

УДК 621.165

Д. А. Переверзев, д-р техн. наук
Ж. А. Шелехина

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: shuben @ kharkov.ua)

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ НАИБОЛЕЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННЫХ УЗЛОВ МОЩНЫХ ТУРБОАГРЕГАТОВ СО СВЕРХКРИТИЧЕСКИМИ И СУПЕРКРИТИЧЕСКИМИ НАЧАЛЬНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ ПАРА

Проанализирована энергоэффективность систем охлаждения действующих и перспективных мощных турбоагрегатов со сверхкритическими и суперкритическими начальными параметрами пара. Показано, что такие системы позволяют с использованием хорошо освоенных материалов для изготовления основных несущих конструкций повысить надежность, маневренность и экономичность как энергоблоков в целом, так и отдельных их составляющих в виде отсеков (цилиндров) турбин, в том числе термогазодинамических (относительных) КПД основных цилиндров.

Проаналізовано енергоефективність систем охолодження діючих і перспективних потужних турбоагрегатів з надкритичними і суперкритичними початковими параметрами пари. Показано, що такі системи дозволяють з використанням добре освоєних матеріалів для виготовлення основних несучих конструкцій підвищити надійність, маневреність та економічність як енергоблоків у цілому, так і окремих їх складових у вигляді відсіків (циліндрів) турбін, в тому числі термогазодинамічних (відносних) ККД основних циліндрів.

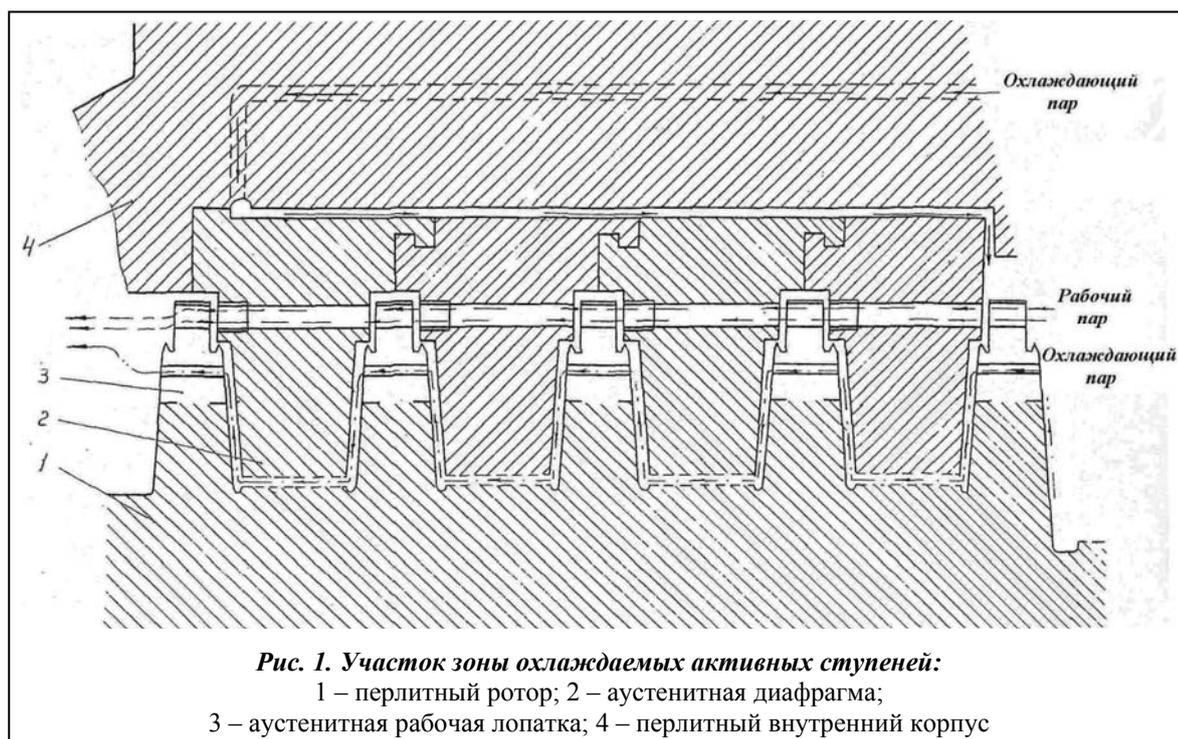
Введение

Под энергоэффективностью понимаются основные технико-экономические показатели паротурбинных энергоблоков и их турбоагрегатов – надежность, долговечность (ресурс), маневренность и экономичность. Эти показатели тесно связаны между собой и зачастую взаимообусловлены.

