

подогрева теплоносителя составила 0,3 и 0,6 °С соответственно, причем ее устранение на втором блоке позволило повысить тепловую мощность реактора на 28,5 МВт. На четырех блоках АЭС «Дукованы» и двух блоках АЭС «Богунце» (3-й и 4-й блок) эта систематическая погрешность лежала в пределах до 0,5 °С. Между тем систематическая погрешность при измерении подогрева теплоносителя ~0,1 °С соответствует ~5 МВт тепловой мощности реактора;

непрерывное наблюдение за точностью измерений температуры в течение кампании полезно для объяснения аномальных состояний, возникающих при управлении работой реактора.

Поступила в Редакцию 5.12.01

УДК 621.039.586

ЭНЕРГОБЛОКИ НА ОСНОВЕ ВВЭР С ЗАКРИТИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Долгов В.В. (ГНЦ РФ — ФЭИ им. А.И. Лейпунского)

Известный недостаток энергоблоков на основе двухконтурных реакторных установок ВВЭР — низкий к.п.д. брутто. Путей радикального повышения эффективности использования «атомного тепла» два: использование ВВЭР в схемах с комбинированной выработкой электроэнергии и теплоты и существенное повышение к.п.д. термодинамического цикла, особенно для энергоблоков, работающих в конденсационном режиме. Предметом настоящей статьи является оценка возможностей повышения к.п.д. термодинамических циклов энергоблоков с ВВЭР при переходе к закритическим параметрам теплоносителя.

Для увеличения термодинамического к.п.д. цикла необходимо радикально повысить среднюю температуру подвода теплоты к рабочему телу. Используя двухконтурную схему ВВЭР, добиться выполнения этого требования сложнее, чем при прямоточной (одноконтурной) схеме реактора — генератора пара. В связи с этим зарубежные специалисты приступили к изучению прямоточных одноконтурных ВВЭР с закритическими параметрами теплоносителя [1]. Естественно встает вопрос, насколько полно преимущества применения закритических параметров в ВВЭР могут быть реализованы и особенно на первом этапе.

Облегчающими моментами перехода на закритические параметры теплоносителя в ядерной энергетике является возможность частичного использования турбинного оборудования, разработанного и освоенного в теплотехнике на органическом топливе. В теплотехнике на органическом топливе применяются термодинамические циклы с вторичным перегревом пара за счет первичного теплоисточника — парогенератора. Применение вторичного перегрева пара в прямоточном ВВЭР для первого этапа его разработки — задача труднорешаемая. Использовать турбины, уже разработанные для циклов с закритическими параметрами теплоносителя в теплотехнике на органическом топливе, для ВВЭР можно только частично. Нужна новая компоновка частей турбин, тепловые схемы которых должны соответствовать возможностям ВВЭР.

Эффективность термодинамических циклов. К.п.д. идеального термодинамического цикла для энергоблока с ВВЭР-1000 составляет 44,5% (при давлении сухого насыщенного пара 6 МПа, температуре питательной воды 220 °С, давлении в конденсаторе 0,004 МПа). При оценке возможности увеличения температуры подвода теплоты во втором контуре хотя бы на 30—50 °С выявляется необходимость повышения давления в первом контуре до критического и закритического уровня.

Применительно к закритическим параметрам острого пара к рассмотрению принято следующее сочетание параметров: давление 24, 27 и 30 МПа, температура ис-

ходного перегретого пара 500, 580 и 650 °С, при всех сочетаниях давления и температуры острого пара температура питательной воды 280 °С, давление в конденсаторе турбины 0,004 МПа (см. таблицу). Сравнение показывает, что переход на закритические параметры позволит повысить экономичность энергоблоков с ВВЭР за счет к.п.д. термодинамических циклов не менее чем на 21 %.

Расчетный к.п.д. идеальных циклов

P_0 , МПа	t_0 , °С					
	500		580		650	
	η_r , %	$\eta_r/\eta_{r, ВВЭР}^*$	η_r , %	$\eta_r/\eta_{r, ВВЭР}$	η_r , %	$\eta_r/\eta_{r, ВВЭР}$
24	53,8	1,21	54,8	1,23	55,8	1,25
27	54,2	1,22	55,3	1,24	56,2	1,26
30	54,5	1,225	55,6	1,249	56,6	1,272

* $\eta_{r, ВВЭР} = 44,5\%$.

Расширение пара в турбине. Цикл насыщенного пара предполагает расширение пара в турбине либо полностью во влажной области пара, либо в значительной части во влажной области. Влажность пара ухудшает с точки зрения термодинамической обратимости процесс расширения пара в турбине (снижает внутренний относительный к.п.д. процесса в турбине η_{0i} до 0,7—0,75 и соответственно к.п.д. реального термодинамического цикла $\eta_i = \eta_{i,0i}$). Средства борьбы с влажностью пара в проточной части турбин — либо промежуточная сепарация влаги из работающего пара, либо сепарация влаги и последующий промежуточный перегрев осушенного пара за счет пара отбора и острого пара. Переход на циклы с перегревом пара существенно повышает внутренний к.п.д. турбин в области перегретого пара до $\eta_{0i} = 0,9$. И это обстоятельство содержит в себе резерв повышения η_i в связи с тем, что при принятых сочетаниях параметров острого пара область расширения пара в месте его перегрева может стать основной (включая вторичный перегрев за счет пара отбора и острого пара).

