

НАПРАВЛЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН СЕМЕЙСТВА Т-100-130

В.Н. Голошумова, Ю.М. Бродов, А.Г. Михайлов

Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург

Приведен обзор опубликованных материалов о направлении в конструировании цилиндра высокого давления турбин семейства Т-100/120-130. Теплофикационные турбины типа Т-53/67-8,0, Т-113/145-12,4 предназначены для эксплуатации в составе ПГУ, а турбина типа Т-125/150-12,8 – для замены устаревших Т-125/150-12,8. В проекте турбины Т-125/150-12,8 впервые при сопловом парораспределении не предусмотрена камера регулирующей ступени. Это позволило получить в расчетах номинального режима относительный внутренний КПД в регулирующем отсеке 85 % и относительный внутренний КПД проточной части ЦВД 88 %. Применение соплового парораспределения предполагает регулярную работу турбины в переменных режимах. Необходимы газодинамические исследования проточной части нового ЦВД в переменных режимах.

Ключевые слова: паровая турбина, цилиндр высокого давления, корпус цилиндра, ротор, камера регулирующей ступени, относительный межступенчатый зазор, переменный режим.

Введение

Потребности в реконструкции теплофикационных турбин семейства Т-100-130 УТЗ связаны с морально устаревшими отдельными проектно-техническими решениями, ранее заложенными в конструкцию пилотной турбины, а также с появлением в этом вопросе новых современных тенденций и решений. Исходная конструкция турбин семейства Т-100-130 спроектирована в конце 50-х гг. XX в. и изготовлена в 1961 г. с использованием технических решений, которые соответствовали уровню научных и технологических разработок того времени. Эта турбина была в своем классе уникальной и самой мощной в мире. В 1967 г. турбине Т-100-130 первой из турбин в Советском Союзе был присвоен Государственный знак качества, в 1970 г. и 1974 г. был получен также Знак качества.

Совершенствование конструкции цилиндра высокого давления теплофикационных паровых турбин семейства Т-100-130

Третья модификация турбины Т-100/120-130-3 уже была номинальной мощностью 110 МВт и с более высокой экономичностью. Турбина Т-110/120-130 (Т-110) состоит из трех цилиндров. В цилиндре высокого давления (ЦВД) пар расширяется до давления верхнего регенеративного отбора, в цилиндре среднего давления (ЦСД) – до давления нижнего отопительного отбора. Из выходного патрубка цилиндра низкого давления (ЦНД) пар, отработавший в турбине, поступает в паровой объем

поверхностного конденсатора. В турбине применено сопловое парораспределение с двухвенечной регулирующей ступенью (РС). При переменных режимах работы турбины через РС проходит два потока пара с различными параметрами пара и скоростями. Выбор типа РС осуществляется на основе технико-экономических расчетов. Считали оптимальным применение двухвенечной регулирующей ступени (РС), с ограниченным изоэнтропийным перепадом и выполнение ступеней давления с малым диаметром. В ЦВД размещено 9 ступеней. Средний диаметр РС $d_{ср, РС} = 950$ мм, высота рабочей лопатки второго ряда РС $l_{2, РС} = 35$ мм осевая ширина камеры за РС, необходимая для выравнивания потока в окружном направлении после РС $\Delta z = 156,5$ мм, следовательно, относительный межступенчатый зазор РС (ОМЗ) $\bar{\Delta z} = \Delta z / l_{2, РС} = 4,47$; корневой диаметр ступеней давления $d_k = 802$ мм. Применение данной конструкции проточной части ЦВД позволило достичь: КПД в регулирующей ступени 67,9 %; КПД ступеней давления 89,6 %; КПД проточной части ЦВД 84,5 %.

В ЦВД нет обойм для диафрагм ступеней давления. Корпус ЦВД Т-110 сконструирован одностенным, выполнен литьём из теплоустойчивой стали. В корпус цилиндра вварены четыре сопловые коробки РС – две в верхнюю половину и две в нижнюю.

Ротор ЦВД Т-110 – выточен из моноблочной поковки стали 25Х1М1ФА (Р2МА).