Опыт создания и эксплуатации турбин типа К-300-240, основных турбин современных ТЭС, накопленный за последнее десятилетие, показал, что системы охлаждения их наиболее термонапряженных узлов являются весьма эффективным средством тепловой защиты [1]. Внедрение их для интенсивного охлаждения участков ротора и статора, несущих большие силовые и температурные нагрузки, позволяет существенно повысить маневренные характеристики турбин, вынужденных работать в полупиковом и даже пиковом режимах нагрузок энергосистем.

Учитывая относительно умеренные начальные температуры пара в таких турбинах (520–550 °С), вполне возможно путем охлаждения выдержать температуру корпуса и ротора на уровне 300–400 °С, что позволяет практически исключить явления ползучести, значительно снизить термические напряжения и даже выдержать их ниже предела упругости. Благодаря этому можно свести к минимуму (или полностью устранить) неблагоприятное воздействие ползучести и малоцикловой термической усталости на работоспособность и долговечность турбоагрегатов, несущих полупиковые и пиковые нагрузки [1, 2].

В 60-х годах XX века в СССР на Харьковском турбинном заводе была создана паровая турбина Р-100-300 (СКР-100, мощность 100 МВт) на начальные параметры 30 МПа и 650 °С с охлаждаемой головной частью, что позволило выполнить ее основные элементы



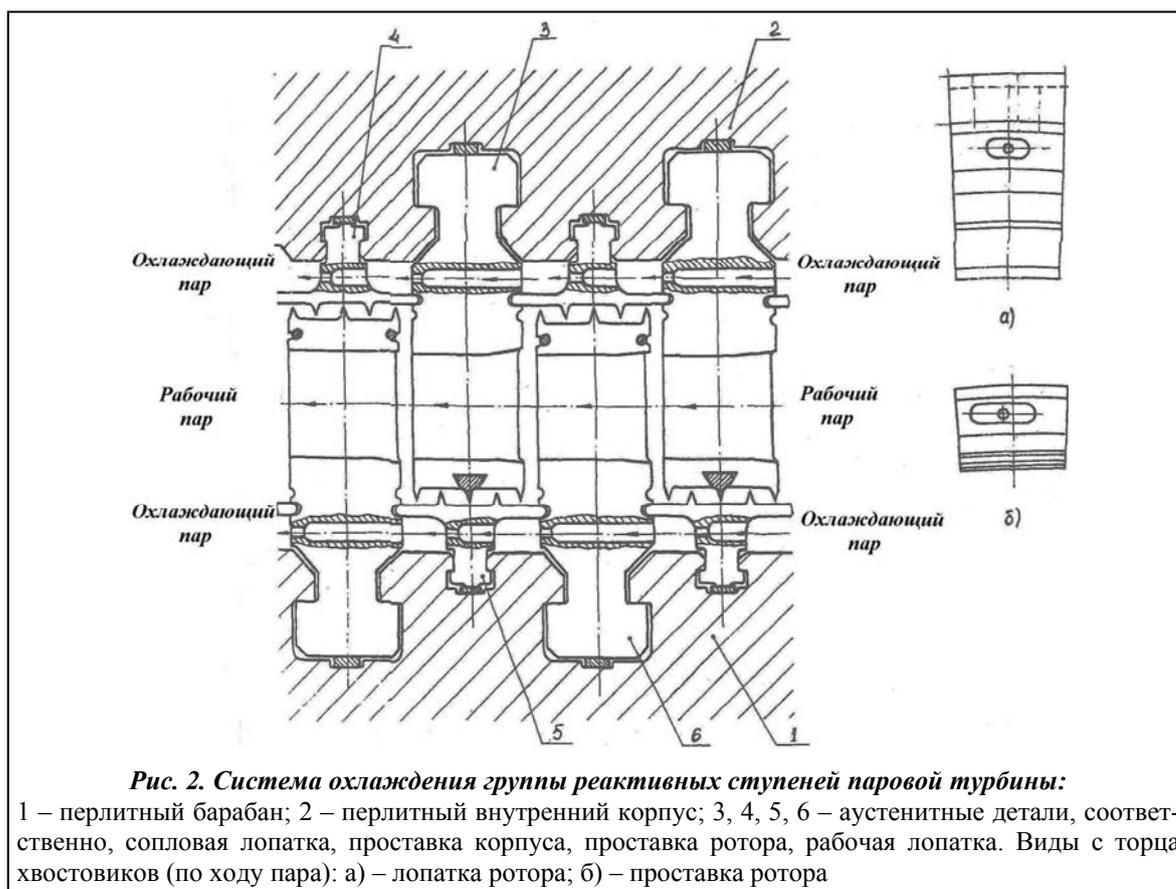
(роторы и корпуса) преимущественно из хорошо освоенных сталей перлитно-ферритного класса [1].