Если рассматривать процессы расширения пара в турбине на i, s -диаграмме для перечисленных сочетаний параметров острого пара: $P_0 = 24$ МПа, $t_0 = 500$ °С, 24 МПа, 580 °С и 24 МПа, 650 °С, то только при последнем сочетании параметров возможно расширение пара в турбине без необходимости его вывода из турбины для борьбы с влажностью (влажность в конце процесса расширения 12—13%). При сочетании параметров острого пара 24 МПа, 500 °С процесс расширения пара в турбине кривой насыщения $x = 1$ (x — сухость пара) достигает при 2,8—3 МПа (исходные параметры острого пара для турбин блока с ВВЭР-210). Дальнейшая часть процесса может быть реализована в двух вариантах. Первый вариант — пар расширяется в турбине до давления ~0,3 МПа и влажности ~10%, далее он выводится в промежуточный сепаратор влаги, влажность снижается до 1%, осушенный пар подается в турбину для дальнейшего расширения, конечные параметры пара — давление в конденсаторе 0,004 МПа, влажность 11,5—12%. Второй вариант — пар расширяется в турбине, например, до 1,3—1,5 МПа и влажности 4—5%, далее выводится в промежуточный сепаратор влаги и вторичный пароперегреватель, вторичный перегрев пара осуществляется за счет пара отбора из турбины и острого пара, промежуточный перегрев пара может достигать 480 °С, влажность на выходе из турбины при давлении в конденсаторе 0,004 МПа — 5—6%.

К.п.д. брутто для энергоблока с ВВЭР с закритическими параметрами теплоносителя — рабочего тела. Рассмотрим термодинамическую эффективность энергоблока при самом низкопотенциальном из оцененных сочетаний параметров острого

пара: давление 24 МПа, температура 500 °С. При этом реальный процесс расширения пара в турбине на i, s -диаграмме, как указывалось, выходит на пограничную кривую $x = 1$ при 2,8—3 МПа, т.е. в точку, близкую к исходным параметрам острого пара в энергоблоке с ВВЭР-210. Как уже указывалось, дальнейшее ведение процесса возможно в двух вариантах. К последующему рассмотрению принят второй вариант с вторичным перегревом пара до 480 °С при давлении 1,2 МПа за счет пара отбора и острого пара. К расчету принята тепловая схема турбины с восемью ступенями регенеративного подогрева питательной воды, включая деаэратор (см. рисунок).

При расчете полезной внутренней работы 1 кг пара, поступающего от генератора ВВЭР:

внутренний к.п.д. процесса расширения (η_{0i}) от состояния острого пара до состояния, при котором пар выводится из турбины на вторичный перегрев (~1,3 МПа, сухость пара 95,5%), принят равным 0,8;

внутренний к.п.д. процесса расширения от состояния вторичного перегрева (1,1 МПа, 480 °С) до конечного в конденсаторе (0,004 МПа, сухость 94,5%) принят равным 0,9.

Подогрев по ступеням регенеративного подогрева принимался примерно равномерным (температура по ступеням приведена на рисунке). Напор между температурой насыщения отборного пара и температурой подогреваемой воды на выходе из регенеративного теплообменника принимался равным 20—25 °С. В соответствии с этими условиями определяли давление в каждом отборе (приведены на схеме). В результате составления уравнений теплового баланса для каждого регенеративного подогревателя, а также для пароперегревателя и расчета по ним определяются отборы пара из турбины (α_i) в долях от 1 кг пара, подаваемого в голову турбины. По результатам расчета количественных параметров тепловой схемы турбины появляется возможность определения внутренней работы 1 кг пара, поступающего к турбине. Для рассматриваемой схемы и параметров пара эта работа равна $AL_i = 879$ кДж/кг. Отсюда термодинамический к.п.д. реального цикла может быть определен по соотношению

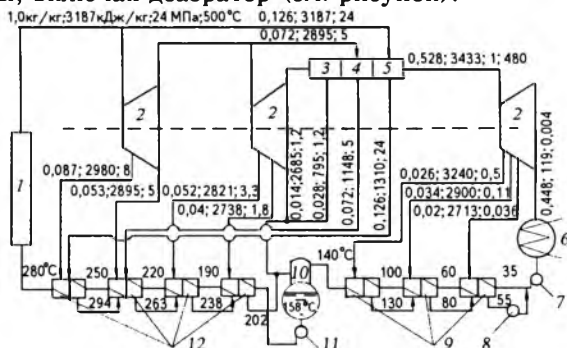
$$\eta_i = \frac{AL_i}{h_0 - h_{п.в}},$$

где $h_0 = 3187$ кДж/кг — энтальпия острого пара; $h_{п.в} = 1230$ кДж/кг — энтальпия питательной воды; $\eta_i = \eta_{0i} = 0,449$.