В работе [1] представлены подробные расчетные исследования температурного и термонапряженного состояния ротора и корпуса ЦВД турбины Т-110. Расчеты выполнялись методом конечных элементов в ANSYS на основе двухмерных и трехмерных моделей, которые были построены в соответствии с реальными геометрическими размерами ротора и корпуса ЦВД и с учетом максимально возможного количества концентраторов напряжений, таких как тепловые канавки и придисковые галтели в роторах и различные проточки в корпусах цилиндров и стопорных клапанов. Полученное расчетным путем температурное поле сравнивалось с экспериментальными данными, полученными ранее на турбине Т-110/120-130 Ново-Свердловской ТЭЦ. Сравнение полученных в расчете температур на наружной поверхности корпуса с показаниями поверхностных термопар в процессе пуска в зонах 3–4 и 6–7 шпилек отличались не более чем на 15 °С.

Анализ результатов расчетов термонапряженного состояния ротора и корпуса ЦВД турбины Т-110 позволил сделать следующие выводы:

1. В зоне горизонтального разъема корпуса ЦВД за сопловыми коробками наблюдаются максимальные температурные напряжения, которые практически на протяжении всего пуска превышают предел текучести материала корпуса, соответствующий температуре поверхности металла в этой области. В этой зоне всегда имеют место значительные температурные напряжения ($\sigma = 192$ МПа), соответствующие установившемуся температурному полю (т. е. при работе турбины на номинальной нагрузке), которые ниже предела текучести $\sigma'_{0,2} = 210$ МПа, однако превышают предел длительной прочности материала корпуса $\sigma'_{ДП} = 180$ МПа. Зона горизонтального разъема за сопловыми коробками характеризуется значительными осевыми, окружными и радиальными неравномерностями температур, что вызывает сложное напряженно-деформированное состояние в этой зоне (рис. 1).

2. При анализе пусковых режимов работы турбины обнаружены зоны в корпусе ЦВД, в которых возникают недопустимые температурные напряжения, однако несмотря на это, опыт много-