Несколько ранее паровая турбина мощностью 125 МВт с параметрами 30–35 МПа и 620–630 °С, с охлаждением основных элементов, была создана и освоена в США [1]. Система охлаждения этой турбины схематично представлена на рис. 1. Пар, охлаждающий ротор, проходит через отверстия в хвостовиках рабочих лопаток, его расход в значительной мере определяется утечками через диафрагменные уплотнения ступеней. Пар, охлаждающий внутренний корпус, по канавке в его горизонтальном разъеме поступает к диафрагме последней охлаждаемой ступени, а отсюда, отсекая при своем движении тепловые потоки от аустенитных диафрагм, – к первой охлаждаемой ступени, где смешивается с рабочим паром. Здесь температура охлаждающего пара была принята равной 510–520 °С.

На рис. 2 представлен фрагмент системы охлаждения турбины Р-100-300 (СКР-100). Проектные и исследовательские работы показали [1], что применение проточной части реактивного типа в охлаждаемом головном цилиндре позволило свести к минимуму удельный вес жаропрочных аустенитных сталей (из них выполнены только лопатки и проставки) и четко организовать потоки охлаждающего пара. Охлаждение барабанного ротора и внутреннего корпуса осуществляется здесь по принципу отсечки теплового потока в лопатках и проставках системой плоских щелевых каналов, по которым протекает охлаждающий пар, для ограничения его расхода щели имеют круглые дозирующие отверстия. Начальная температура охлаждающего пара принята равной 520–525 °С.

Опыт эксплуатации энергоблока 125 МВт в США на электростанции Файло и энергоблока Р-100-300 на Каширской ГРЭС в СССР показал, что системы охлаждения в обоих случаях обеспечивают необходимый уровень температур перлитных деталей (около 540 °С), несущих основную силовую нагрузку (см. [1]).

Предполагалось, что на базе опыта, накопленного эксплуатацией этих турбин, будут создаваться турбоагрегаты с развитой системой охлаждения мощностью 800 МВт и более для работы на паре 35–40 МПа и 700–750 °С. Однако впоследствии как за рубежом, так и у нас решено было пока ограничиться начальной температурой пара 540–565 °С (при максимальном давлении 24–25 МПа), которая является границей использования хорошо освоен-



ных, надежно зарекомендовавших себя в эксплуатации высокотехнологичных сталей перлитного класса.

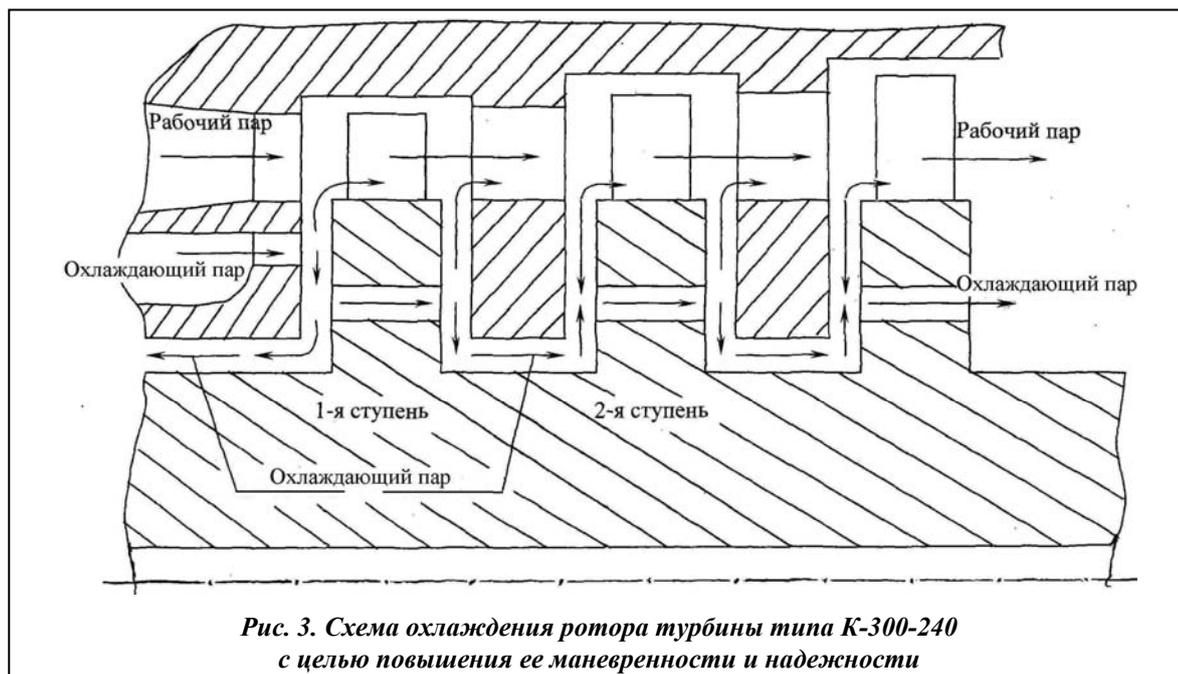
Такое состояние длилось в энергетике около 30 лет. Но в течение последнего десятилетия в зарубежной энергетике (США, Зап. Европа, Япония), в связи с непрерывным ростом цен на топливо, начинается все более широкое освоение суперкритических параметров пара. Создаются и осваиваются мощные энергоблоки с начальными параметрами пара 30–35 МПа и 600–630 °С [3]. И, естественно, при этом используется опыт эксплуатации суперкритических энергоблоков, приобретенный на электростанции Файло и на Каширской ГРЭС.

