e \pi^2 \sin \alpha_{1\text{эф}} n \sqrt{1 - \rho_{\text{ср}}}} = 0,$$

$$(d_k + l_2) l_2 = \frac{G_0 v_2}{\pi \sqrt{0,03 H_{00}}},$$

где H_{00} — располагаемый теплоперепад на турбину, $v_2 \approx v_K$ — удельный объем пара на выходе из последней ступени, v_{1r} — удельный объем на выходе из сопловой решетки, e — степень парциальности при дроссельном парораспределении равна 1, μ_1 — коэффициент расхода, G_0 — расход пара через ступень, u/c_ϕ — отношение скоростей для ступени, d_k — корневой диаметр, $\alpha_{1\text{эф}}$ — эффективный угол выхода из сопловой решетки, n — частота вращения турбины, $\rho_{\text{ср}}$ — степень реактивности на среднем диаметре, l_1, l_2 — высоты сопловой лопатки первой и рабочей последней ступеней.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

По разработанной математической модели функционирования ЭПП тепловых электростанций выполнена серия расчетов для конденсационных энергоблоков мощностью 25–65 МВт при работе на кузнецком угле марки “Г” и параметрах пара, представленных в табл. 1. Для элементов котла и турбины приняты конструкционные материалы: экранные трубки диаметром 0,06 м — композиционная керамика $\text{Si}_3\text{N}_4\text{--MgO}$, трубки диаметром 0,06 м конвективного пароперегревателя — сталь 12X18H10T, трубки диаметром 0,038 м конвективного пароперегревателя утилизационного контура — сталь 12X1MФ, трубки воздухоподогревателя диаметром 0,04 м — сталь 20, лопатки первых пяти ступеней турбины — сталь ХН65КМВЮТ, последующих ступеней — сплавы ЭП539ЛМУ, ЭИ893, ЭИ607, ЗМИ-3, ЭП800ВД, ротора — сплав 20X12ВНМФШ, корпуса — сталь Х25Н13АТЛ.

Прочностные расчеты выполнены по методике [14]. Масса ротора турбины оценивалась по регрессионной зависимости, полученной на основе данных [15, 16]. Капиталовложения в агрегаты рассчитывались на основе методических подходов [17] и стоимостей конструкционных материалов: композитной керамики — 3 долл/кг, сталь 12X18H10T — 5 долл/кг, 12X1MФ — 3 долл/кг, сталь 20 — 2 долл/кг, ХН65КМВЮТ, ЭП539ЛМУ, ЭИ893, ЭИ607, ЗМИ-3, ЭП800ВД (в среднем) — 110 долл/кг, 20X12ВНМФШ, Х25Н13АТЛ — 8 долл/кг.

Таблица 1

Основные параметры ЭПП

Параметры	Состояния рабочего тела						
	А	В	С	Д	0	К	К'
Давление, бар	0,3	8,4	8	0,33	35	0,05	0,05
Температура, °С	79	534	1200	598	535	33	33
Энтродпия, кДж/(кг·К)	7,82	7,94	9,39	9,61	7,26	7,69	0,48
Энтальпия, кДж/кг	2644	3555	5149	3701	3531	2345	137,8

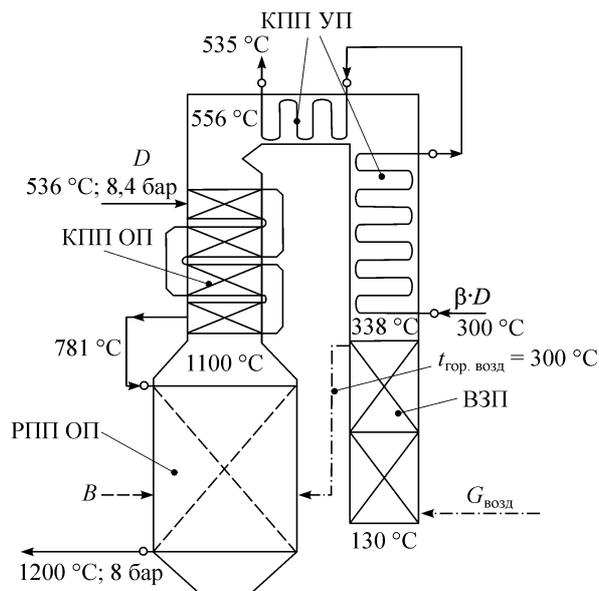


Рис. 3. Компоновочная схема высокотемпературного котла.

