

УДК 621.165.5

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ МОДЕРНИЗАЦИИ ЭНЕРГОБЛОКА 300 МВт ПРИ ЕГО ПЕРЕВОДЕ НА СУПЕРСВЕРХКРИТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПАРА

¹ А. О. Костиков, член-кор. НАН Украиныkostikov@ipmach.kharkov.ua

ORCID: 0000-0001-6076-1942

¹ А. Л. Шубенко, член-кор. НАН Украиныshuben@ipmach.kharkov.ua

ORCID: 0000-0001-9014-1357

² В. Г. Субботин, канд. экон. наукoffice@turboatom.com.ua

ORCID: 0000-0002-2489-5836

^{1,3} А. В. Сенецкий, д-р техн. наукOleksandr.Senetskyi@kname.edu.ua

ORCID: 0000-0001-8146-2562

¹ В. А. Тарасова, д-р техн. наукvat523710@gmail.com

ORCID: 0000-0003-3252-7619

¹ В. Н. Голощанов, канд. техн. наук¹ Н. Ю. Бабак, канд. техн. наук¹ Институт проблем машиностроенияим. А. Н. Подгорного НАН Украины,
61046, Украина, г. Харьков, ул. Пожарского, 2/10² АТ «Українські енергетичні машини»,
61037, Україна, м. Харків, пр. Московський, 199³ Харьковский национальный университет
городского хозяйства имени А. Н. Бекетова,
61002, Украина, г. Харьков, ул. Маршала Бажанова, 17

Проанализировано состояние энергетики Украины и основные тенденции развития мирового рынка в области перевода мощных энергоблоков ТЭС на суперсверхкритические параметры пара. Показано, что энергетика Украины требует особого внимания и внедрения новых современных технических решений. Мировые тенденции говорят о том, что в настоящее время акценты делаются в направлении повышения параметров пара перед турбиной до суперсверхкритических. Это позволяет как повысить эффективность энергоблоков, так и снизить тепловые выбросы, тем самым решая глобальную экологическую проблему потепления климата. Реализация данного подхода предлагается с учетом реалий экономики Украины и имеющихся технических возможностей энергомашиностроительной отрасли. В работе представлены результаты вариационных расчетных исследований тепловой схемы энергоблока мощностью 300 МВт при переводе турбины К-300-23,5 на суперсверхкритические параметры пара. Задача решалась при условии максимального сохранения тепловой схемы, повышения эффективности энергоблока и минимизации капитальных вложений при модернизации турбины. Выбор был остановлен на сохранении системы регенерации, цилиндров среднего и низкого давления. Проанализированы варианты с дополнением существующей турбины цилиндром на суперсверхкритических параметрах пара и созданием нового цилиндра высокого давления при незначительных изменениях его габаритных характеристик. Результаты исследований показали, что наиболее рациональным вариантом модернизации турбоустановки электрической мощностью 300 МВт является создание нового цилиндра высокого давления, рассчитанного на работу при суперсверхкритических параметрах пара, а также дополнение цилиндра среднего давления новым цилиндром с целью повышения параметров перегрева пара при сохранении системы регенерации.

Ключевые слова: паротурбинный цикл, суперсверхкритические параметры пара, тепловая схема, энергоблок, моделирование, эффективность, математическая модель, программный комплекс, давление, температура, модернизация, генерация.

Введение

Современная централизованная энергетика Украины включает 14 ТЭС и 4 АЭС, которые играют главную роль в генерации электрической энергии. В настоящее время значительная часть генерирующих активов изношена и малоэффективна. Более 85% блоков ТЭС превышают предел физического износа в 200 тысяч часов наработки, а более 40 блоков – предел в 250–300 тысяч часов. Таким образом, это оборудование требует замены или серьезной модернизации с учетом современных тенденций совершенствования термодинамических циклов и их элементов в области турбостроения [1].

Статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Международная.

© А. О. Костиков, А. Л. Шубенко, В. Г. Субботин, А. В. Сенецкий, В. А. Тарасова, В. Н. Голощанов, Н. Ю. Бабак, 2021

Одним из наиболее перспективных направлений данной модернизации является внедрение энергоблоков, работающих на суперсверхкритических параметрах (ССКП) пара [2–6]. Целесообразность постепенного перехода к таким энергоблокам в настоящее время обусловлена следующими обстоятельствами:

– повышение параметров пара – это один из наиболее эффективных способов повышения КПД ТЭС. Для Украины, где климатические условия позволяют поддерживать достаточно глубокий вакуум в конденсаторе, главными направлениями повышения эффективности является повышение параметров пара и введение второго промежуточного перегрева (ПП). Необходимо также отметить, что повышение параметров дает положительный эффект независимо от типа используемого топлива;

– переход на ССКП имеет значительный эффект не только в традиционных технологиях сжигания топлива, но и во всех комбинированных парогазовых технологиях с развитой паротурбинной частью;

– повышение параметров пара позволяет уменьшить тепловые выбросы, и является одним из важных путей решения глобальной экологической проблемы потепления климата.

Таким образом, разработка ряда предложений по созданию тепловых схем турбоустановок на ССКП с учетом особенностей конструкций и компоновки существующего оборудования на действующих ТЭС Украины приобретает в данный момент особую актуальность. Модернизация существующих энергоблоков путем перевода на ССКП позволит повысить их эффективность с минимальными капитальными вложениями.

В качестве прототипа для создания энергоблоков на ССКП в работе рассматривается турбоустановка производства АО «Турбоатом» серии 300 МВт. Энергоблоки ТЭС с использованием турбины мощностью 300 МВт производства АО «Турбоатом» достаточно широко распространены по странам ближнего и дальнего зарубежья [7]. Поэтому аналогичная модернизация имеет перспективы к применению за границей. Результаты исследований, представленные в статье, могут быть использованы для разработки мероприятий по модернизации или проектированию турбоустановок другой мощности.