Из республик бывшего Советского Союза пока, хотя и с опозданием, только в России в ЦКТИ начаты проектные разработки энергоблока с параметрами пара 30 МПа и 620 °С. Тем не менее, это все-таки движение на пути освоения более высоких суперкритических параметров пара. Исследования [3] показывают, что КПД-нетто электростанции, оснащенной конденсационными энергоблоками с начальными параметрами пара 40 МПа и 750 °С может достигать 50%. Это тот уровень, который на протяжении многих лет безуспешно пытались получить путем создания надстроек электростанций в виде МГД-генераторов [1].

Опыт, накопленный при создании и эксплуатации вышерассмотренных систем охлаждения, может быть использован для совершенствования действующих и формирования перспективных систем охлаждения паровых турбин со сверхкритическими и суперкритическими начальными параметрами пара.

Анализ энергоэффективности действующих и перспективных систем охлаждения паровых турбин. Ожидаемые результаты

Для решения вопросов повышения маневренности и надежности турбин типа К-300-240 весьма перспективным, экономичным и надежным представляется охлаждение



наиболее термонапряженных деталей – роторов турбин. Таким образом, понижается уровень температурной составляющей функции управления тепловым состоянием турбин [2].

Пар на охлаждение может быть взят из холодных ниток первичного (для ротора высокого давления РВД) и вторичного (для ротора среднего давления РСД) перегревателей котла. На пути к турбине его целесообразно пропустить через теплообменники-регуляторы, в которых он выдерживается до необходимой температуры перед поступлением в охлаждаемые узлы.

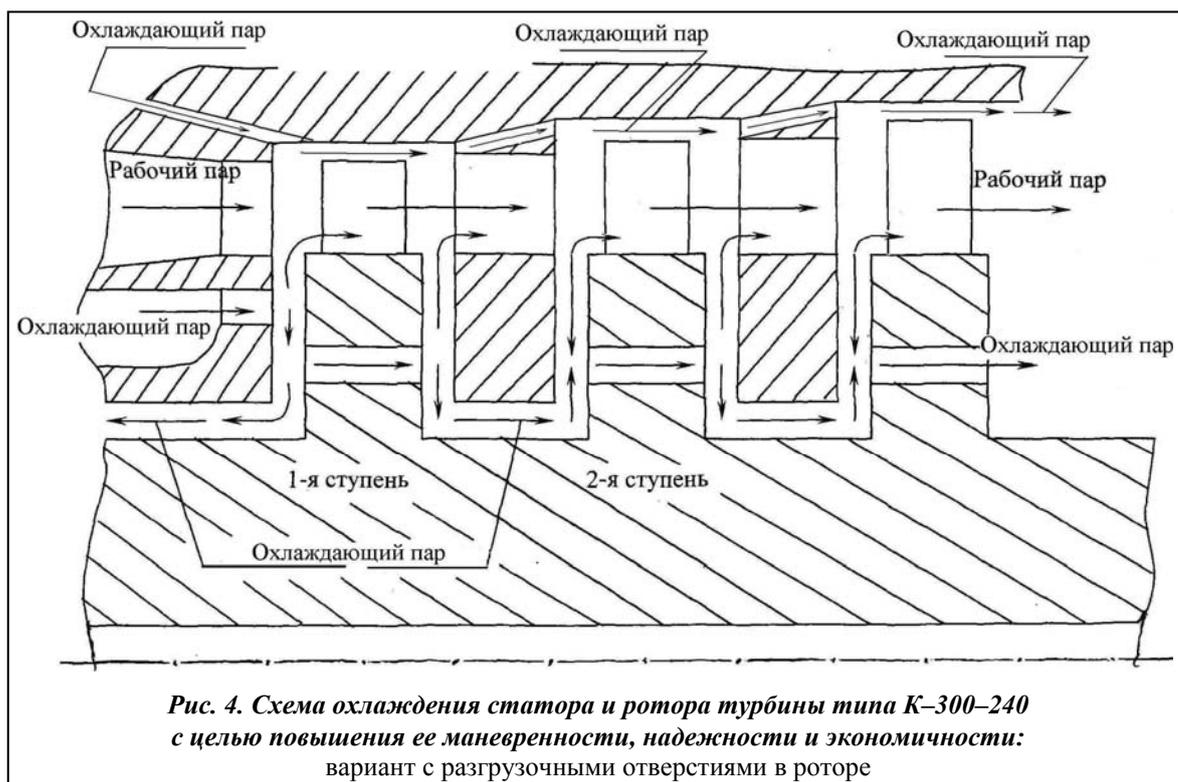
Благодаря охлаждению можно свести к минимуму (или полностью устранить) неблагоприятное воздействие ползучести и малоциклового термической усталости на работоспособность и долговечность (ресурс) базовых, полупиковых и пиковых турбоагрегатов. На некоторых российских ТЭС уже работают турбины мощностью 200–300 МВт с системами охлаждения роторов; выявлена их высокая эффективность.