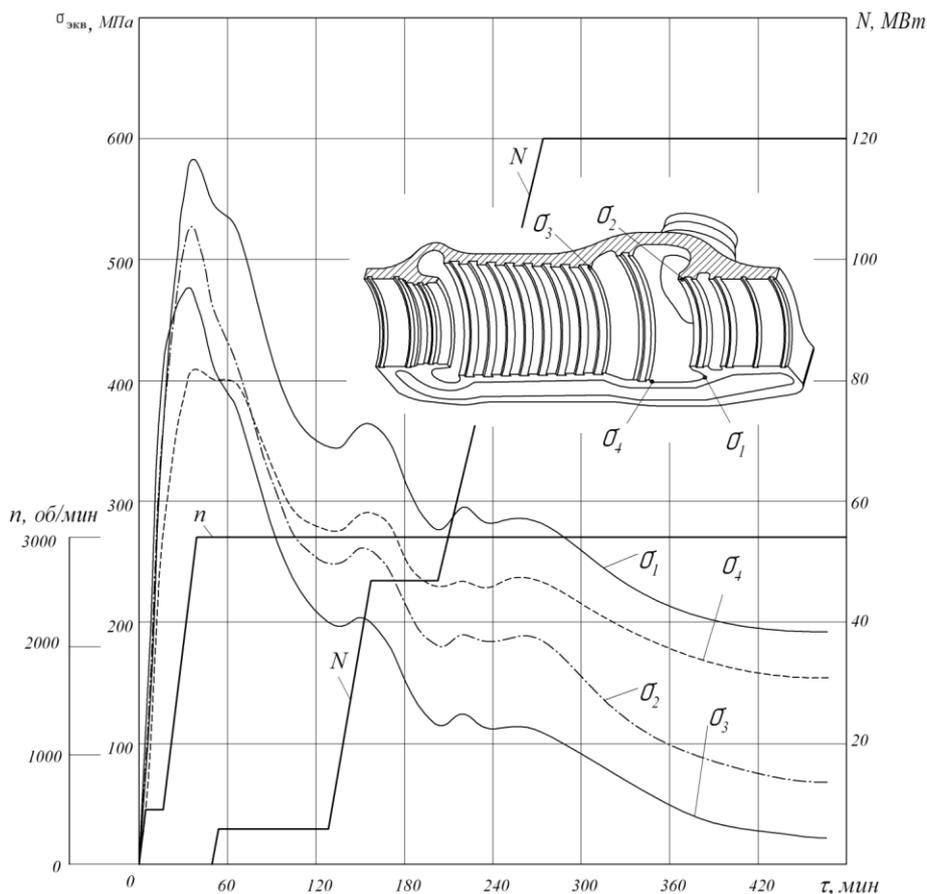


Рис. 1. Кривые изменения температурных напряжений в различных зонах корпуса турбины Т-110/120-130 при пуске из холодного состояния: σ_1 – напряжения в зоне горизонтального разъема за сопловой коробкой; σ_2 – перед первой обоймой ПКУ; σ_3 – перед диафрагмой второй ступени; σ_4 – в зоне горизонтального разъема перед обоймой направляющего аппарата; N – мощность турбины; n – частота вращения ротора

летней эксплуатации паровых турбин УТЗ подтверждает заявленный заводом-изготовителем ресурс корпуса ЦВД 200 000 часов для данных паровых турбин.

3. Наибольшие температурные напряжения в роторе ЦВД при пуске турбины из холодного состояния возникают не только на обогреваемой поверхности в зоне концентраторов напряжений – тепловых канавок концевых и диафрагменных уплотнений, как у большинства роторов паровых турбин, но и на поверхности осевого канала под диском РС. Эти напряжения, по мнению авторов, обусловлены наличием в зоне диска РС при пусках ярко выраженного холодного пятна под ним (рис. 2).

4. Снижение напряжений в корпусе ЦВД возможно только существенным изменением конструкции ротора и отливки корпуса, что является сложной, но выполнимой конструкторско-технологической задачей.

Совершенствование конструкции ЦВД турбин семейства Т-110 проводилось поэтапно, с максимальным использованием проверенных в эксплуатации данных по узлам и деталям предшествующих моделей. Конструкторы стремились к модульному проектированию; они отказались от проектирования уникальных, специальных узлов и деталей в пользу создания «библиотеки» (банка) универсальных модулей.

На первом этапе был выполнен проект ЦВД турбины Т-53/67-8,0 (Т-53) для ПГУ-230Т – парогазовой установки с двумя контурами давления. Турбоустановка предназначена для работы в базовой части графиков нагрузки, поэтому в конструкции ротора ЦВД турбины отказались от РС. Предусмотрено дрессельное парораспределение, что является общепринятым решением для паровых турбин, работающих в составе ПГУ.

Проведенные расчеты температурных полей и температурных напряжений в роторе ЦВД при пуске из холодного состояния [2] показали, что в роторе на протяжении всего пуска по инструкции завода-изготовителя не возникает напряжений,

превышающих предел текучести роторной стали 25Х1М1ФА (Р2МА).

Корпус ЦВД турбины Т-53 – одностенный, литой, из той же отливки, что и для Т-110. В нем размещено 10 ступеней давления с диаметром корня рабочих лопаток $d_k = 800$ мм. Для установки первой обоймы переднего концевое уплотнения (ПКУ) и образования камеры отсоса пара после первого отсека ПКУ в корпус вваривались Г-образные полукольца, к которым приваривался козырёк. На рис. 3 представлены расчетные кривые изменения эквивалентных напряжений в корпусе ЦВД турбины Т-53 [2] при пуске из холодного состояния по графику УТЗ.

Наиболее «гермонапряженным» сечением корпуса ЦВД Т-53 является зона приварки Г-образного полукольца к корпусу турбины. Во время разворота ротора в данной зоне возникают максимальные температурные напряжения $\sigma_3 = \sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = 447$ МПа. Столь высокие температурные напряжения объясняются тем, что стенки полукольца омываются паром как изнутри, так и снаружи и достаточно быстро прогреваются, в отличие от стенки и фланцев корпуса, к которым оно приварено. В результате в сварном шве возникают значительные температурные напряжения, обусловленные стеснением теплового расширения полукольца. Через некоторое время при прогреве стенки и фланцев корпуса температурные напряжения в этой зоне снижаются до значения $\sigma_3 = 161$ МПа, однако при последующем увеличении нагрузки турбины способом «скользящего давления» возрастают до значения $\sigma_3 = 367$ МПа.