Краткий анализ мирового опыта эксплуатации действующих энергоблоков на ССКП

История создания энергоблоков на ССКП насчитывает более 60 лет. Она берет начало с момента создания в США энергоблока Еддистоун-1 мощностью 325 МВт с параметрами пара 35,9 МПа, 648 °С и двойным промперегревом, который был введен в эксплуатацию в 1954 году.

В 1966 г. на Каширской ТЭС (СССР) началась опытно-промышленная эксплуатация паровой турбины СКР-100-300 производства Харьковского турбинного завода с начальными параметрами 29,4 МПа, 650 °С с противодавлением 3,03 МПа [8]. Она эксплуатировалась до середины 70-х годов. Тепловая энергетика страны получила уникальный опыт работы на ССКП. Это позволило проверить эксплуатационную надежность основных элементов паротурбинных установок, которые были выполнены из различных сталей аустенитного класса, исследовать их температурные режимы. Среди многих интересных технических решений, использованных в турбине СКР-100-300, особое место занимает система охлаждения ротора, разработка которой остается серьезной проблемой до сих пор. Результаты работы этого энергоблока подтвердили возможность создания промышленного энергетического оборудования на ССКП.

Первым энергоблоком на ССКП нового поколения стал энергоблок Кавагое-1 (Япония) с параметрами 30,5 МПа, 566 °С/566 °С/566 °С. Пуск блока был осуществлен в конце 1988 года, а с 30 июня 1989 года, после проведения необходимых испытаний, началась его промышленная эксплуатация. Уже через 3 года был введен в работу энергоблок Кавагое-2. В июле 1992 года он был испытан, а в апреле 1993 г. также был принят в промышленную эксплуатацию энергоблок Хекинен-3 (Япония) мощностью 700 МВт с параметрами пара 25 МПа, 538 °С/593 °С. При разработке турбины использовались все достижения в области материаловедения, аэродинамики и технологии изготовления энергетического оборудования, а также результаты исследований систем охлаждения на блоке Вакамацу, который был введен в эксплуатацию в 1968 году.

В дальнейшем в странах Европы и в Японии вводились в эксплуатацию новые энергоблоки с ССКП: в 1997-1998 годах два энергоблока на ТЭС Конвой (Дания) мощностью 400 МВт с параметрами 29 МПа, 582 °С/580 °С/580 °С, в 1995 г. один блок на ТЭС Любек (Германия) с параметрами 27,5 МПа, 580 °С/600 °С, в 1997 г. один блок на ТЭС Матсуура с параметрами 25,6 МПа, 593 °С/593 °С/593 °С.

В настоящее время практически все ведущие турбостроительные фирмы создают паровые турбины на ССКП нового поколения. Целесообразность перехода на ССКП необходимо оценивать по

многим факторам: экономичность, капиталовложения, экологичность, эксплуатационные расходы, маневренность, экономичность на частичных нагрузках и т. д. Все оценки необходимо делать по сравнению с альтернативными установками, например парогазовыми установками с внутрицикловой газификацией, парогазовыми установками с циркулирующим слоем, а в случае использования природного газа – и с утилизационными парогазовыми установками.

Эффект от повышения параметров пара приведен во многих работах. Остановимся на данных, где этот эффект представлен в наиболее наглядной форме (рис. 1) [9]. Видно, что при температурах, которые давно освоены в Японии (566 °C/566 °C), и переходе от давления 24,1 до 31 МПа и при введении второго перегрева можно суммарно сэкономить до ~4 % топлива по сравнению с параметрами 24,1 МПа, 538 °C/566 °C [10]. Эффект будет таким же, если оставаться при начальном давлении 24,1 МПа, но поднять температуру перед цилиндрами до 593 °C. Освоение новых материалов и имеющийся опыт эксплуатации позволяют уже сегодня перейти к температуре 593 °C.

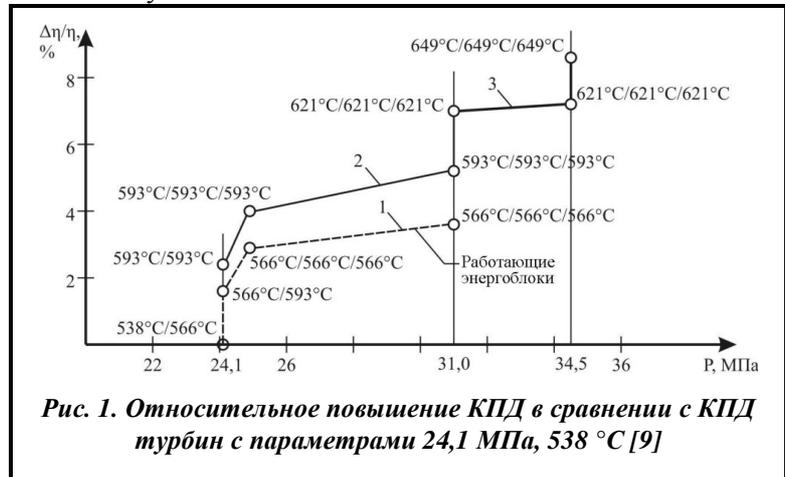


Рис. 1. Относительное повышение КПД в сравнении с КПД турбин с параметрами 24,1 МПа, 538 °C [9]

Эти расчетные данные полностью подтверждаются испытаниями и опытом эксплуатации энергоблоков Кавагое-1 и Кавагое-2, на которых получена экономия топлива 5 % по сравнению с обычными энергоблоками со сверхкритическими параметрами 24 МПа, 538 °C/566 °C. Увеличение КПД энергоблока достигается в результате оптимизации тепловой схемы, совершенствования основного и вспомогательного оборудования и, главным образом, повышения параметров пара перед турбиной.

