

УДК 621.165

Б. А. АРКАДЬЕВ, д-р техн. наук; проф. SoftinWay Inc., США

ОХЛАЖДЕНИЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Изложены основные принципы охлаждения высокотемпературных паровых турбин и конструктивные решения, заложенные при создании первой в мире охлаждаемой паровой турбины СКР-100 (P-100-300), а также некоторые результаты её эксплуатации и выводы из них. Эта турбина мощностью 100 МВт на начальные параметры пара около 30 МПа, 650 °С с противодавлением 3 МПа была изготовлена Харьковским турбинным заводом в 1961 г. и успешно работала на Каширской ГРЭС до 1979 г., когда была выведена из эксплуатации во вполне рабочем состоянии.

Ключевые слова: суперкритические параметры пара, охлаждение паровых турбин, турбина СКР-100, опыт эксплуатации, перспективы использования.

Начальные параметры пара и экономичность паросиловых установок

Ещё в 1824 г., задолго до появления первой паровой турбины, С. Карно показал эффективность повышения начальных параметров рабочего тела в предложенном им теоретическом термодинамическом цикле. Вскоре это было доказано и для других циклов, в том числе и для цикла Ренкина, лежащего в основе работы паросиловых установок. Поэтому с самого начала развития паротурбостроения проявлялась тенденция к повышению давления и температуры пара перед турбиной. К середине XX века в эксплуатации уже находились турбины с параметрами свежего пара до 17 МПа и 565 °С. Следующий серьёзный шаг в этом направлении требовал перехода на сверхкритическое давление пара (> 22,1 МПа) и использования прямоточных котлов (парогенераторов), опыт работы с которыми в США и Западной Европе практически отсутствовал. Поэтому при создании первых двух американских «сверхкритических» энергоблоков, которые должны были стать прототипами для последующего развития теплоэнергетики, давление свежего пара было принято существенно выше, чем критическое.

Особенности первых турбин на сверхкритические параметры свежего пара

В 1957 г. вступил в действие энергоблок *Philo 6*. Конденсационная одновальная (3600 об/мин) турбина для него мощностью 125 МВт, рассчитанная на начальное давление около 30 МПа (300 ата) и температуру 621 °С была создана фирмой *General Electric*. Проточная часть цилиндра сверхвысокого давления (ЦСВД), в котором сосредоточены элементы, подверженные воздействию необычно высоких параметров пара, была основана на обычных для этой фирмы активных ступенях диафрагмено-дисковой конструкции. В описании турбины указывалось, что ротор этого цилиндра охлаждается паром более низкой температуры. Наружный корпус ЦСВД был выполнен сферическим, что позволило обеспечить уровень напряжений в нём, приемлемый для изготовления его из давно использовавшейся в турбостроении стали. Практически все остальные элементы цилиндра потребовали применения высоколегированных сплавов или материалов аустенитного класса.

Турбина для другого сверхкритического энергоблока *Eddystone 1*, пущенного в 1960 г., была произведена фирмой *Westinghouse*. Она представляла собой двухвальный (3600/1800 об/мин) конденсационный агрегат мощностью 325 МВт и была рассчитана на ~35 МПа и 650 °С. Конструктивные решения её ЦСВД были аналогичны описанным для *Philo 6* (без упоминания охлаждения), хотя в остальных цилиндрах этой турбины, как и в других турбинах этой фирмы, использовались реактивные ступени и ротора

© Б.А. Аркадьев, 2015

барабанной конструкции. Возможно, это было вызвано стремлением облегчить ротор и поковку для него.

В Советском Союзе к тому времени был уже накоплен значительный опыт работы пущенного в 1949 г. на ТЭЦ ВТИ первого в мире котла 60 ОП на параметры пара 30 МПа, 600 °С производительностью 12 т/ч, изготовленного Подольским машиностроительным заводом (ЗиО). Это позволило с самого начала выбрать для энергоблоков сверхкритического давления более рациональные параметры пара перед турбиной: 24 МПа, 565 °С, не требующие широкого использования высоколегированных материалов. В 1960 г. Харьковским турбинным заводом (ХТГЗ, ныне ОАО «Турбоатом»), а вскоре и Ленинградским металлическим заводом (ЛМЗ, ныне Филиал ОАО Силовые машины «ЛМЗ» в Петербурге) были выпущены турбины СВК-300, что расшифровывалось как турбина на СверхВысокие параметры, Конденсационная, мощностью 300 МВт. К настоящему времени количество выпущенных упомянутыми заводами турбин мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт на сверхкритическое давление исчисляется сотнями. Аналогичные параметры широко применяются и за рубежом.