Также высокие температурные напряжения наблюдаются в изгибе полукольца (в камере отсоса пара после первого отсека ПКУ) $\sigma_4 = 368$ МПа и в области паровпуска в зоне радиусного перехода $\sigma_2 = 394$ МПа. Наибольшие температурные напряжения, возникающие в зоне уплотняющего пояса горизонтального разъема корпуса цилиндра, составляют $\sigma_1 = 193$ МПа, что значительно

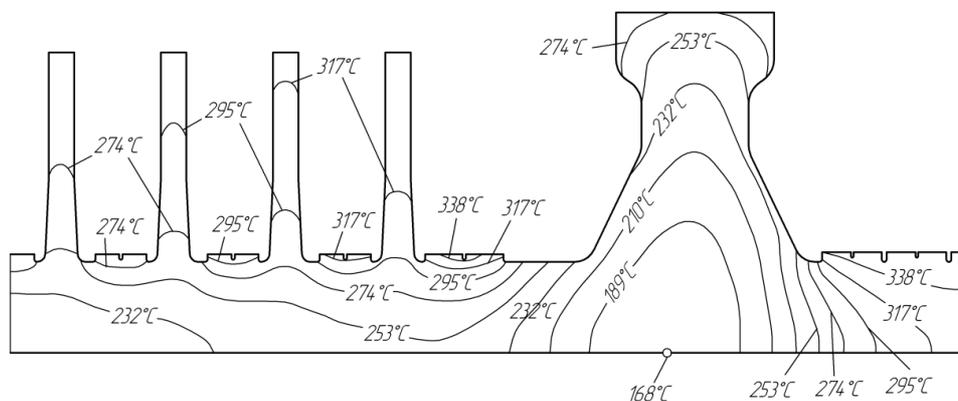


Рис. 2. Температурное поле ротора высокого давления турбины Т-110/120-130 при пуске из холодного состояния через 20 мин после разворота ротора

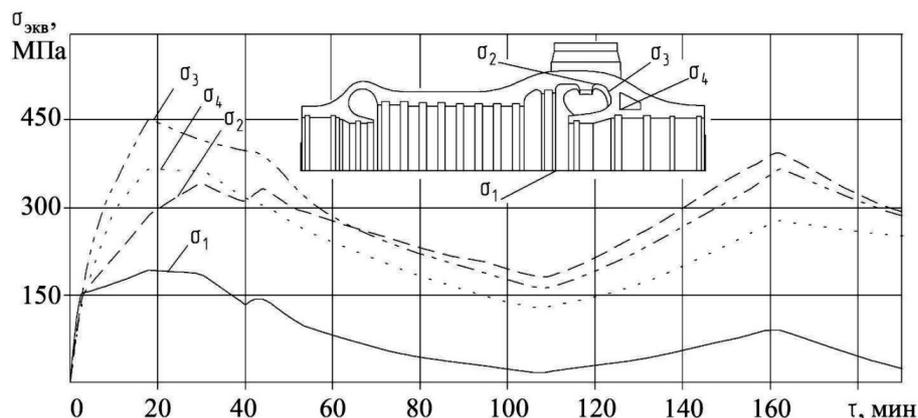


Рис. 3. Расчётные зависимости изменения эквивалентных температурных напряжений в корпусе ЦВД при пуске турбины Т-53/67-8,0 из холодного состояния по графику УТЗ: σ_1 – зона уплотняющего пояска горизонтального разъёма корпуса; σ_2 – область паровпуска в зоне радиусного перехода стенки корпуса; σ_3 – зона приварки Г-образного полукольца к корпусу; σ_4 – изгиб полукольца в камере отсоса пара после первого отсека ПКУ

меньше, чем напряжения в других зонах. Данное обстоятельство свидетельствует о положительном эффекте применения системы обогрева фланцевых соединений как средства для уменьшения температурных напряжений.

Расчет температурных напряжений в ЦВД для номинального режима работы турбины показал, что максимальные температурные напряжения в корпусе ВД возникают в зоне приварки Г-образных полуколец и составляют $\sigma_3 = \sigma_{\text{экв}}^{\text{max}} = 118$ МПа. Напряжения в других характерных зонах равны: $\sigma_1 = 28$ МПа, $\sigma_2 = 110$ МПа, $\sigma_4 = 96$ МПа.