Благодаря повышению КПД сокращаются выбросы вредных веществ в атмосферу, в том числе «парникового» газа CO₂. На сегодняшний день в мировой энергетике уровень параметров пара за котлом составляет 30 МПа, от 600 до 620 °C. Коэффициент полезного действия на таких блоках достигает 47 % [10].

Энергоблоки на ССКП работают в Германии, Дании, Японии, Китае, Корее, ведутся проектные разработки в России. В настоящее время в ЕС в рамках программы Thermie AD 700 (проект AD 700 PF) прорабатывается проект создания энергоблока на ССКП (35 МПа, от 700 °C до 720 °C) с КПД около 50 %. В США, Японии, Китае и других странах также приступили к исследованиям в этом направлении [11–16]. Заявленный уровень параметров пара требует применения новых материалов – сплавов на никелевой основе. Учитывая высокую стоимость никелевых сплавов, повышенную сложность технологии их производства и изготовления изделий из них для паротурбинных установок, как первый этап освоения ССКП рассматривается создание энергоблоков с параметрами пара 32 МПа, 650 °C/650 °C, что практически не требует применения дорогостоящих сплавов [17].

Важный вопрос – применение второго ПП. Опыт эксплуатации оборудования показал, что применение двукратного перегрева при давлении пара до 26 МПа является экономически неоправданным. Прирост КПД не компенсирует усложнения тепловой схемы энергоблока, конструкции турбины и котла. Поэтому, начиная с 80-х годов XX века, в основном строились энергоблоки с одним ПП. Только переход на более высокое давление снова делает целесообразным использование второго ПП пара.

Повышение параметров на входе в турбину существенно влияет на конструкцию проточной части. Для решения этой задачи можно применять различные подходы. Один из них – работа цилиндра при более высоких параметрах пара без изменения количества ступеней путем применения специальной конструкции в качестве регулирующей высокотемпературной ступени. Такая задача была решена для серийной турбины ЛМЗ К-300-240 при повышении параметров пара до суперсверхкритических (29,0 МПа, 580 °C) [9].

В настоящей работе рассматривается альтернативный подход – добавление к существующим турбинам мощностью 300–325 МВт цилиндра на ССКП или создание нового цилиндра высокого давления.

Математическая модель и алгоритм расчета тепловых схем

Расчетные исследования выполнялись с помощью программного комплекса *SCAT*, который разработан в Институте проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины. Базовая математическая модель и программный комплекс *SCAT* адаптированы для расчетов энергоустановок [18], и верифицированы по результатам исследований тепловых схем ТЭЦ большой мощности. Объектом верификации выступала турбина Т-100/120-130 энергоблоков № 1 и № 2 ПАО «Харьковская ТЭЦ-5» [19–20].

Математическая модель позволяет описать процессы, протекающие в элементах энергоустановки следующими уравнениями:

– баланса энергии для каждого k -го элемента схемы

$$\sum_{j=1}^{J_k - K_k} (\eta \cdot G \cdot h)_j + \sum_{j=1}^{K_k} (\eta \cdot E)_n = 0;$$

– баланса расходов для каждого l -го энергоносителя k -го элемента схемы

$$\sum_{j=1}^{J_{kl}} G_j = 0;$$

– гидравлического баланса для каждого l -го энергоносителя k -го элемента схемы

$$(p_{\text{вх}} - \Delta p - p_{\text{вых}})_{kl} = 0,$$

– изменения энтальпии для каждого l -го энергоносителя k -го элемента схемы

$$(h_{\text{вх}} - \Delta h - h_{\text{вых}})_{kl} = 0,$$

где G , h , p – расход, энтальпия и давление энергоносителя; E – мощность энергетического потока; η – КПД; Δh , Δp – изменение энтальпии и изменение давления энергоносителя в элементе; J – общее число энергоносителей в элементах; K – число энергетических потоков в элементах; индексы «вх», «вых» характеризуют параметры на входе и выходе элемента схемы. Как энергоносители в теплоэнергетических установках выступают потоки воды, пара, воздуха, газов, тепловой, механической и электрической энергии. При этом потоки теплоносителей характеризуются расходом и двумя термодинамическими параметрами, а потоки энергии одним параметром – мощностью.

Величины η , Δh , Δp зависят от расхода G и термодинамических параметров теплоносителей X , конструктивных параметров элементов установки Z и для k -го элемента установки описываются как

$$\eta_k = f(G_k, X_k, Z_k); \quad \Delta p_k = f(G_k, Y_k, X_k); \quad \Delta h_k = f(G_k, Y_k, X_k).$$

Расходные, термодинамические и конструктивные параметры элементов установки могут изменяться только в пределах физически возможных и технически осуществимых состояний энергоносителей и конструкций. Поэтому система уравнений дополняется системой ограничений

$$G_k^{\min} \leq G_k \leq G_k^{\max}; \quad Y_k^{\min} \leq Y_k \leq Y_k^{\max}; \quad X_k^{\min} \leq X_k \leq X_k^{\max}.$$

Каждый элемент тепловой схемы рассматривается с учетом тепловых балансов, теплового напора, с рядом других параметров, входящих в него и выходящих из него [21].

Принципиальная тепловая схема энергетической установки представляется в виде отдельных элементов, связанных между собой определенными сигналами, как было сказано ранее. В качестве связующих сигналов используются энергетические потоки. Расчет физических свойств рабочего тела в определенных точках проводится путем двухмерного линейного интерполирования с использованием рассчитанных ранее таблиц свойств рабочего тела в опорных узлах.

Модернизация блоков 300 МВт путем перевода на суперсверхкритические параметры пара

Исходя из вышеизложенного рассмотрим структуру исследований, которые были выполнены для перевода энергоблока на ССКП.

Были проанализированы два концептуальных подхода к формированию исходной тепловой схемы (рис. 2, табл. 1):

– добавление к существующим блокам 300 МВт дополнительного цилиндра на ССКП;

– замена цилиндра высокого давления (ЦВД) существующей турбины цилиндром на ССКП (ЦССКП) при незначительном изменении размеров фундамента.