РПП ОП — радиационный пароперегреватель основного потока, КПП ОП — конвективный пароперегреватель основного потока, КПП УП — конвективный пароперегреватель утилизационного потока пара, ВЗП — воздухоподогреватель, $G_{\text{возд}}$ — расход воздуха, B — подача топлива, D — расход пара высокотемпературного контура, $t_{\text{гор.возд}}$ — температура воздуха на выходе из ВЗП.

Для примера на рис. 3 приведена расчетная компоновочная схема, а в табл. 2 — массогабаритные показатели высокотемпературных низконапорных котлов. Из этих данных следует, что высота топки и пакетов поверхностей нагрева мало зависит от паропроизводительности при П-образной компоновке котлов, поскольку

Таблица 2
Массогабаритные показатели высокотемпературных низконапорных пылеугольных котлов

Наименование	Мощность энергоблока, МВт		
	27	45	63
Паропроизводительность котла, т/ч	104	168	242
Ширина топки, м	5,67	10,08	13,77
Глубина топки, м	5,4	8,2	11,7
Высота топки, м	19,7	18,9	18,5
Количество пакетов труб в КПП ОП*, шт	23	23	22
Количество рядов труб в пакете КПП ОП*, шт	7	6	6
Высота КПП ОП*, м	15,1	13,1	13,8
Высота КПП УП**, м	15,6	15,6	15,4
Высота воздухоподогревателя, м	13,7	13,6	13,8
Количество параллельно работающих труб			
РПП ОП	480	790	1120
КПП ОП	259	441	606
КПП УП	72	106	168
ВЗП	3276	5680	7616
Масса, т,			
РПП ОП	36,5	52,6	92,6
КПП ОП	66,6	109,2	160,4
КПП УП	63,6	82,6	151,3
ВЗП	59,8	92,7	140,0

* ОП — основной поток, ** УП — утилизационный поток.

с увеличением паропроизводительности растут поперечные габариты. Котлы ЭПП имеют теплонапряженность топки примерно в 1,6–2,6 раза меньше по сравнению с традиционными паровыми котлами той же паропроизводительности. Вместе с тем такая более низкая теплонапряженность топок не является ограничивающим фактором для нормального процесса горения топлива и функционирования экранов, так как минимальная температура стенки экранных труб будет находиться на уровне 800–850 °С при эффективной температуре топочной среды 1200–1300 °С.

В табл. 3, 4 представлены газодинамические и аэродинамические характеристики и показатели высокотемпературных низконапорных паровых турбин (ВТ-турбин) для компоновки, показанной на рис. 4. Из этих данных следует, что располагаемый теплоперепад на ступень соизмерим с теплоперепадом для ступеней цилиндров низкого давления традиционных турбин. В результате — при практически одинаковом располагаемом теплоперепаде на турбину число ступеней ВТ-турбины в 2–2,5 раза меньше числа ступеней традиционной паровой турбины. Вместе с тем внутренний относительный КПД ВТ-турбины будет находиться на уровне 0,88–0,90 несмотря на относительно невысокий (0,80–0,82) КПД ступеней (рис. 5), что обусловлено большим коэффициентом возврата тепла (почти 10 %). Можно отметить, что КПД ступеней (и в целом турбины) будут выше при увеличении числа ступеней (уменьшении теплоперепада на ступень) при практически тех же высотах лопаток и степенях реактивности ступеней 0,1–0,5.

Таблица 3

Газодинамические и аэродинамические характеристики ВТ-турбин мощностью 40–95 МВт

Наименование величины	Значение
Располагаемый теплоперепад на одну ступень, кДж/кг	150–220
Абсолютная скорость выхода потока из сопловой решетки, м/с	450–560
Относительная скорость выхода потока из рабочей решетки, м/с	310–470
Абсолютная скорость выхода потока из рабочей решетки, м/с	120–220
Числа Маха в сопловых решетках	0,6–0,7
Числа Маха в рабочих решетках	0,4–0,7
Коэффициенты скорости сопловой решетки	0,96–0,97
Коэффициенты скорости рабочей решетки	0,93–0,95
Коэффициенты расхода сопловой решетки	0,96–0,97
Коэффициенты расхода рабочей решетки	0,94–0,95
Угол входа потока в сопловую решетку, град	13–20
Угол входа потока в рабочую решетку, град	20–25
Число $10^{-5} \cdot Re_1$ для сопловой решетки	2–10
Число $10^{-5} \cdot Re_2$ для рабочей решетки	1,4–6,8