На рис. 3 представлена гипотетическая схема распределения массопотоков рабочего и охлаждающего пара в РСД турбины типа К-300-240, лимитирующей продолжительность ее пуска. Вначале охлаждающий пар должен иметь температуру не менее чем на 100 °С ниже температуры рабочего пара за соплами 1-й ступени (в корневом сечении), при более высоком давлении. Суммарный расход утечек через переднее концевое и диафрагменное уплотнения 2-й ступени, через корневые сечения рабочих лопаток 1-й ступени и соплового аппарата 2-й ступени составляет около 10 т/ч (при проектном расходе без охлаждения 6,3 т/ч), т. е. около 1,3% от общего расхода рабочего пара, поступающего в цилиндр среднего давления (ЦСД) турбины (примерно 770 т/ч).

Этот суммарный расход охлаждающего пара предположительно распределяется следующим образом:

- через переднее концевое уплотнение уходит 4,0 т/ч;
- через корневую зону рабочих лопаток 1-й ступени – около 1,0 т/ч;
- через разгрузочные отверстия диска 1-й ступени – приблизительно 5,0 т/ч, из них 4,5 т/ч – через диафрагменные уплотнения 2-й ступени и 0,5 т/ч – через прикорневую зону соплового аппарата этой же ступени.

При таком распределении интенсивно охлаждаются начальный участок переднего концевого и весь участок вала ротора диафрагменного уплотнения 2-й ступени, наиболее термонапряженных участков вала ротора, имеющих значительные концентраторы напряже-



ний в виде термокомпенсационных канавок и угловых зон выступов ступенчатого лабиринтового уплотнения.

Со снижением параметров пара вдоль проточной части утечки через диафрагменные уплотнения 3-й, 4-й и последующих ступеней снижаются. Разница в расходах этих утечек для соседних ступеней будет уходить в проточную часть.

Предполагается, что такое распределение массопотоков охлаждающего пара может быть выдержано должным сочетанием величин корневых реактивностей в ступенях, проходных площадей разгрузочных отверстий и уплотнений, а также количеством гребней в уплотнениях. И это, естественно, должно быть результатом тщательного исследования гидравлики такой разветвленной системы движения массопотоков охлаждающего пара. Аналогично можно организовать охлаждение внутреннего корпуса, подавая охлаждающий пар в периферийную зону диска 1-й ступени, откуда он будет последовательно проходить через бандажные уплотнения всех ступеней. И здесь утечки в значительной мере будут определяться периферийной реактивностью ступеней (см. рис. 4).

Экономичность таких охлаждаемых отсеков (цилиндров) будет существенно выше, чем у неохлаждаемых, поскольку в первом случае исключаются утечки высокопотенциального рабочего пара через переднее, диафрагменные и бандажные уплотнения ступеней. Здесь, в принципе, можно выдержать исходные массопотоки охлаждающего пара на всем протяжении трактов охлаждения. Экономичность проточных частей в этом случае будет мало отличаться от варианта с подсосами охлаждающего пара. Вырабатываемая при подсосах дополнительная энергия вполне сопоставима с энергией, отбираемой охлаждающим паром от основного рабочего потока путем теплопередачи. Полагаем, что они компенсируют друг друга. Поэтому при дальнейших оценках КПД проточных частей будут учитываться только исходные массопотоки охлаждающего пара.