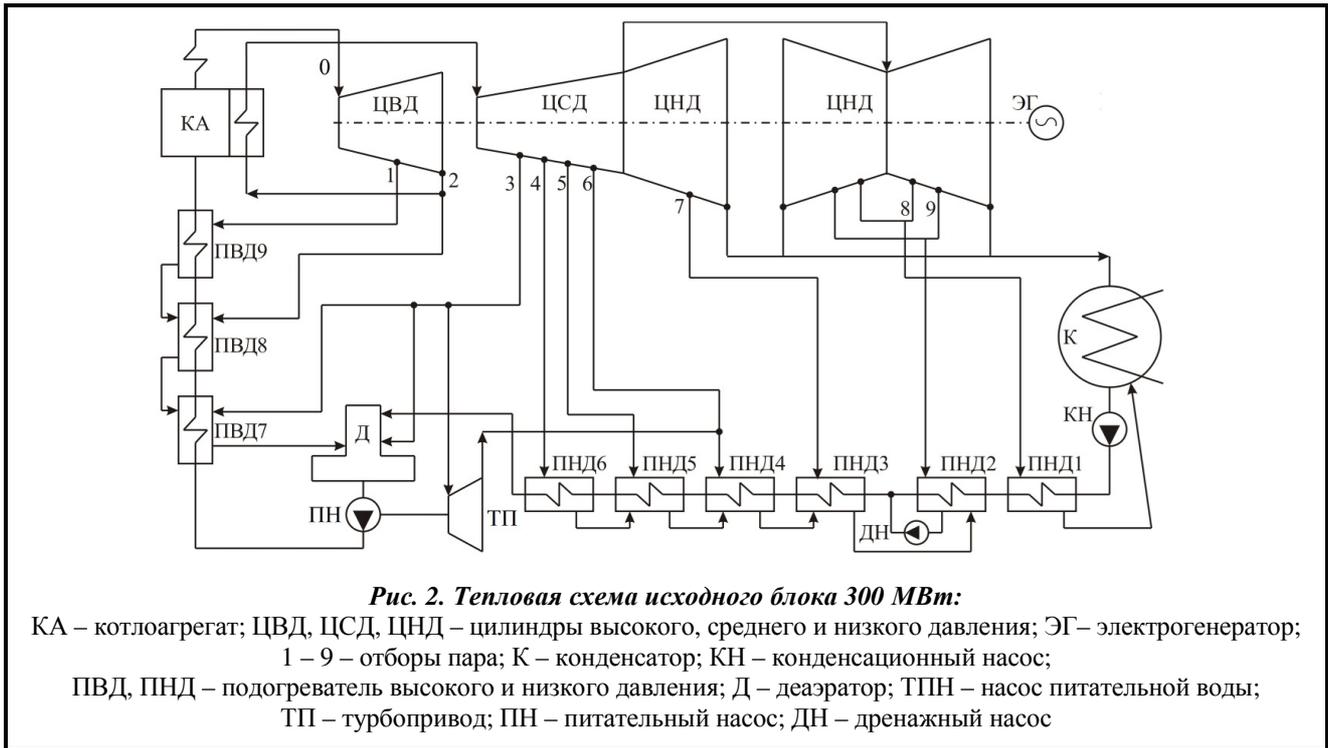


Таблица 1. Параметры свежего пара и отборов на регенерацию исходного блока 300 МВт

Наименование параметра	Отбор пара												
	0	1	2	На входе в ЦСД	3	ТП	Д	4	5	6	7	8	9
Давление P , МПа	23,54	5,691	3,92	3,60	1,50	1,50	1,50	0,604	0,36	0,21	0,118	0,054	0,0137
Температура t , °С	540	350	310	540	412	412	412	323	262	205	150	90	62

Проведенные расчетные исследования исходного энергоблока с фактическим состоянием (рис. 2, табл. 1) и при усовершенствовании проточной части ЦВД, ЦСД и ЦНД показали, что газодинамическое совершенствование позволяет повысить эффективность турбины на 3 % и дополнительно вырабатывать 25 МВт электрической мощности без усложнения тепловой схемы.

В рамках решения задачи перевода энергоблока на ССКП при выполнении условия максимального сохранения схемы (рис. 2) рассматривался вариант полной модернизации ЦВД, но с сохранением ЦСД и ЦНД, а также системы регенеративного подогрева питательной воды исходного блока. Исследовалось изменение КПД энергоблока η_i при варьировании начальных параметров пара в диапазонах $t_0=540\div 700$ °С, $P_0=23,5\div 35$ МПа и давления в конденсаторе $P_k=3,5$ кПа; 6,0 кПа. При этом принималось условие о неизменности давления и температуры пара на входе в ЦСД $P^{ЦСД}=3,6$ МПа, $t^{ЦСД}=540$ °С. КПД цилиндров принимались равными: ЦВД – 90%; ЦСД – 94%; ЦНД – 87%. Расход свежего пара $G_0=960$ т/ч.

Результаты расчетных исследований таких вариантов представлены в табл. 2 и 3 (вариант 1 – исходный энергоблок при условии совершенствования проточной части турбины).

В табл. 2 η_i – абсолютный внутренний КПД турбоустановки.

Заметим, что попытка упростить модернизацию энергоблока путем перевода на ССКП с сохранением существующей проточной части ЦВД (табл. 2, вариант 5, 8) приводит к необходимости существенного увеличения давления перед турбиной (например, при $t_0=700$ °С, $P_0=53,8$ МПа), что значительно повышает расход энергии на собственные нужды энергоблока.

В табл. 3 даны результаты расчетов тепловой схемы при варьировании $t_0=590\text{--}700$ °С и при условии ограничения начального давления до 35 МПа.

Это возможно при условии совершенствования проточной части ЦВД.