Таблица 4

Показатели ВТ-турбин

Наименование величины	Мощность энергоблока, МВт		
	27	45	63
Собственная мощность ВТ-турбины, МВт	40	66	95
Количество ступеней, шт	11	9	9
Корневой диаметр лопаток, м	1,45	1,6	1,6
Внутренний относительный КПД турбины, %	88,29	88,69	89,62
Масса ротора турбины, т	34,1	35,8	35,8
Масса корпуса турбины, т	8,2	11,1	14,1
Масса лопаточного аппарата, т	5,1	5,6	11,3

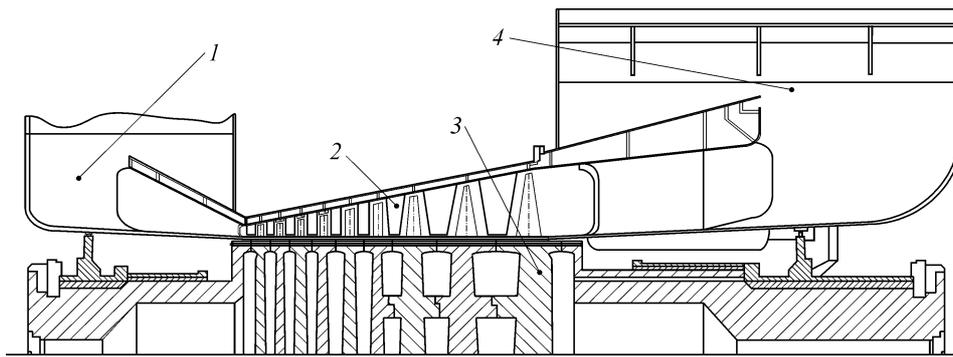


Рис. 4. Конструктивно-компоновочная схема высокотемпературной турбины мощностью 66 МВт.

1 — входной патрубок, 2 — проточная часть, 3 — ротор, 4 — выхлопной патрубок.

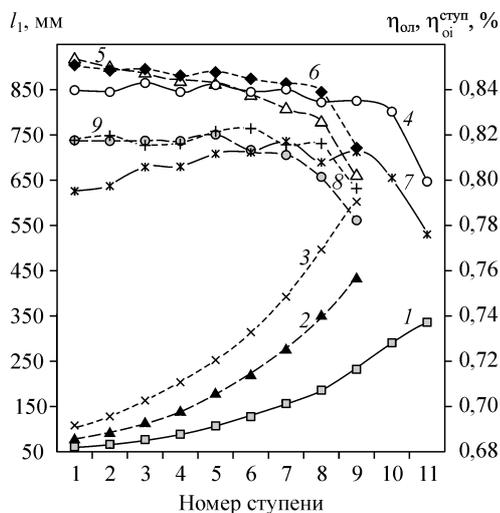


Рис. 5. Зависимость высоты рабочих лопаток l_2 (линии 1–3), относительного лопаточного КПД $\eta_{ол}$ (линии 4–6) и внутреннего относительного КПД ступени $\eta_{оi}^{ступ}$ (линии 7–9) от номера ступени ВТ-турбин: 40 (линии 1, 4, 7), 66 (линии 2, 5, 8) и 95 (линии 3, 6, 9) МВт.

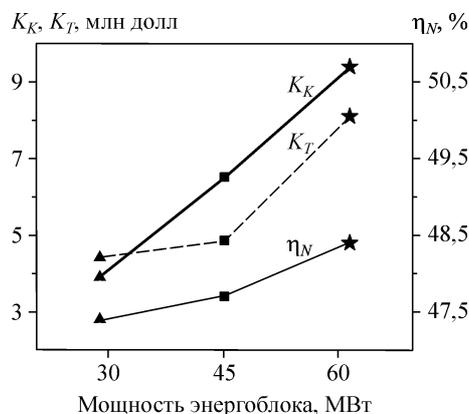


Рис. 6. Капиталовложения в высокотемпературные агрегаты (котел K_K и турбину K_T) и КПД по отпуску электроэнергии (η_N) ЭПП.

ЭПП: 27 (треугольник), 45 (квадрат), 63 (звездочка) МВт.