Энергоблок СКР-100

Практически параллельно с созданием первых энергоблоков на сверхкритические параметры пара в Советском Союзе начались работы по созданию блока, который мог бы стать прототипом для перехода на ещё более высокую ступень параметров пара. В 1956 г. Совет Министров и Министерство энергетики страны по инициативе ведущих специалистов в области энергетики и энергомашиностроения приняли решение о модернизации Каширской ГРЭС путём установки предвключённого опытно-промышленного блока с котлом ПК-37 производительностью 710 т/ч на параметры пара 31,5 МПа, 655 °С и турбиной СКР-100 (СверхКритические параметры, Редукционная, т.е. с противодавлением, мощностью 100 МВт) на параметры 30 МПа, 650 °С (эта температура могла быть достигнута на реконструированном к тому времени котле 60-ОП ТЭЦ ВТИ) с промежуточным перегревом пара при давлении 9,8–8,8 МПа до 565 °С и противодавлением 3,0 МПа. Отработавший в турбине блока пар отводился в имевшиеся на ГРЭС три турбины мощностью по 50 МВт. Позднее обозначение СКР-100 начали относить ко всему блоку, а турбина стала обозначаться Р-100-300.

Разработка и изготовление этой турбины были поручены ХТГЗ. Её решено было делать двухцилиндровой: цилиндр сверхвысокого давления (ЦСВД) и совмещённый цилиндр высокого и среднего давления (ЦВСД). Все проблемы, связанные с необычно высокими начальными параметрами, локализовались в первом из них. Его основной вариант предусматривал охлаждение ротора и внутреннего корпуса. Поскольку мировое паротурбостроение не имело опыта создания и эксплуатации охлаждаемых турбин, параллельно с охлаждаемым был разработан и изготовлен резервный неохлаждаемый вариант, получивший название «аустенитный», в котором ротор и внутренний корпус были выполнены из высокожаропрочных материалов, но его использование не потребовалось. Второй цилиндр, в котором размещались ступени до и после промперегрева, где температура пара была в освоенных ранее пределах, в основном повторял конструктивные решения, использованные заводом ранее.

Особенности и проблемы создания охлаждаемой паровой турбины

Принятию основных решений по конструкции охлаждаемого цилиндра предшествовало рассмотрение и тщательный анализ известных в то время случаев охлаждения различных элементов паровых турбин. Наиболее интересные результаты этой работы изложены в [1].

Уже на ранних стадиях проектирования обратила на себя внимание особенность свойств водяного пара сверхкритического давления, заключающаяся в том, что при его дросселировании (снижении давления без превращения тепловой энергии в кинетическую) температура пара существенно уменьшается. Так при дросселировании с 28 МПа, 520 °С (такие параметры были приняты для охлаждающего пара на входе в турбину с целью ограничения температуры ротора и внутреннего корпуса величиной 550 °С) до 15 МПа (когда температура рабочего пара в проточной части снижается до уровня, не требующего охлаждения) конечная температура оказывается почти на 60 °С ниже начальной. Это означает, что, если исходить из того, что конечная температура охлаждающего пара может сравняться с температурой рабочего пара в этой точке, охлаждающий пар способен принять теплоты свыше 200 кДж/кг. В соответствии с предварительными оценками суммарного теплового потока от рабочего к охлаждающему пару необходимое и достаточное количество последнего оказывалось чрезвычайно малым. При столь малом расходе охлаждающего пара предвиделись трудности с дозировкой его пропуска через каналы охлаждения, особенно при параллельном подводе охлаждающего пара к каждой ступени, что является обычным в газовых турбинах. Поэтому на дальнейших стадиях разработки системы охлаждения предпочтение было отдано варианту с последовательным пропуском охлаждающего пара через все охлаждаемые ступени.

Важнейшим условием нормальной работы системы охлаждения является её гидравлическая надёжность, то есть исключение возможности попадания значительных количеств горячего рабочего пара в тракт охлаждения. В то же время невозможным представлялось обеспечение плотности между характерными точками проточной части (межвенцовыми зазорами) и смежными с ними точками тракта охлаждения. Поэтому постулировалось приблизительное равенство давлений в соответствующих точках. Однако, давления по проточной части могут несколько отклоняться от своих номинальных значений вследствие неточности расчёта, неизбежных и считающихся допустимыми (в пределах допусков) погрешностей изготовления и сборки лопаточного аппарата и возможных изменений его состояния в процессе эксплуатации (повреждение выходных кромок, занос солями и т.п.). В ступенях активного типа, во избежание появления отрицательной реактивности, обычно выбирают степень реактивности у корня рабочих лопаток на уровне 3 %, полагая, что её отклонение от номинала находится в пределах 2 %, т.е. может оказаться и на уровне 1 %, и на уровне 5 %, а теплоперепад в этих случаях будет различаться в пять раз и расход через фиксированное проходное сечение тракта охлаждения на участке венца рабочих лопаток – более, чем вдвое. При этом теплоперепад направляющих лопаток рассматриваемой ступени на том же диаметре изменится с 99 до 95 % от полного теплоперепада ступени, а расход через каналы охлаждения на этом участке всего на 2 %, причём – в противоположную по сравнению с участком рабочих лопаток сторону. Столь большой возможный разброс соотношений расходов на соседних участках тракта охлаждения не позволяет обеспечить гидравлическую надёжность при использовании активной проточной части. Поэтому для охлаждаемого ЦСВД турбины СКР-100 в отличие от всех других турбин ХТГЗ была принята проточная часть со ступенями, имеющими на среднем диаметре степень реактивности близкую к 50 % и ограничивающими разброс расходов на каждом из участков системы охлаждения пятью процентами.