Как видно, наибольшее повышение КПД установки при $t_0 = 700$ °С, $P_0 = 35$ МПа составляет ~6,7% (относительных), что достаточно хорошо согласуется с данными, представленными на рис. 1.

Таблица 2. Результаты расчетных исследований перевода ЦВД на ССКП при условии сохранения существующей проточной части

Наименование параметра	Варианты варьирования параметров							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Количество подведенной теплоты в цикле $Q_{\text{цикл}}$, МВт	732,0	731,9	752,9	775,8	798,1	753,2	776,2	798,3
Давление перед ЦВД P_0 , МПа	23,54		30,50	41,76	53,80	30,50	41,76	53,80
Температура перед ЦВД t_0 , °С	540		590	650	700	590	650	700
Давление на выходе из турбины P_k , кПа	6,0	3,5				6,0		
Мощность энергоблока N_{Σ} , МВт	342,5	351,1	370,2	390,6	409,4	361,5	382,1	400,5
Мощность турбопривода $N_{\text{тп}}$, МВт	9,87	9,86	12,60	17,00	21,70	12,60	17,00	21,70
КПД η_i , %	46,80	47,97	49,17	50,35	51,30	48,00	49,23	50,17

Таблица 3. Результаты расчетов тепловой схемы при варьировании t_0 ($t^{\text{ДСД}}=540$ °С, $G_0=960$ т/ч, $P_0<35$ МВт, $P_k=3,5$ кПа)

Наименование параметра	Варианты варьирования параметров								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Количество подведенной теплоты в цикле $Q_{\text{цикл}}$, МВт	752,9	774,1	790,7	753,6	775,8	792,8	753,5	777,4	795,3
Температура перед ЦВД t_0 , °С	590	650	700	590	650	700	590	650	700
Мощность энергоблока N_{Σ} , МВт	370,0	388,4	402,5	370,7	389,9	404,7	370,7	391,4	407,1
Мощность турбопривода $N_{\text{тп}}$, МВт	12,40	12,40	12,40	13,20	13,20	13,20	14,35	14,35	14,35
КПД энергоблока без учета собственных нужд η_i , %	49,14	50,17	50,90	49,19	50,26	51,05	49,20	50,35	51,19

Проведенные исследования показали, что параметром, оказывающим существенное воздействие на КПД энергоблока, является начальная температура цикла. Например, увеличение начальной температуры для рассматриваемых вариантов совершенствования блока (см. табл. 3, варианты 7–9) от 590 до 700 °С приводит к росту КПД на ~4% (относительных), а рост давления от 30 до 35 МПа при температуре 700 °С – всего лишь на ~0,6%.

Альтернативным решением задачи перевода энергоблока на ССКП является разработка схемных решений по реконструкции исходного энергоблока. Рассматривались различные варианты компоновки тепловой схемы (табл. 4): схема с дополнительным цилиндром высокого давления (ДЦВД) (рис. 3); схема с ДЦВД и двойным промежуточным перегревом пара (рис. 4); схема с модернизированным ЦВД (МЦВД), промежуточным перегревом пара и дополнительным ЦСД ДЦСД (рис. 5); схема с ДЦВД и дополнительными подогревателями высокого давления (рис. 6); схема с полной заменой ЦВД на ЦВДССКП (рис. 7). Начальные параметры пара варьировались как t_0 от 540 до 700 °С; P_0 от 23,5 до 35 МПа. Параметры пара на входе в исходный ЦСД $P^{\text{ДСД}}=3,6$ МПа, $t^{\text{ДСД}}=540$ °С. Давление в конденсаторе $P_k=6,0$ кПа. Результаты расчетных исследований представлены в табл. 3. Вариант схемы 1 в табл. 4 соответствует исходному блоку (см. рис. 2).

Видно, что добавление к исходному энергоблоку цилиндра на ССКП (ДЦВД) с начальными параметрами $P_0=30,5$ МПа, $t_0=590$ °С, при условии обеспечения на входе ЦВД параметров исходного блока (рис. 3) позволяет получить дополнительно 19 МВт электрической мощности и повысить КПД до 48%, что на 2,0% (относительных) больше по сравнению с вариантом после газодинамического совершенствования проточной части. Однако повышение начального давления приводит к увеличению мощности турбопривода от 10 до 13 МВт (табл. 4, вариант схемы 2), т.е. затрат на собственные нужды энергоблока.

Повышение начальных параметров пара делает оправданным введение двойного промежуточного перегрева пара. При изменении температуры пара перед ДЦВД (590, 650, 680 °С) и фиксированном давлении свежего пара 30 МПа варьировалась температура первого промежуточного перегрева пара на входе в ЦВД в диапазоне 590–680 °С. Параметры перед ЦСД сохранялись как в исходном варианте (рис. 4). Данный подход позволяет получить дополнительно 10, 26 и 34 МВт электроэнергии, соответственно, по сравнению с предыдущим вариантом (табл. 4, вариант схемы 3) при увеличении КПД на 1,5, 3,5 и 4,5% соответственно.

Хорошие по эффективности результаты (табл. 4, вариант схемы 5) достигаются за счет полной замены ЦВД на МЦВД и дополнения существующей ЦСД ДЦСД (рис. 5).

К еще более существенному повышению КПД приводит реализация варианта с добавлением двух подогревателей высокого давления (рис. 6), что позволяет поднять температуру питательной воды до 320 °С и увеличить эффективность блока на ~11% (относительных) по сравнению с исходным энергоблоком. Вместе с тем такая тепловая схема сильно усложняется с существенным возрастанием затрат на собственные нужды (табл. 4, вариант схемы 6) и поэтому в дальнейшем рассматриваться не будет.

Рассмотрим далее результаты расчетных исследований следующего варианта модернизации блока, а именно – полную замену существующего ЦВД на ЦВДССКП (рис. 7).