Следующий этап совершенствования конструкции ЦВД реализован в проекте теплофикационной турбины Т-113/145-12,4 (Т-113) для ПГУ-410Г – парогазовой установки с тремя контурами давления и промежуточным перегревом.

Корпус ЦВД Т-113 выполнен двухкорпусным и состоит из наружного и внутреннего корпусов; обойм диафрагм нет. Необходимость установки внутреннего корпуса обусловлена тем, что использование однокорпусной конструкции не обеспечивает необходимые прочность и плотность вследствие высокого давления и температуры в камере паровпуска после блока клапанов (11,9 МПа; 557 °С). Наружный корпус ЦВД выполнен на базе отливки ЦВД турбины для Т-110. В наружном корпусе размещены 9 ступеней, первые 2 – во внутреннем. Внутренний корпус выполнен сборным для улучшения технологичности отливки. Он состоит из литой части, которая включает в себя верхнюю образующую корпуса, паровпускные патрубки и фланцы горизонтального разъёма, а также ковальной части, которая представляет собой нижнюю образующую корпуса. Основная особенность конструкции заключается в том, что предусмотрена за-

тяжка горизонтального разъёма внутреннего цилиндра не только его наружной (литой части), но и внутренней (кованой) части, что, в свою очередь, обеспечивает плотность внутреннего корпуса, т. е. исключает протечки пара по горизонтальному разъёму цилиндра.

Следующий шаг совершенствования конструкции ЦВД реализован при проектировании теплофикационной турбины нового поколения, предназначенной для замены устаревших турбин семейства Т-100.

В [3] приведены сведения о новой турбине Т-125/150-12,8. ЦВД турбины выполнен двухкорпусным и состоит из наружного и внутреннего корпусов, двух обойм для установки диафрагм, обойм и коробок концевых уплотнений. Оба корпуса выполнены литьем. Схема движения пара в цилиндре прямоточная. Форма литых корпусов максимально приближена к геометрическим примитивам – цилиндрам. Такая форма корпусов ЦВД позволяет обеспечить качественное строго направленное затвердевание металла в процессе литья [4], вероятность возникновения дефектов литья уменьшается, а также снижаются термические напряжения в корпусах на переходных режимах работы турбины. Во внутреннем корпусе размещена кольцевая камера паровпуска, внешняя поверхность которой является стенкой внутреннего корпуса, а внутренняя поверхность образована обоймой уплотнений. Обойма уплотнений устанавливается в расточке внутреннего корпуса ЦВД. Кольцевая камера разделена на четыре отсека радиальными перегородками. Для каждого отсека предусмотрена паровпускная труба, которая связана со своим регулирующим клапаном, что обеспечивает сопловое парораспределение. Конструкция паровпуска ЦВД без сопловых коробок проще и одно-