Это позволило использовать один и тот же типоразмер профиля для всех венцов направляющих и рабочих лопаток, одинаковые для всех ступеней хвостовые

соединения и в каждом из них одинаковые каналы с одинаковыми дозирующими отверстиями для пропуска охлаждающего пара. Аналогичные каналы с такими же дозирующими отверстиями были выполнены в проставках, закрывавших ротор и внутренний корпус от непосредственного воздействия рабочего пара в промежутках между лопаточными венцами. В условиях, когда теплоперепады на всех каналах охлаждения почти равны, как равны и проходные площади тракта охлаждения на всех его участках, почти одинаковы и объёмные расходы охлаждающего пара на каждом из этих участков. Но в соответствии со снижением давления на каждом венце проточной части примерно на 2 %, на столько же возрастает объёмный расход охлаждающего пара на каждом участке системы охлаждения, соответствующем одному венцу проточной части. Эти «лишние» 2 % должны либо вытечь в проточную часть, либо компенсировать (полностью или в значительной мере) возможное увеличение расхода через следующий участок системы охлаждения по сравнению с его номинальным значением. Даже в предельном случае пятипроцентного увеличения расхода через каналы охлаждения последующего участка (см. конец предыдущего абзаца) подсос рабочего пара в тракт охлаждения не превысит 3 % расхода охлаждающего пара через этот участок. Если это произойдёт на второй ступени, увеличение температуры потока, идущего по тракту охлаждения будет не более 3 °С (на других ступенях – того меньше), а сама эта температура (без учёта подвода к нему теплоты) окажется даже несколько ниже начальной температуры охлаждающего пара (см. второй абзац данного раздела).

Сказанное выше не относится к первой ступени ЦСВД. Хотя предполагалось, что столь прогрессивный энергоблок будет эксплуатироваться в базовом режиме, и для турбины было предусмотрено дроссельное парораспределение, её первая ступень была выполнена наподобие регулирующей. По четырём радиально расположенным паровпускным патрубкам рабочий пар поступал в четыре сопловые коробки, а из них – на рабочие лопатки активного типа, расположенные на диске увеличенного по сравнению с последующими ступенями диаметра. Это позволяло сработать на ступени значительный теплоперепад, уменьшить температуру пара за нею, перепад давлений на внутреннем корпусе и утечку через переднее концевое уплотнение. Рабочий пар из первой ступени во вторую поступал по промежуточному коническому кольцевому направляющему аппарату, разделявшему камеру после первой ступени на две части, которые условно можно назвать камерой ротора и камерой внутреннего корпуса, поскольку из первой охлаждающий пар поступал в каналы охлаждения рабочих лопаток, а из второй – в каналы охлаждения направляющих лопаток. Обе камеры для выравнивания давлений в них были соединены между собой через обтекаемые радиальные полые стойки промежуточного направляющего аппарата.

Охлаждающий пар в каждую из этих камер подавался вдоль двух противоположных паровпускных патрубков свежего пара через промежуток между патрубком и его так называемым лирообразным компенсатором. Была предусмотрена бóльшая подача охлаждающего пара в камеру ротора, чем в камеру внутреннего корпуса, поскольку из первой он шёл и на переднее концевое уплотнение, а также подрегулировка любого из этих потоков. При заданной температуре свежего пара 650 °С и принятой температуре охлаждающего пара 520 °С, чтобы уменьшить температурную разность на стенках патрубков, которая могла бы стать причиной их повреждения, и тепловой поток через эти стенки, их следовало теплоизолировать. Однако, никакой из известных минеральных изоляционных материалов непригоден для работы в паровой среде. Поэтому была использована экранная (или многоэкранный)

изоляция, в которой роль изолятора играл малоподвижный слой среды, отделённый от основного потока тонким листом металла. Были проведены лабораторные исследования изоляции и разработана приближенная методика её расчёта [2]. Были также разработаны программы для расчёта температурного состояния элементов турбины в различных режимах, включая нестационарные [3, 4].