Сравнение эффективности такого варианта (табл. 4, вариант схемы 7) с вариантом схемы 3 с дополнительным цилиндром при $P_0=30$ МПа, $t_0=590, 650, 680$ °С показало, что в обоих случаях увеличение КПД турбоустановки относительно исходного энергоблока составляет ~3% абсолютных (~6-6,5 % относительных) при максимальной температуре свежего пара.

Таблица 4. Результаты расчетных исследований ($t_{исл}=540$ °С)

Наименование параметра	Вариант схемы														
	1	2	3			4			5			6	7		
	Варианты варьирования параметров														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Количество подведенной теплоты $Q_{цикл}$, МВт	732,0	752,9	763,3	779,6	783,5	770,3	790,7	799,1	811,1	837,5	848,0	837,7	752,3	766,1	768,6
Давление перед ДЦВД/МЦВД* P_0 , МПа	–	30,93	30/30*										–	–	–
Температура перед ДЦВД/МЦВД* t_0 , °С	–	590	650	680	590	650	680	590*	650*	680*	–	–	–	–	–
Расход пара G_0 , т/час	960					998	1005	1013	1003			1118	960		
Давление перед ЦВД P_0 , МПа	23,54								–	–	–	–	30		
Давление перед ДЦСД P_0 , МПа	–								4,875	6,957	8,252	8,76	–		
Температура перед ДЦСД t_0 , °С	540	590	650	680	590	650	680	590*	650*	680*	680	590	650	680	
Температура питательной воды $t_{пв}$, °С	260	262	265	267	275	280	285	262	263	264	320	260	265	270	
Мощность энергоблока $N_э$, МВт	342,5	361,4	371,5	387,4	395,0	373,5	391,1	398,4	393,4	419,6	430,4	437,5	360,5	375,8	381,6
Мощность турбопривода $N_{тп}$, МВт	9,87	12,77	12,4	12,4	12,4	12,9	13,0	13,1	12,9	12,9	12,9	14,5	12,4	12,4	12,4
КПД энергоблока без учета собственных нужд η_i , %	46,8	48,0	48,69	49,7	50,22	48,49	49,46	49,86	48,5	50,1	50,75	52,22	47,92	49,05	49,65

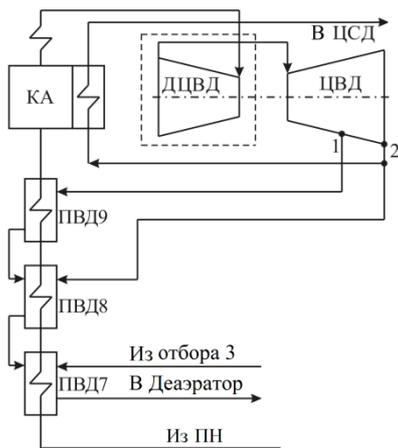


Рис. 3. Тепловая схема с ДЦВД (вариант схемы 2)

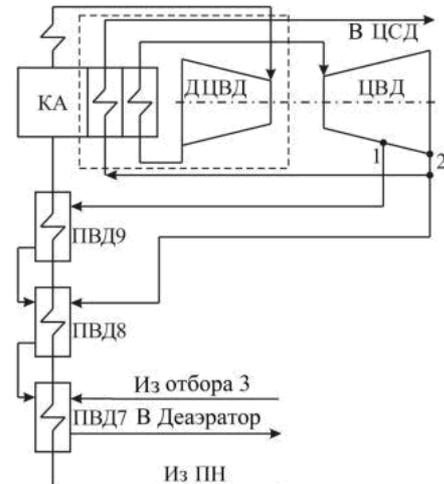


Рис. 4. Тепловая схема с ДЦВД и двойным промежуточным перегревом пара (вариант схемы 3)

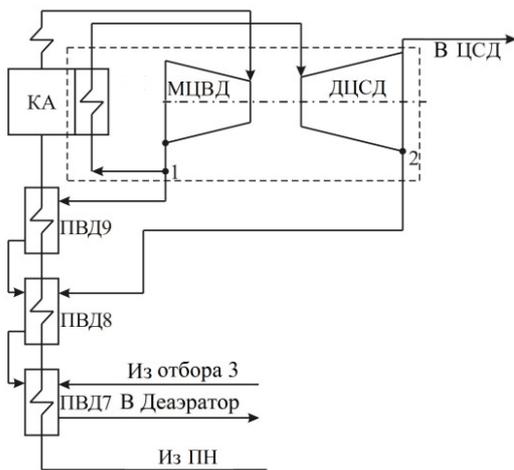


Рис. 5. Тепловая схема МЦВД и ДЦВД (вариант схемы 5)

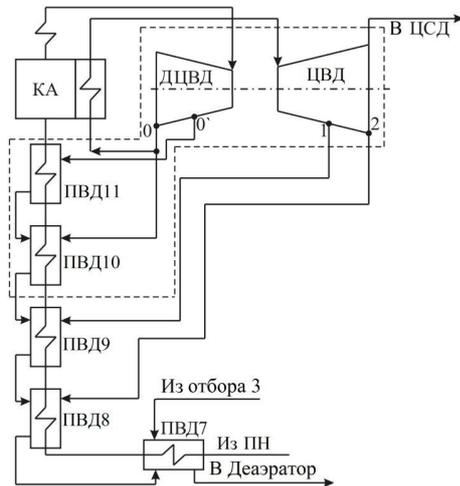


Рис. 6. Тепловая схема с дополнительными двумя ПВД (вариант 6)

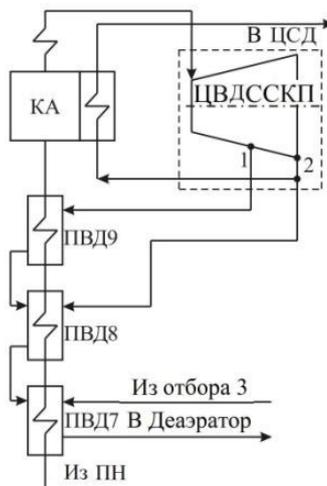


Рис. 7. Тепловая схема с полной заменой ЦВД на ЦВДССКП (вариант 7)

Для наглядності на рис. 8 представлені дані табл. 4 щодо ефективності розглянутих варіантів схем в вигляді узагальненої діаграми. Видно, що найбільший КПД має варіант теплової схеми 6, однак, як вказано вище, він потребує серйозної реконструкції системи регенерації.