На рис. 6 показаны капитальные вложения в высокотемпературные агрегаты ЭПП и КПД по отпуску электроэнергии. Из этих данных видно, что тепловая экономичность ЭПП может находиться на уровне 48 %, а удельные капиталовложения в высокотемпературные агрегаты (котел и турбину) из расчета на установленный кВт ЭПП составят 280–310 долл/кВт.

ВЫВОДЫ

1. Предложена новая высокоэффективная пылеугольная технология, основанная на комбинации циклов Фильда–Барановского и Ренкина, КПД которой составляет 48–50 %. Разработана методика расчета ЭПП и создана математическая модель, учитывающая особенности расчета высокотемпературных агрегатов.

2. Выполнены многовариантные расчеты и получены конструктивно-компоновочные показатели с оценкой капиталовложений для пылеугольных

низконапорных котлов с высокотемпературными генерирующими поверхностями и ВТ-турбин, работающих в составе энергоблоков мощностью 25–65 МВт.

3. Пылеугольный котел по габаритам примерно в 2 раза больше традиционных котлов той же производительности, а ВТ-турбины соизмеримы с ЦНД традиционных турбин. Высокие температуры и низкие давления рабочего тела позволяют в качестве материала экранных труб использовать композитную керамику, а для лопаток турбины — жаропрочные сплавы на никелевой и никель-кобальтовой основе.

4. Удельные капиталовложения в высокотемпературные агрегаты (котел и высокотемпературную паровую турбину) из расчета на установленный киловатт ЭПП составляют 280–310 долл/кВт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гольдштейн А.Д., Позгалева Г.И., Доброхотов В.И. Состояние развития ПГУ на твердом топливе // Теплоэнергетика. — 2003. — № 2. — С. 16–23.
2. Саламов А.А. Развитие ТЭС, работающих на угле // Теплоэнергетика. — 2000. — № 8. — С. 75–76.
3. Ольховский Г.Г. Разработка перспективных ГТУ в США // Теплоэнергетика. — 1994. — № 9. — С. 61–69.
4. Конструкционные материалы: Справочник / Под ред. Б.Н. Арзамасова. — М.: Машиностроение, 1990. — 688 с.
5. Кириллов И.И., Сударев А.В., Резников А.Г. Керамика в высокотемпературных ГТУ // Промышленная теплотехника, 1988. — Т. 10, № 6. — С. 67–87.
6. Сударев А., Тихоплав В., Шишов Г., Катенев В. Высокотемпературные двигатели с применением конструкционной керамики // Газотурбинные технологии. — 2000. — № 3. — С. 2–5.
7. Деринский Д. Vision 21 — партнерство государства и промышленности // Газотурбинные технологии. — 2000. — № 1. — С. 16–22.
8. Квривишвили А.Р. Расходно-термодинамические и конструктивно-компоновочные параметры пылеугольного котла паро-парового энергоблока // Энергосистемы, электростанции и их агрегаты: Сб. науч. трудов / под ред. акад. РАН В.Е. Накорякова. — Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2005. — Вып. 9. — С. 130–138.
9. Аксютин С.А. Перспективы развития паровых и газовых турбин электрических станций. — М.: Машгиз, 1957. — 220 с.
10. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Изд. 3-е, перераб. и дополн. — Изд-во НПО ЦКТИ, СПб, 1998. — 256 с.
11. Липов Ю.М. и др. Компонировка и тепловой расчет парогенератора. Учеб. пособие для вузов. — М.: Энергия, 1975. — 176 с.
12. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. — М.: Энергоатомиздат, 1993. — Кн. 1. — 384 с. — Кн. 2. — 416 с.
13. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г., Богов И.А. и др. Стационарные газотурбинные установки / Под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. — Л.: Машиностроение, 1989. — 543 с.
14. Жирицкий Г.С., Стрункин В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. — М.: Машиностроение, 1968. — 520 с.
15. Шляхин П.Н., Бершадский М.Л. Краткий справочник по паротурбинным установкам. — М.: Энергия, 1970. — 216 с.
16. Косяк Ю.Ф., Галацан В.Н., Палей В.А. Эксплуатация турбин АЭС. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 144 с.
17. Зыкова Н.Г. Схемно-параметрические решения для котлов ТЭС с кольцевой топкой // Энергосистемы, электростанции и их агрегаты. Сб. науч. Трудов НГТУ. — Новосибирск, 2003. — Вып. 8. — С. 82–93.

Статья поступила в редакцию 10 июля 2006 г.