Некоторые трудности вызвал выбор формы и размеров охлаждающих каналов в лопатках и проставках между ними. С одной стороны, требовалось увеличить поверхность охлаждения и сократить площадь сечений металла, по которым тепловой поток мог бы идти от высокотемпературной проточной части к более холодным ротору и внутреннему корпусу, т.е. увеличить размеры канала, а с другой, – ограничить расход охлаждающего пара при фактически заданной его скорости, т.е. уменьшить его проходное сечение. Удовлетворить обоим требованиям удалось, выполнив в прихвостовой неактивной части лопатки плоскую выемку, занимающую около половины её шага по окружности и почти всю её ширину в осевом направлении. В оставшейся тонкостенной перегородке имелось дозирующее отверстие для пропуска пара. Диаметр этого отверстия 3 мм был выбран из соображений снижения вероятности его засорения частицами грата или другого мусора, который мог попасть в охлаждающий пар, хотя для пропуска минимально необходимого количества этого пара он мог быть значительно меньшим. Аналогичные каналы с такими же отверстиями имелись и в проставках. Ножка и хвостовик проставки имели осевой размер меньше, чем расстояние между венцами лопаток, так что между всеми соседними рядами лопаток и проставок образовывались кольцевые каналы, способствовавшие выравниванию по окружности расхода охлаждающего пара, если отверстие в какой-то лопатке или проставке всё же засорилось бы. В этом случае активизация течения по кольцевому каналу в какой-то мере компенсировала бы снижение эффективности охлаждения в засорённом канале.

Для предотвращения засорения каналов на линии подвода охлаждающего пара после впрыскивающего охладителя был установлен центробежный сепаратор-фильтр. Подача питательной воды в охладитель регулировалась для поддержания заданной температуры охлаждающего пара, однако имелась возможность корректировки значения заданной температуры. Определённые опасения вызывала также возможность отложения в тракте охлаждения солей, которые могли выпадать из охлаждающего пара в процессе его расширения. С целью контроля над этим процессом небольшая часть охлаждающего пара постоянно пропускалась через разъёмный макет тракта охлаждения, подключённый параллельно проточной части ЦСВД. Периодическое вскрытие этого макета позволяло судить, насколько оправданными были упомянутые опасения.

В местах где рабочие и направляющие лопатки, омываемые рабочим паром и изготовленные из стали аустенитного класса, соединялись с охлаждаемыми ротором и внутренним корпусом, выполненными из менее легированных материалов, при работе турбины можно было ожидать недопустимо высоких температурных напряжений из-за различия в уровнях температур соединяемых элементов и коэффициентов температурного расширения их материалов. С целью снижения этих напряжений в процессе облопачивания между всеми хвостовиками лопаток закладывались бумажные прокладки, «вымывавшиеся» при первом пуске турбины.

Специальное внимание было уделено предотвращению разгона турбины охлаждающим паром при сбросе нагрузки. Поэтому отбор свежего пара для подготовки его к подаче в систему охлаждения был осуществлён после регулирующих клапанов,

так что прекращение подачи в турбину рабочего и охлаждающего пара происходило одновременно.

Развёрнутое описание турбины дано в [5], конструкции некоторых узлов описаны в [6], а основные принципы построения системы охлаждения изложены в [7]. ХТГЗ получил Авторское свидетельство СССР на охлаждаемый цилиндр. Имеются также разработки не использованных в проекте охлаждаемых конструкций клапана и трубопровода [8, 9]. Следует отметить чрезвычайно большой вклад в создание охлаждаемого ЦСВД Л.А. Шубенко-Шубина, который был тогда Главным конструктором паровых и газовых турбин ХТГЗ, являлся инициатором разработки охлаждаемого варианта и принимал наиболее ответственные решения при его проектировании, а также С.И. Островского, фактически являвшегося главным конструктором этого цилиндра и предложившего ряд оригинальных конструктивных решений. Большую помощь в работе над проектом оказали сотрудники Всесоюзного (ныне Всероссийского) теплотехнического института (ВТИ) К.А. Сивачёв и Я.М. Рубинштейн, сформулировавшие некоторые проблемы, подлежащие решению при создании турбины СКР-100, а также В.М. Капинос (Харьковский политехнический институт, ныне Национальный технический университет «ХПИ») и Д.А. Переверзев (Лаборатория проблем быстроходных машин АН УССР, ныне Институт проблем машиностроения НАН Украины), принявшие участие в определении температурного состояния деталей цилиндра. Участвовали в работе над турбиной и другие организации, в частности Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения и Институт электросварки АН УССР.