Таким образом, из рис. 8 видно, что в качестве конкурирующих можно выделить также варианты: 3 (5); 5 (10, 11).

Несмотря на то, что КПД варианта тепловой схемы 5 (11) выше на 0,65%, чем в варианте 5 (10) (рис. 8), при выборе варианта модернизации нужно учитывать то, что повышение температуры пара свыше 650 °C приводит к необходимости применения дорогостоящих сплавов, что существенно повышает капитальные вложения в реконструкцию энергоблока.

Таким образом, в качестве рационального следует выбрать вариант схемы 5 (см. табл. 4) с начальными параметрами пара $t_0=650$ °C, $P_0=30$ МПа, в котором предусматривается полная замена ЦВД на МЦВД и добавление ДЦСД к ЦСД исходного энергоблока. Параметры пара перед ДЦСД составляют $t_0=650$ °C, $P_0=6,957$ МПа, а перед ЦСД остаются неизменными.

Для окончательного утверждения такого решения требуется выполнить технико-экономическое обоснование с учетом необходимых изменений в системе регенеративного подогрева питательной воды. Это является предметом дальнейшего исследования.

Выводы

1. Выполненный комплекс расчетных исследований демонстрирует возможность перевода действующих мощных энергоблоков (в частности блоков электрической мощностью 300 МВт производства АО «Турбоатом») на использование суперсверхкритических параметров пара, что позволит существенно (до 6–7% относительных) увеличить абсолютный внутренний КПД турбины при сохранении конструкции ЦСД и ЦНД, а также системы регенеративного подогрева конденсата и питательной воды.

2. Установлено, что поставленная задача может быть решена на основе реализации концептуальных подходов к совершенствованию тепловых схем:

- добавление к существующим блокам 300 МВт дополнительного цилиндра на ССКП;
- замена ЦВД существующей турбины цилиндром на ССКП.

3. Расчетные исследования показали, что наиболее существенный эффект по экономичности можно получить при использовании варианта с дополнительным цилиндром на ССКП и добавлении двух подогревателей высокого давления, что позволяет при начальных параметрах $t_0=680$ °C, $P_0=30$ МПа увеличить эффективность блока на ~11% (относительных). Вместе с тем в этом варианте тепловая схема значительно усложняется с одновременным существенным возрастанием потребления энергии на собственные нужды энергоблока.

4. Выполненный анализ различных вариантов перевода энергоблоков АО «Турбоатом» электрической мощностью 300 МВт на ССКП позволяет выбрать наиболее рациональный вариант модернизации. Таким вариантом, который, с точки зрения авторов, может рассматриваться для дальнейших подробных исследований, является реконструкция ЦВД с переводом его на ССКП с начальными параметрами пара $t_0=650$ °C, $P_0=30$ МПа и дополнение ЦСД ДЦСД с параметрами пара на входе $t_0=650$ °C, $P_0=6,957$ МПа при выполнении условия по сохранению исходных конструкций ЦСД и ЦНД. Это позволяет увеличить эффективность блока на ~7% (относительных).

Благодарность

Работа выполнена по целевой программе научных исследований НАН Украины «Интеллектуальная экологически безопасная энергетика с традиционными и возобновляемыми источниками энергии» («Новая энергетика») на 2019–2021 гг.