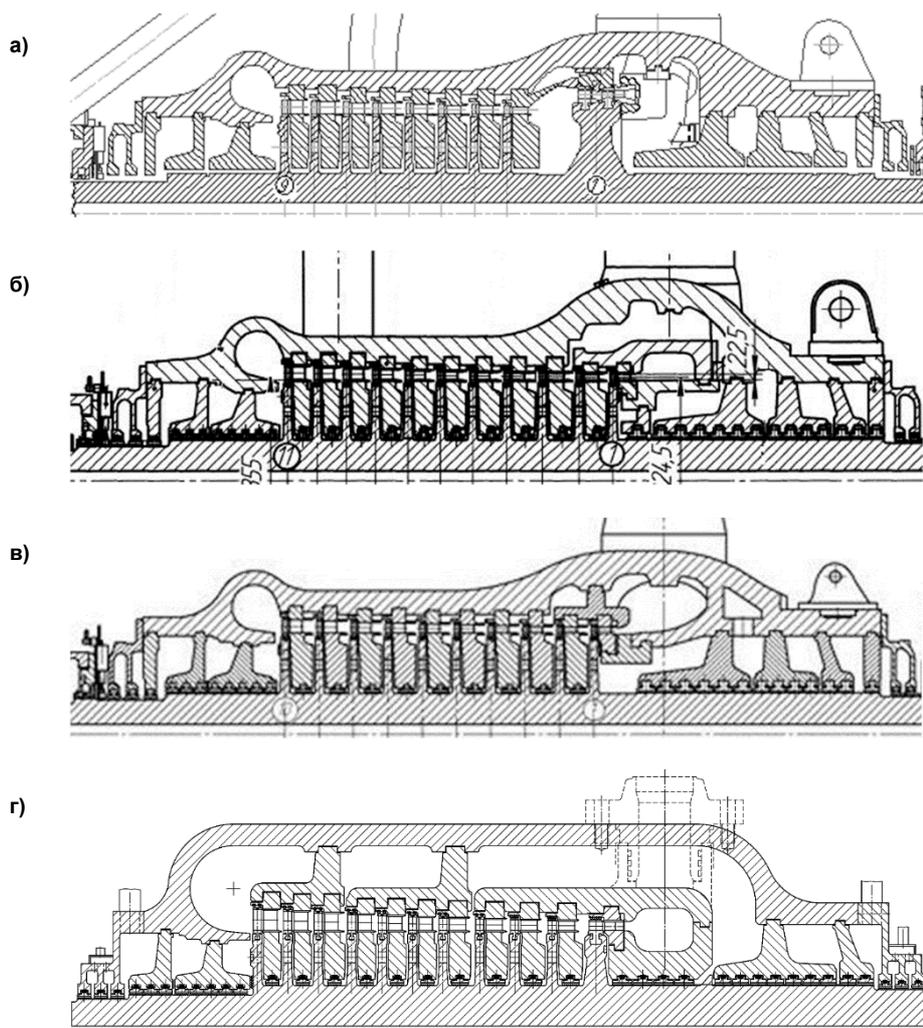


Рис. 4. Конструкции ЦВД турбин семейства Т-100: а – Т-110/120-130 (Т-110); б – Т-113/145-12,8 (Т-113); в – Т-53/67-8,0 (Т-53); г – Т-125/150-12,8 (Т-125)

временно позволяет увеличить степень парциальности РС до $\varepsilon = 0,9$ на номинальном режиме работы турбины. Между тем, сопловое парораспределение и на сегодняшний день является наиболее эффективным и надежным способом изменения расхода, а значит, мощности турбин.

Проточная часть ЦВД состоит из РС и 10 ступеней давления, первые четыре из которых расположены во внутреннем корпусе цилиндра и образуют регулирующий отсек. Средний диаметр РС $d_{ср, РС} = 833$ мм, высота рабочей лопатки РС $l_{2, РС} = 33$ мм, корневой диаметр ступеней давления $d_k = 800$ м. В конструкции внутреннего корпуса ЦВД расстояние между выходными кромками рабочих лопаток РС и входными кромками сопловых лопатки следующей ступени $\Delta z = 60$ мм, следовательно, ОМЗ $\Delta \bar{z}_{РС} = \Delta z_{РС} / l_{2, РС} = 1,82$. Это пространство можно интерпретировать как КРС.

Применение данной конструкции ЦВД позволило: на номинальном режиме работы турбины

повысить КПД в регулирующем отсеке до 85 % и тем самым увеличить КПД всей проточной части ЦВД; достичь уровня относительного внутреннего КПД проточной части ЦВД до 88 %; уменьшить термические напряжения в стенках наружного и внутреннего корпусов ЦВД в время пусков паровой турбины.

На рис. 4 для сравнительного анализа приведены конструкции ЦВД турбин семейства Т-100.

Совершенствование камеры за регулирующей ступенью при сопловом парораспределении для ее эффективности в переменных режимах

В работах [5–7] выполненных в СПбГПУ, БГТУ, МЭИ (ТУ), приведены результаты проведенных авторами экспериментальных работ по выбору конструктивных и режимных параметров парциального отсека с сопловым парораспределением и способам совершенствования КРС. Выводы этих исследователей не противоречат друг другу. На рис. 5 по данным [5] приведен график, на

котором показано изменение относительного максимального КПД РС $\bar{\eta}_{\max}$ в зависимости от ОМР $\Delta\bar{z}$, где $\bar{\eta}_{\max} = \eta_{\max}^{\text{КРС}} / \eta_{\max}$; $\eta_{\max}^{\text{КРС}}$ – максимальный КПД РС для каждого из выбранных ОМР, η_{\max} – максимальный КПД РС.