В этом случае относительный внутренний (термогазодинамический) КПД цилиндра $\eta_{ц}$ может быть оценен по формуле

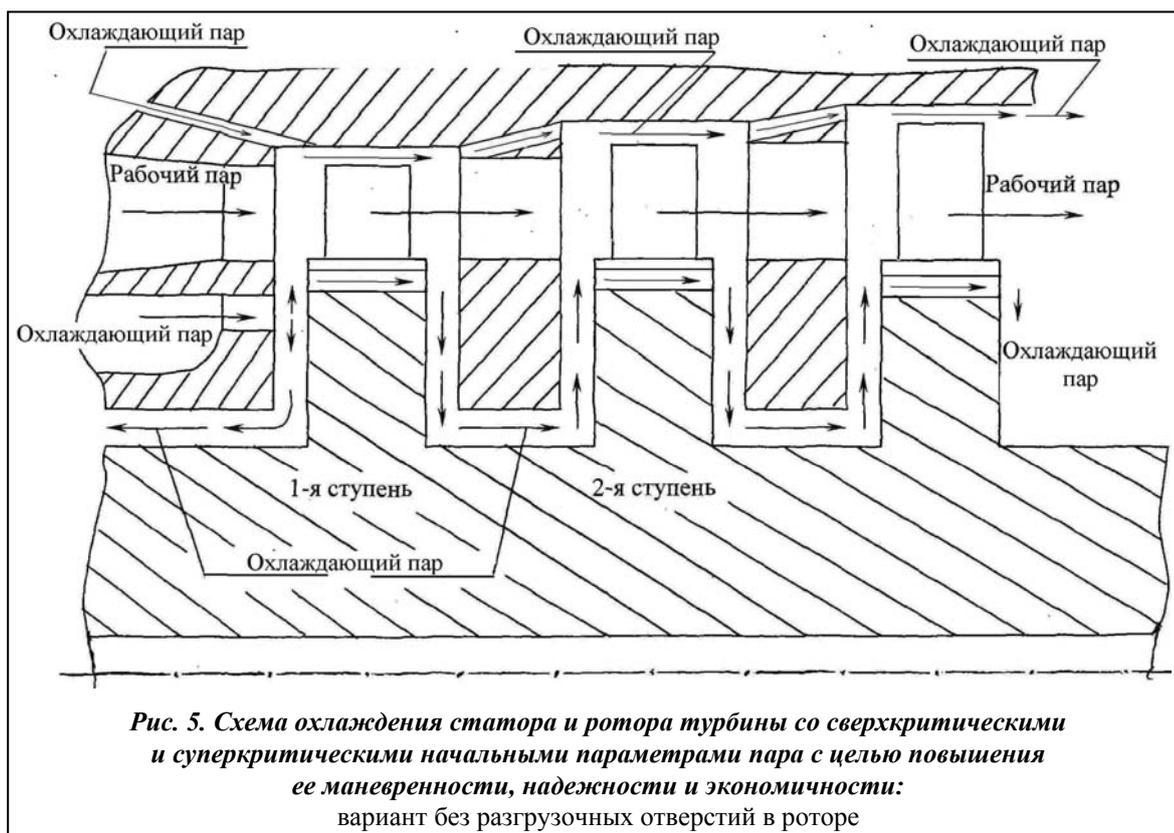


Рис. 5. Схема охлаждения статора и ротора турбины со сверхкритическими и суперкритическими начальными параметрами пара с целью повышения ее маневренности, надежности и экономичности: вариант без разгрузочных отверстий в роторе

$$\eta_{ц} = \eta_0 \left(1 - \frac{G_{yo}}{G_0} \right)^{-1},$$

где η_0 – относительный внутренний КПД цилиндра, определенный с учетом всевозможных утечек рабочего пара; G_{yo} – суммарный расход подводимого к цилиндру охлаждающего пара, учитывающий его расходы через переднее концевое уплотнение, в периферийной зоне рабочих лопаток 1-й ступени и через диафрагменное уплотнение 2-й ступени; G_0 – расход поступающего в цилиндр рабочего пара.

Оценим относительный внутренний КПД ЦСД η_{oc} при охлаждении его статора и ротора (см. рис. 4). Утечка через бандажное уплотнение 1-й ступени будет приблизительно такая же, как через диафрагменное уплотнение 2-й ступени; положим, что она равна 4,0 т/ч. Тогда общий расход охлаждающего пара, поступающего в ЦСД, $G_{yo} = 10,0 + 4,0 = 14,0$ т/ч.