К.п.д. брутто энергоблока может быть оценен по соотношению

$$\eta_6 = \eta_i \eta_{0i} (1 - \xi_{пр}) \eta_m \eta_{эгр},$$

где $\xi_{пр}$ — доля протечек пара мимо проточной части турбин (по аналогии с турбинами насыщенного пара можно принять $\xi_{пр} \sim 0,01$); η_m — механический к.п.д. турбины (по аналогии с турбинами на насыщенном паре принимается равным 0,98); $\eta_{эгр}$ — к.п.д. электрогенератора (принимается по аналогии с блоками ВВЭР-1000 равным 0,98).



Принципиальная схема энергоблока ВВЭР с закритическими параметрами рабочего тела: 1 — реактор; 2 — турбина; 3 — сепаратор; 4 — промежуточный пароперегреватель отборным паром; 5 — промежуточный пароперегреватель острым паром; 6 — конденсатор; 7 — конденсатные насосы; 8 — насосы конденсата отборного пара ПНД; 9 — регенеративные подогреватели низкого давления; 10 — деаэратор; 11 — питательные насосы; 12 — регенеративные подогреватели высокого давления (поток пара: первая цифра — доля 1 кг острого пара, вторая — энтальпия пара, третья — давление, четвертая — температура)

При этих условиях η_6 составит 0,427. Это — наименьшее значение к.п.д. брутто энергоблока при принятых сочетаниях параметров острого пара.

Таким образом, рост термодинамической экономичности энергоблоков с ВВЭР при переходе от циклов насыщенного пара к циклам на закритических параметрах теплоносителя составляет не менее $[(0,427/0,33) - 1] \cdot 100 = 29\%$. В этом случае энергоблоки с ВВЭР по экономичности сравниваются с энергоблоками на основе реакторов с жидкометаллическим теплоносителем.

Расчетные оценки термодинамической эффективности идеальных термодинамических циклов и реальных процессов в турбине выполнены по рекомендациям [3].

Считаю приятным долгом выразить благодарность П.Л. Кириллову за инициирование написания данной статьи и полезные советы при ее обсуждении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ока Yo., Koshizura S. Design concept of once — through cycle supercritical-pressure light water cooled reactors. — In: Intern. Symp. on Supercritical Water-Cooled Reactors, SCR-2000, Nov. 6—8, 2000, p. 1—22, Tokyo.
2. Овчинников Ф.Я., Голубев Л.И., Добрынин В.Д. и др. Эксплуатационные режимы водо-водяных энергетических ядерных реакторов. М.: Атомиздат, 1977.
3. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин. В двух книгах, книга 1. М.: Энергоатомиздат, 1993.

Поступила в Редакцию 21.12.01

УДК 614.8.084

РАЦИОНАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДСТВ НА ПОВЫШЕНИЕ ЗАЩИТЫ ЯДЕРНО И РАДИАЦИОННО ОПАСНЫХ ОБЪЕКТОВ

Радаев Н.Н., Мельников М.В. (Военная академия РВСН им. Петра Великого)

Для безопасной эксплуатации ядерно и радиационно опасных объектов в условиях возможной реализации внешних воздействий необходимо принимать превентивные меры защиты [1], направленные на предотвращение аварий и смягчение их последствий для населения и окружающей среды. Защита объектов требует затрат, размер которых зависит от числа уязвимых элементов, вида возможных инициирующих событий и других факторов. В условиях ограниченного финансирования выбор мер защиты должен быть исключительно рациональным. В известных работах конкретные постановки задач оптимизации защиты потенциально опасных объектов исследованы недостаточно, отсутствуют методики оптимизации, адаптированные к исходным данным, например, [2].

Целью статьи является формулировка задачи оптимизации мер защиты от различных негативных воздействий, инициирующих аварии с ядерно и радиационно опасными объектами, и обоснование методики рационального распределения затрат на снижение риска аварий при эксплуатации таких объектов.

Постановка задачи. Пусть в эксплуатации находится N однотипных образцов ядерно и радиационно опасных объектов либо такой объект включает в себя N критических элементов (далее «элементы»), при разрушении или преждевременном срабатывании которых аварийная ситуация может перерасти в аварию. Условия эксплуатации объекта с точки зрения возможности возникновения аварии характеризуются m источниками опасности. Опасность реализуется в виде инициирующих событий для аварии со среднемноголетней частотой реализации $\lambda_j = 1/T_j$, где T_j ($j = 1, \dots, m$) — повторяемость инициирующих событий для аварий j -го вида (средний интервал вре-