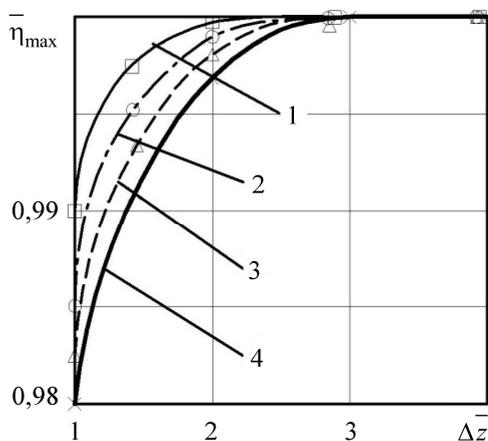


Рис. 5. Зависимость относительного максимального КПД РС от ОМР КРС: 1 – $\varepsilon = 0,23$; 2 – $\varepsilon = 0,5$; 3 – $\varepsilon = 0,7$; 4 – $\varepsilon = 1$

В работе [6] рассмотрен вариант с установкой в пространство КРС специальных экранов выравнивающих потоки пара, после РС. Приведены доказательства, подтвержденные экспериментально, согласно которым наибольший эффект имеет место при использовании цилиндрического перфорированного экрана. В 3 раза снизился коэффициент неравномерности потока при входе в сопловой аппарат первой ступени давления при одновременном снижении потерь энергии в КРС.

В работах НТУ «ХПИ» [7–9] также нет выводов с отказом от КРС в ЦВД; все исследования ведутся для конструкций с КРС.

В [7] приведены результаты численных исследований переменных режимов паровых турбин. Представлена методика многоуровневой оптимизации потенциального графика эксплуатации турбины (т. е. изменения расхода пара через проточную часть) еще на стадии проектирования новой или модернизации существующей турбины. Методика основана на теории планирования эксперимента.

В работе [8] предлагается разрабатывать оптимизированный алгоритм позиционирования регулирующих клапанов для каждой нагрузки энергоблока, который обеспечит максимальную экономичность работы проточной части турбины.

В работе [9] представлены результаты исследования возможности улучшения маневренных характеристик и газодинамической эффективности паровых турбин за счет использования регулирующих ступеней осевого и радиально-осевого типов с поворотными лопатками направляющих аппаратов. Показано, что применение поворотных

лопаток направляющего аппарата первой ступени обеспечивает все режимы работы турбины без применения частичного подвода пара и с большей газодинамической эффективностью. Показано, что проточная часть с регулирующей ступенью радиально-осевого типа имеет лучшие газодинамические характеристики по сравнению с осевой ступенью. Исследования проводились на примере модифицированных первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5.

Проведенный анализ направления совершенствования конструкции ЦВД теплофикационных паровых турбин семейства Т-100-130 УТЗ выявил замечание о целесообразности дополнительных газодинамических расчетов проточной части нового ЦВД для турбины Т-125 в переменных режимах.

Был проведен проверочный расчет переменного режима турбины Т-125 по известной методике [10] для общего случая работы активной турбины без отдельных ступеней в одномерной постановке. В нашем случае: без рабочих лопаток второй ступени; расстояние между выходными кромками рабочих лопаток РС и входными кромками сопловых лопатки третьей ступени $\Delta z \approx 200$ мм; ОМЗ получим примерно $\Delta z_{\text{РС}} = \Delta z_{\text{РС}} / l_{2, \text{РС}} \approx 6,06$;

парциальность РС $\varepsilon = 0,9$; параметры свежего пара номинальные. В результате расчетов получено, что при удалении одной ступени для формирования КРС мощность ЦВД падает почти на 1,5 МВт, но при этом критерии прочности для рабочих лопаток соблюдаются.

Этот искусственный переменный режим реализуется, если организовать в ЦВД КРС за счет изменения конструкции РВД. Для организации КРС снимаются рабочие лопатки первой ступени давления и вместо них устанавливаются в замковые гнезда только хвостовики, отрезанные от снятых лопаток. На место её диафрагмы устанавливается фальш-диафрагма, имеющая на месте лопаток соплового аппарата ребра жесткости, не мешающие перемешиванию потока. Фальш-диафрагма предотвращает возможные вибрации ротора и возникновение акустических резонансных колебаний, создает оптимальную аэродинамику меридиональных обводов КРС. Похожий способ эксплуатации паровой турбины описан в патенте [11].