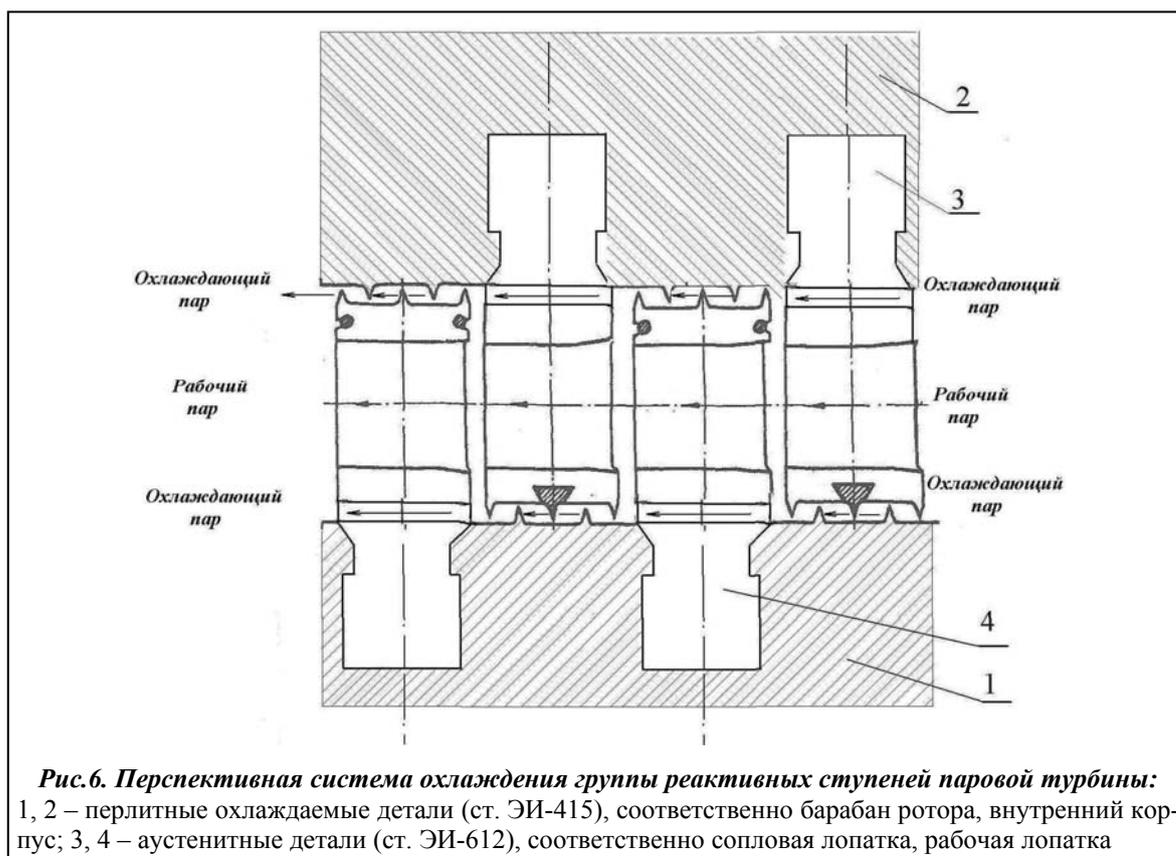
Согласно данным [3] относительный КПД ЦСД, рассчитанный с учетом всех утечек рабочего пара, по несколько заниженным оценкам составляет 89–90%. Поэтому в охлаждаемом ЦСД приблизительно имеем

$$\eta_{oc} = \eta_{ц} = (89-90)(1-14/770)^{-1} = (89-90)(1-0,0182)^{-1} \approx 91-92\%.$$

Натурные испытания модернизированной турбины К-325-240 показывают, что этот коэффициент может достигать 92–93%.

В цилиндре высокого давления (ЦВД) массопотоки утечек суммарно могут достигать 40,0 т/ч, приблизительно по 13,3 т/ч на переднее и бандажное уплотнения 1-й ступени и 13,3 т/ч на диафрагменное уплотнение 2-й ступени. По данным [3] относительный внутренний КПД ЦВД, определенный с учетом всевозможных утечек рабочего пара, может достигать 85-86%. В охлажденном ЦВД (при исходном расходе рабочего пара 960 т/ч) получаем

$$\eta_{ов} = \eta_{ц} = (85-86)(1-40/960)^{-1} = (85-86)(1-0,042)^{-1} \approx 89-90\%.$$



Таковы, по самым скромным оценкам, предельно достижимые значения термогазодинамических (относительных внутренних) КПД в активных проточных частях ЦВД и ЦСД турбоагрегатов типа К-300-240.

Таким образом, по всему контуру роторов и вдоль внутренних корпусов ЦВД и ЦСД может быть выдержана устойчивая завеса (слой) охлаждающего пара. Разумеется, все изложенные предложения должны быть подтверждены обстоятельными численными и экспериментальными исследованиями.