Некоторые сведения об эксплуатации первых сверхкритических энергоблоков

В первые годы после пуска сверхкритических энергоблоков *Philo 6* и *Eddystone 1*, когда опыт их эксплуатации был ещё незначительным, появилось довольно много публикаций, посвящённых этим блокам, но после 1963 года они прекратились. И только сравнительно недавно в Интернете удалось найти сообщения, в какой-то степени освещавшие дальнейшую судьбу этих блоков [10, 11]. Появилась и статья [12], в которой приведены обобщённые результаты освоения блока СКР-100.

Блок *Philo 6* работал до 1975 года, когда был законсервирован. В 1983 году его демонтировали вместе с остальным оборудованием электростанции *Philo*, проработавшей 60 лет. В [10] отсутствуют конкретные упоминания об особенностях его освоения, в том числе и о работе системы охлаждения его турбины.

Энергоблок СКР-100 был остановлен в 1979 г. и позже выведен из эксплуатации в исправном состоянии. Его работа была прекращена из-за неработоспособности старых турбин низкого давления, в которые сбрасывался отработавший в турбине Р-100-300 пар. Имело значение и то обстоятельство, что на Каширской ГРЭС были к тому времени установлены три стандартных энергоблока СКД мощностью по 300 МВт, освоение которых также требовало внимания и затрат.

Значительно дольше двух упомянутых выше работал блок *Eddystone 1*. Его вывод из эксплуатации датируется 2011 годом. Таким образом, он проработал немного более 50 лет, что является хорошим показателем и для традиционных энергоблоков. Продолжительное время его экономичность была наивысшей в США.

Однако, освоение всех рассматриваемых блоков не проходило гладко, особенно на начальной стадии. Нередкими, а иногда и продолжительными были вынужденные остановки. Так блок *Philo 6* за примерно 18 лет находился в работе всего 103110 часов, то есть его коэффициент готовности был около 0,65. И хотя значительная часть

остановов может быть отнесена к неполадкам на парогенераторах, известно, например, что на *Eddystone 1* производились неоднократные вскрытия ЦСВД турбины с выемкой ротора, а в 1995 году потребовалась его полная замена с модернизацией. Серьезной переработки потребовала конструкция стопорного клапана турбины Р-100-300 [13].

Обращает на себя внимание тот факт, что большая часть отмеченных в упомянутых источниках неполадок, а также необходимость увеличения длительности переходных режимов была обусловлена состоянием крупных аустенитных деталей парогенераторов и турбин. С этим же, по-видимому, связана невозможность длительной работы блоков с проектной температурой перед турбиной 650 °С. На СКР-100 она была снижена до 615 °С, а на *Eddystone 1* – до 610 °С.

Опыт работы системы охлаждения ЦСВД турбины Р-100-300

Исследовательские работы на турбине Р-100-300 проводились сотрудниками ВТИ под руководством Г.Д. Авруцкого. В них принимал участие представитель ХТГЗ Г.П. Брагинский. За весь период эксплуатации не были отмечены случаи перебоев в работе системы охлаждения. Ниже приведены некоторые сведения о ней из [12].

Использование варианта ЦСВД с охлаждением исключает трудности, связанные с получением крупных и весьма дорогих поковок для ротора и внутреннего корпуса из аустенитных сталей, а также позволяет воспользоваться преимуществами перлитных сталей – меньшими коэффициентами линейного расширения и более высокой теплопроводностью.

Охлаждение внутреннего корпуса снижает температуру внутренней поверхности и способствует уменьшению температурной неравномерности по толщине стенки и фланцев, а также осевой неравномерности, с существенным спадом термического напряжения в корпусе. При эксплуатации турбины температура свежего пара кратковременно поднималась до 640 °С. Температура охлаждающего пара, подаваемого в турбину, находилась на уровне 510–530 °С. На рис. 1 для примера показано распределение температуры вдоль центрального сверления ротора, а на рис. 2 – во внутреннем корпусе при установившемся режиме работы турбины с температурой свежего пара 615 °С и нагрузкой 60 МВт. При этом температура пара, подаваемого на охлаждение корпуса, была 520 °С, а на охлаждение ротора – 515 °С. Максимальная температура ротора и внутреннего корпуса не превышала 530 °С и была, таким образом, далека от предельного значения (550 °С). Однако следует отметить, что