Рис. 8. Изменение КПД энергоблока η_i в зависимости от варианта схемы

Литература

1. Халатов А. А., Ющенко К. А. Современное состояние и перспективы использования газотурбинных технологий в тепловой и ядерной энергетике, металлургии и ЖКХ Украины. *Пром. теплотехника*. 2012. Т. 34. № 6. С. 30–45.
2. Lukowicz H., Dykas S., Stepczynska K., Rulik S. The effect of the internal reheat application on the efficiency of the 900 MW ultra-supercritical coal-fired power unit. *Archives Thermodynamics*. 2011. Vol. 32. Iss. 3. P. 127–144. <https://doi.org/10.2478/v10173-011-0018-0>.
3. Technology roadmap: High-efficiency, low-emissions, coal-fired power generation. Paris: International Energy Agency, 2012. 48 p. <https://www.iea.org/reports/technology-roadmap-high-efficiency-low-emissions-coal-fired-power-generation>. Дата доступа: 10.11.2020.
4. Liu X. J., Kong X. B., Hou G. L., Wang J. H. Modeling of a 1000 MW power plant ultra super-critical boiler system using fuzzy-neural network methods. *Energy Convers. Manag.* 2013. Vol. 65. P. 518–527. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2012.07.028>.
5. Mohamed O., Khalil A., Wang J. Modeling and control of supercritical and ultra-supercritical power plants: A review. *Energies*. 2020. Vol. 13. Iss. 11. P. 2935–2958. <https://doi.org/10.3390/en13112935>.
6. Рогалев Н. Д., Голодницкий А. Э., Тумановский А. Г. Состояние разработок в области создания угольных паротурбинных электростанций с параметрами пара, превышающими 30,5 МПа и 700 °С. *Электр. станция*. 2013. № 3(980). С. 12–21.
7. АО «Турбоатом». Официальный сайт производителя [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.turboatom.com.ua/map>. Дата доступа: 10.10.2020.
8. Шубенко-Шубин Л. А. Особенности конструкций новейших паровых турбин большой мощности. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1962. 136 с.
9. Кондратьев А. А., Рассохин В. А., Олейников С. Ю., Кондратьева Е. А., Осипов А. В. Развитие паровых турбин на сверхкритические и суперсверхкритические параметры пара. *Вестн. БГТУ*. 2017. № 1 (54). С. 72–82. <https://doi.org/10.12737/24895>.
10. Saito E., Nishimoto S., Endo H., Yamamoto R., Kawasaki K., Sato J. Development of 700 °C class steam turbine technology. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*. 2002. Vol. 54. No. 3. P. 10–15.
11. Михайлов В. Е., Хоменюк Л. А., Пичугин И. И., Ковалев И. А., Божко В. В., Владимирский О. А., Зайцев И. В., Качуринер Ю. Я., Носовицкий И. А., Оолик В. Г. Концепция турбин на суперсверхкритические, сверхкритические и докритические параметры пара. *Теплоэнергетика*. 2007. № 11. С. 5–12.
12. Wang Ch., Liu M., Li B., Liu Yi., Yan J. Thermodynamic analysis on the transient cycling of coal-fired power plants: Simulation study of a 660 MW supercritical unit. *Energy*. 2017. Vol. 122. P. 505–527. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.123>.
13. Łukowicz H., Dykas S., Rulik S., Stepczyńska K. Thermodynamic and economic analysis of a 900 MW ultra-supercritical power unit. *Archives Thermodynamics*. 2011. Vol. 32. Iss. 3. P. 231–244. <https://doi.org/10.2478/v10173-011-0025-1>.
14. Wang Y., Cao L., Hu P., Li B., Li Y. Model establishment and performance evaluation of a modified regenerative system for a 660 MW supercritical unit running at the IPT-setting mode. *Energy*. 2019. Vol. 179. P. 908–915. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.026>.
15. Li D., Wang J. Study of supercritical power plant integration with high temperature thermal energy storage for flexible operation. *J. Energy Storage*. 2018. Vol. 20. P. 140–152. <https://doi.org/10.1016/j.est.2018.09.008>.
16. Yang Y., Guo X., Wang N. Power generation from pulverized coal in China. *Energy*. 2010. Vol. 35. Iss. 11. P. 4336–4348. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.05.006>.
17. Бабенко И. А., Шульгин В. Л. Технологии суперсверхкритических параметров пара в современной энергетике. *Тр. третьей науч.-техн. конф. молодых ученых Урал. энерг.ин-та*. Екатеринбург: Урал. физ. у-нт. 2018. С. 69–71.
18. Лыхвар Н. В., Говорущенко Ю. Н., Яковлев В. А. Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики. *Пробл. машиностроения*. 2003. Т. 6. № 1. С. 30–41.
19. Бабенко О. А. Гибкие математические модели для совершенствования режимов отпуска теплоты теплофикационными блоками ТЭЦ. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2011. № 10. С. 36–40.
20. Rusanov A. V., Shubenko A. L., Senetskyi O. V., Babenko O. A., Rusanov R. A. Heating modes and design optimization of cogeneration steam turbines of powerful units of combined heat and power plant. *Energetika*. 2019. No. 65 (1). P. 39–50. <https://doi.org/10.6001/energetika.v65i1.3974>.
21. Горпинко Ю. И., Сенецкий А. В., Сарапин В. П., Шубенко А. Л., Маляренко В. А. Двухконтурный термодинамический цикл с однонаправленным теплообменом между холодильным и энергетическим циклами. *Пробл. регион. энергетики*. 2019. № 3 (44). С. 51–64.

Поступила в редакцию 29.10.2021

Принципові рішення з модернізації енергоблоку 300 МВт при його переведенні на супернадкритичні параметри пари**¹ А. О. Костіков, ¹ О. Л. Шубенко, ² В. Г. Суботін, ^{1,3} О. В. Сенецький, ¹ В. О. Тарасова, ¹ В. М. Голощапов, ¹ М. Ю. Бабак**¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 61046, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10² Акціонерне товариство «Українські енергетичні машини, 61037, Україна, м. Харків, пр. Московський, 199² Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, 61002, Україна, м. Харків, вул. Маршала Бажанова, 17

Проаналізовано стан енергетики України та основні тенденції розвитку світового ринку в області переведення потужних енергоблоків ТЕС на супернадкритичні параметри пари. Показано, що енергетика України потребує особливої уваги та впровадження нових сучасних технічних рішень. Світові тенденції говорять про те, що на цей час акценти робляться у напрямку підвищення параметрів пари перед турбіною до супернадкритичних. Це дозволяє як підвищити ефективність енергоблоків, так і зменшити теплові викиди, тим самим вирішуючи глобальну екологічну проблему потепління клімату. Реалізація цього підходу пропонується з урахуванням реалій економіки України та наявних технічних можливостей енергомашинобудівної галузі. В роботі наведені результати варіаційних розрахункових досліджень теплової схеми енергоблоку потужністю 300 МВт при переведенні турбіни К-300-23,5 на супернадкритичні параметри пари. Завдання вирішувалося за умови максимального збереження теплової схеми, підвищення ефективності енергоблоку та мінімізації капітальних вкладень при модернізації турбіни. Вибір зупинено на збереженні системи регенерації, циліндрів середнього та низького тиску. Проаналізовано варіанти з доповненням існуючої турбіни циліндром на супернадкритичних параметрах пари та створенням нового циліндра високого тиску за незначних змін його габаритних характеристик. Результати досліджень показали, що найбільш раціональним варіантом модернізації турбоустановки електричною потужністю 300 МВт є створення нового циліндра високого тиску, який розраховано на роботу за супернадкритичних параметрів пари, а також доповнення циліндра середнього тиску новим циліндром з метою збільшення параметрів промперегріву пари при збереженні системи регенерації.

Ключові слова: паротурбінний цикл, супернадкритичні параметри пари, теплова схема, енергоблок, моделювання, ефективність, математична модель, програмний комплекс, тиск, температура, модернізація, генерація.