Выполненные расчеты [2] показывают, что если снизить температуру среды, омывающей лимитирующий узел РСД турбины типа К-300-240 на 100 °С (сделав среду охлаждающей), то при пуске из горячего и неостывшего состояний (после 12 и 24 ч остановки) термические напряжения будут незначительными, не влияющими на надежность и продолжительность процесса прогрева-нагрузки. При пуске после 48 ч остановки общее время его составляет всего лишь 0,6 ч, а при пуске из холодного состояния (25 °С) – только 3,5 ч. Таким образом, охлаждение лимитирующих узлов значительно повышает надежность и маневренность турбоагрегата.

На рис. 5 представлена перспективная система охлаждения цилиндров турбин с активной проточной частью, создаваемых для работы на сверхкритических начальных параметрах пара 30–45 МПа и 650–750 °С. Здесь отчасти учитывается конструкция системы охлаждения турбины Файло [1], апробированная в процессе многолетней эксплуатации. Предложения по рациональной организации трактов охлаждения и определению термогазодинамических (относительных внутренних) КПД проточных частей охлаждаемых отсеков такие же, как в вышерассмотренных вариантах. Охлаждаемые детали, несущие основную силовую нагрузку, выполняются из хорошо освоенных высокотехнологичных сталей перлитно-ферритного класса или других хорошо освоенных жаропрочных материалов.

На рис. 6 представлена перспективная система охлаждения цилиндров с реактивной проточной частью для турбин с сверхкритическими начальными параметрами пара

30–45 МПа и 650–750 °С. Здесь учтена конструкция системы охлаждения турбины Р-300-100 (СКР-100), отработанной в процессе эксплуатации на Каширской ГРЭС Мосэнерго. Предложения по рациональной организации трактов охлаждения те же, что и в предыдущих вариантах, но реактивная проточная часть на 2–3% экономичнее активной. Поэтому предельные значения термогазодинамического (относительного внутреннего) КПД в охлажденном ЦВД достигают около 92–93%, в охлаждаемом ЦСД – примерно 94–96% [3].

Выводы

Охлаждение наиболее нагруженных узлов турбоагрегатов на сверхкритические и суперкритические начальные параметры пара является одним из ведущих современных направлений повышения основных показателей их энергоэффективности – экономичности, маневренности, надежности и долговечности (ресурса).

В турбинах на сверхкритические начальные параметры пара (24–25 МПа и 540–565 °С) системы охлаждения роторов и корпусов позволяют свести к минимуму (или полностью устранить) неблагоприятное воздействие ползучести и малоцикловой термической усталости на работоспособность и долговечность (ресурс) базовых, полупиковых и пиковых турбоагрегатов, а также существенно повысить их маневренность.

Охлаждение наиболее термонапряженных узлов, выполняемых из хорошо освоенных материалов, позволяет существенно повысить параметры пара и КПД энергоблока. Так, при суперкритических параметрах пара в конденсационных энергоблоках ТЭС 40 МПа и 750 °С КПД-нетто электростанции может достигать 50%.

Замена высокопотенциальных утечек рабочего пара массопотоками охлаждающего пара позволяет существенно повысить термогазодинамические (внутренние относительные) КПД охлаждаемых цилиндров. Таким способом в ЦВД и ЦСД с активной проточной частью КПД может быть повышен соответственно до 89–90 и 91–92%, в ЦВД и ЦСД с реактивной проточной частью – до 92–93 и 94–96%.

При этом по всему контуру роторов и вдоль внутренних корпусов ЦВД и ЦСД должны быть выдержаны устойчивые завесы (слои) охлаждающего пара. Предполагается, что необходимое распределение массопотоков охлаждающего пара может быть выдержано должным сочетанием величин корневых и периферийных реактивностей в ступенях, проходных площадей разгрузочных отверстий в дисках роторов (если они есть) и уплотнений, а также количеством гребней в уплотнениях. И это, естественно, должно быть результатом тщательных численных и экспериментальных исследований гидравлики такой разветвленной системы движения массопотоков охлаждающего пара.

Литература

1. *Переверзев Д. А.* Синтез рационального теплового состояния теплоэнергетического оборудования / Д. А. Переверзев. – Киев: Наук. думка, 1987. – 136 с.
2. *Переверзев Д. А.* О формировании граничных условий теплообмена при совершенствовании показателей маневренности мощных паротурбинных агрегатов / Д. А. Переверзев, А. Г. Лебедев // Пробл. машиностроения. – 2006. – Т. 9, № 2. – С. 3–14.
3. *Переверзев Д. А.* Экономичность конденсационных турбоустановок и энергоблоков со сверхкритическими и суперкритическими начальными параметрами пара / Д. А. Переверзев, А. Л. Шубенко, Н. В. Лыхвар // Пробл. машиностроения. – 2007. – Т. 10, № 4. – С. 16–26.

Поступила в редакцию
04.05.11