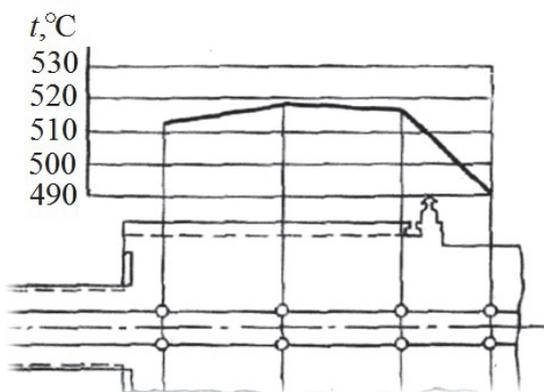


Рис. 1 – Распределение температуры вдоль центрального отверстия ротора ЦСВД

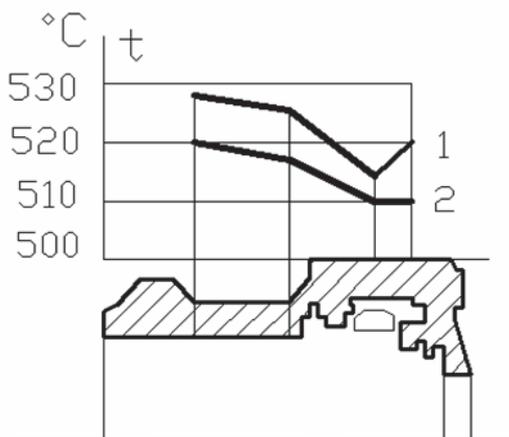


Рис. 2 – Распределение температуры вдоль внутреннего корпуса ЦСВД:

1 – температура вблизи внутренней поверхности;
2 – температура на наружной поверхности

температурой свежего пара 615 °С и нагрузкой 60 МВт. При этом температура пара, подаваемого на охлаждение корпуса, была 520 °С, а на охлаждение ротора – 515 °С. Максимальная температура ротора и внутреннего корпуса не превышала 530 °С и была, таким образом, далека от предельного значения (550 °С). Однако следует отметить, что

высокая эффективность системы охлаждения достигалась при расходе охлаждающего пара около 8 % расхода основного пара. Для применения системы охлаждения необходимы также более высокие требования к водному режиму.

При этом нужно иметь в виду, что из упомянутых 8 % около 0,5 % составляла питательная вода, впрыскивавшаяся в парохладитель системы охлаждения, а ещё около 2,5 % уходило в виде утечки через переднее концевое уплотнение, так что отбор свежего пара на собственно охлаждение не превышал 5 %. Кроме того, как отмечено выше, размер дозирующих отверстий каналов охлаждения был выбран значительно большим, чем было бы достаточно для пропуска нужного количества охлаждающего пара. Уменьшение их диаметра до 1,5 мм позволило бы сократить отбор свежего пара на охлаждение почти до 1 %. Приведённые данные, несмотря на их ограниченность, позволяют сделать вывод о надёжности и эффективности системы охлаждения, применённой в ЦСВД турбины энергоблока СКР-100 на Каширской ГРЭС.

Современное состояние вопроса об охлаждении паровых турбин

Использование аустенитных сталей для изготовления крупных необогреваемых деталей (роторов и корпусов турбин, арматуры, паропроводов и коллекторов котла) создало технологические трудности и вызвало серьёзное удорожание оборудования, а также привело к уменьшению его маневренности. Всё это на фоне бурного развития атомной энергетики, захватывавшей базовую часть графика электрических нагрузок, и появления более экономичных парогазовых установок на природном газе неоправданно снизило интерес к дальнейшему повышению параметров пара в традиционных энергоблоках. В дальнейшем этот интерес возродился на новой основе [14, 15]. Появились эксплуатационно-привлекательные (привычные коэффициенты теплопроводности и линейных расширений) стали с содержанием 9–12 % хрома, работоспособные при температуре пара 600–620 °С. Достигнуты большие успехи в аэродинамике и конструировании турбин, внутренние КПД их цилиндров достигли 94–96 %. Повысилась экономичность котлов и тепловых схем энергоблоков, стала возможной их автоматизация. Разработаны эффективные технологии сжигания углей и очистки дымовых газов от вредных выбросов. На базе этих достижений в России возобновились разработки перспективных паровых угольных энергоблоков. Разработана федеральная программа «Создание угольного энергоблока мощностью 660 МВт на суперкритические параметры пара».

Тенденция к дальнейшему повышению параметров пара наблюдается и в других странах [16]. С конца XX века «тон» в этом направлении задают Япония и Германия. Аналогично обновлению номенклатуры конструктивных материалов для котла и паропроводов, повышение температур пара потребовало перехода на новые материалы и технологии также и для турбин. В ряде случаев дополнительно организуется паровое охлаждение (главным образом, только первых ступеней роторов в наиболее высокотемпературных цилиндрах).

Выводы

Блок СКР-100 являлся уникальной по масштабам действующей моделью мощных перспективных энергоблоков. Результаты, полученные при создании, испытаниях и эксплуатации блока СКР-100, безусловно, должны быть использованы при разработке перспективных энергоблоков на суперкритические параметры пара.

Высокая надёжность и эффективность системы охлаждения, применённой в ЦСВД турбины блока СКР-100, подтверждает правомерность и целесообразность принципов и конструктивных решений, заложенных при её создании.

По мере дальнейшего повышения температур рабочего пара использование предложенного подхода к охлаждению многоступенчатых турбин способно ограничить применение для крупных турбинных деталей новых более дорогостоящих жаропрочных материалов, необходимых для изготовления парогенераторов, а в ряде случаев вообще отказаться от их использования.

Список литературы: 1. Шубенко-Шубин, Л. А. О методах охлаждения элементов паровых турбин [Текст] / Л. А. Шубенко-Шубин, С. И. Островский, Б. А. Аркадьев // Тяжёлое и транспортное машиностроение. – 1961. – № 10. – С. 3–21. 2. Поволоцкий, Л. В. Исследование многоэкранной изоляции [Текст] / Л. В. Поволоцкий, Б. А. Аркадьев // Теплоэнергетика. – 1964. – № 1. – С. 61–64. 3. Аркадьев, Б. А. Решение задачи нестационарной теплопроводности на АЦВМ [Текст] / Б. А. Аркадьев, Г. Г. Хливняк, Г. Н. Шатровская // Энергомашиностроение. – 1963. – № 3. – С. 12–15. 4. Аркадьев, Б. А. Решение нелинейной задачи нестационарной теплопроводности в телах произвольной формы [Текст] / Б. А. Аркадьев, Л. И. Варвасинская, Г. Н. Шатровская // Теплоэнергетика. – 1968. – № 3. – С. 60–61. 5. Шубенко-Шубин, Л. А. Паровая турбина ХТГЗ типа СКР-100 с охлаждением для сверхкритических параметров пара [Текст] / Л. А. Шубенко-Шубин, С. И. Островский // Энергомашиностроение. – 1962. – № 6. – С. 3–10. 6. Островский, С. И. Особенности конструкции некоторых узлов охлаждаемого ЦСВД турбины СКР-100 [Текст] / С. И. Островский, Б. А. Аркадьев, Ш. М. Линецкий // Энергетическое машиностроение, ЦИНТИАМ. – 1964. – № 3. – С. 1–6. 7. Аркадьев, Б. А. Проектирование систем охлаждения многоступенчатых турбин [Текст] / Б. А. Аркадьев // Энергетическое машиностроение, НИИИНФОРМТЯЖМАШ. – 1967. – Вып. 3-67-12. – С. 31–34. 8. Клапан для пара высокого перегрева и давления [Текст] : а.с. 207240 : СССР / Л. А. Шубенко-Шубин, С. П. Соболев, Ш. М. Линецкий, Б. А. Аркадьев, М. С. Лукьянов. – 1965. 9. Охлаждаемый трубопровод [Текст] : а.с. 124250 : СССР / Л. А. Шубенко-Шубин, С. И. Островский, Б. А. Аркадьев, И. Я. Нахимов. – 1959. 10. Philo 6 Steam – Electric Generating Unit [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.asme.org/getmedia/d0aaf3f6-e9b5-4408-8a21-02ac803eb6fc/228-Philo-6-Steam-Electric-Generating-Unit.aspx>. – Название с экрана. – 12.12.2014. 11. George J. Silvestri, Jr. Eddystone station, 325 MW generating unit 1 [Электронный ресурс] / George J. Silvestri, Jr. – Режим доступа: <https://www.asme.org/getmedia/97605bd2-720a-47c9-a031-80047ae8deec/226-Eddystone-Station-Unit.aspx>. – Название с экрана. – 12.12.2014. 12. Тумановский, А. Г. Обобщение результатов освоения первого отечественного энергоблока на суперкритические параметры пара для использования при развитии угольной электроэнергетики России [Текст] / А. Г. Тумановский, А. Л. Шварц, Г. Д. Авруцкий, Б. Э. Школьников, В. И. Гладштейн, А. А. Чугреев, М. В. Лазарев // Электрические станции. – 2012. – № 6. – С. 6–12. 13. Берлянд, В. И. Анализ термонапряжённого состояния и циклической прочности конструкции стопорного клапана турбины Р-100-300 ХТГЗ [Текст] / В. И. Берлянд, Л. К. Белевцева, Г. П. Брагинский, В. А. Палей, Л. П. Серёжкина, Н. С. Чернецкий // Теплоэнергетика. – 1978. – № 12. – С. 43–46. 14. Лыско, В. В. Паротурбинные пылеугольные энергоблоки нового поколения [Текст] / В. В. Лыско, Г. И. Мосеев, А. Л. Шварц, Р. А. Петросян, В. Ф. Гуторов // Теплоэнергетика. – 1996. – № 7. – С. 16–23. 15. Тумановский, А. Г. Разработка пылеугольного энергоблока на суперкритические параметры пара [Текст] / А. Г. Тумановский, М. Ю. Алтухов, А. Л. Шварц, Г. Д. Авруцкий, Э. Х. Вербовецкий, Е. А. Туголуков, А. А. Смышляев, Л. А. Хоменок, А. Н. Скоробогатых // Электрические станции. – 2010. – № 1. – С. 7–12. 16. Лейзерович, А. Ш. Современные пылеугольные паротурбинные энергоблоки СКД [Текст] / А. Ш. Лейзерович, Г. Д. Авруцкий, И. А. Савенкова, М. В. Лазарев // Энергохозяйство за рубежом. – 2009. – № 5. – С. 38–52.

Bibliography (transliterated): 1. Shubenko-Shubin, L. A., S. I. Ostrovskiy and B. A. Arkadyev. "O metodah ohlazhdeniya elementov parovyh turbin." *T'azholoe i transportnoe mashinostroenie*. No 10. 1961. 3–21. Print. 2. Povolotskiy, L. V., and B. A. Arkadyev. "Issledovanie mnogoekrannoy izol'acii." *Teploenergetika*. No 1. 1964. 61–64. Print. 3. Arkadyev, B. A., G. G. Khlivn'ak and G. N. Shatrovskaya. "Reshenie zadachi nestacionarnoy teploprovodnosti na ACVM." *Energomashinostroenie*. No 3. 1963. 12–15. Print. 4. Arkadyev, B. A., L. I. Varvasinskaya and G. N. Shatrovskaya. "Reshenie nelineynoy zadachi nestacionarnoy teploprovodnosti v telah proizvol'noy formy." *Teploenergetika*. No 3. 1968. 60–61. Print. 5. Shubenko-Shubin, L. A., and S. I. Ostrovskiy. "Parovaya turbina KhTGZ tipa SKR-100 s ohlazhdeniem dlja sverhkriticheskikh parametrov para." *Energomashinostroenie*. No 6. 1962. 3–10. Print. 6. Ostrovskiy, S. I., B. A. Arkadyev and Sh. M. Lineckiy. "Osobennosti konstrukcii nekotoryh uzlov ohlazhdaemogo CSVD turbiny SKR-100." *Energeticheskoe mashinostroenie, CINTIAM*. No 3. 1964. 1–6. Print. 7. Arkadyev, B. A. "Proektirovanie sistem ohlazhdenija mnogostupenchatykh turbin." *Energeticheskoe mashinostroenie, NIINFORMT'AZhMASH*. No 3-67-12. 1967. 31–34. Print. 8. Shubenko-Shubin, L. A., et al. "Klapan dlja para

vysokogo peregreva i davlenija." SSSR A.s. [Patent] 207240. 1965. **9.** Shubenko-Shubin, L. A., et al. "Ohlzhdaemiy truboprovod." SSSR A.s. [Patent] 124250. 1959. **10.** "Philo 6 Steam – Electric Generating Unit." <https://www.asme.org/getmedia/d0aaf3f6-e9b5-4408-8a21-02ac803eb6fc/228-Philo-6-Steam-Electric-Generating-Unit.aspx>. **11.** George J. Silvestri, Jr. "Eddystone station, 325 MW generating unit 1." <<https://www.asme.org/getmedia/97605bd2-720a-47c9-a031-80047ae8deec/226-Eddystone-Station-Unit.aspx>> **12.** Tumanovskij, A. G., et al. "Obobshchenie rezul'tatov osvoyeniya pervogo otechestvennogo energobloka na superkriticheskie parametry para dl'a ispol'zovaniya pri razvitii ugol'noy elektroenergetiki Rossii." *Elektricheskie stancii*. No 6. 2012. 6–12. Print. **13.** Ber'and, V. I., et al. "Analiz termonapr'azhjonnoho sostoyaniy i ciklicheskoj prochnosti konstrukcii stopornogo klapana turbiny R-100-300 KhTGZ." *Teploenergetika*. No 12. 1978. 43–46. Print. **14.** Lysko, V. V., et al. "Paroturbinnye pyleugol'nye energobloki novogo pokoleniya." *Teploenergetika*. No 7. 1996. 16–23. Print. **15.** Tumanovskij, A. G., et al. "Razrabotka pyleugol'nogo energobloka na superkriticheskie parametry para." *Elektricheskie stancii*. No 1. 2010. 7–12. **16.** Leyzerovich, A. Sh., et al. "Sovremennye pyleugol'nye paroturbinnye energobloki SKD." *Energohoz'aystvo za rubezhom*. No 5. 2009. 38–52. Print.

Поступила (received) 01.02.2015