Заключение

Проведенный анализ направлений совершенствования конструкции ЦВД теплофикационных паровых турбин семейства Т-100-130 УТЗ установил обоснованность принятых для турбины Т-125/150-12,8 новых решений при проектировании проточной части ЦВД. Они обеспечивают относительный внутренний КПД проточной части ЦВД до 88 % при работе турбины на номинальном режиме. Применение соплового парораспределения в новой конструкции предполагает регулярную работу турбины в переменных режимах.

Необходимы дополнительные газодинамические исследования проточной части нового ЦВД в переменных режимах.

Показано, что вопросы проектирования проточной части паровых турбин с учетом анализа переменных режимов их работы, потенциально задаваемых эксплуатацией, являются актуальными для теплоэнергетики и турбостроения. Резервом повышения КПД проточной части ЦВД является совершенствование конструкции регулирующей ступени, а также оптимизация геометрии камеры регулирующей ступени.

Литература

1. Ивановский, А.А. Исследование термонапряжённого состояния корпусов цилиндров высокого давления теплофикационных паровых турбин / А.А. Ивановский, В.Л. Похорилер, В.Н. Голошумова // Тяжёлое машиностроение. – 2007. – № 8. – С. 2–5.

2. Кляйнрок, И.Ю. Определение «критических» элементов конструкции паровой турбины, ограничивающих маневренность парогазового энергоблока / И.Ю. Кляйнрок, В.Н. Голошумова, Ю.М. Бродов // Тяжёлое машиностроение. – 2012. – № 4. – С. 15–17.

3. Теплофикационная паровая турбина Т-125 150-12,8 / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, А.А. Гольдберг и др. // Теплоэнергетика. – 2014. – № 12. – С. 3–11.

4. Сахнин, Ю.А. Опыт эксплуатации турбин типа Т-100-130 с установленными сотовыми уплотнениями / Ю.А. Сахнин, С.В. Ушинин, О.А. Голованов // Электрические станции. – 2014. – № 12. – С. 7–11.

5. Осипов, А.В. Результаты экспериментального исследования течения потока в уравнитель-

ной камере за регулирующей ступенью. / А.В. Осипов, А.Н. Голушко, А.В. Бирюков. // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2011. – № 3 (31). – С. 80–87.

6. Снижение неравномерности параметров потока при входе в сопловой аппарат первой регулируемой ступени паровой турбины с сопловым парораспределением / А.Е. Зарянкин, Н.А. Зройчиков, С.В. Арианов и др. // Теплоэнергетика. – 2006. – № 11. – С. 4–9.

7. Бойко, А.В. Численное исследование эффективности уравнительной камеры за регулирующей ступенью на разных режимах работы / А.В. Бойко, А.П. Усатый, Е.П. Авдеева // Вісник НТУ «ХПИ». – 2014. – № 1. – С. 6–11.

8. Бойко, А.В. Комбинаторный алгоритм управления регулирующими клапанами системы соплового парораспределения // А.В. Бойко, А.П. Усатый // Вісник НТУ «ХПИ». – 2011. – № 5. С. 5–14.

9. Русанов, А.В. Оценка возможности применения поворотных лопаток направляющего аппарата ступеней осевого и радиально-осевого типов ЦВД для регулирования режима работы паровой турбины К-325-23,5/ А.В. Русанов, А.И. Косьянова // Вісник НТУ «ХПИ». – 2012. – № 7. – С. 39–48.

10. Самойлович, Г.С. Переменный режим работы паровых турбин / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский // Государственное энергетическое издательство. – М.: Л., 1955. – 280 с.

11. Пат. 2131978 Российская Федерация. Способ эксплуатации паровой турбины / Г.Д. Баринберг; заявитель и патентообладатель Баринберг Григорий Давидович; заявл. 21.10.1997; опубл. 20.06.1999 – <http://www.findpatent.ru/patent/213/2131978.html>.

Голошумова Вера Николаевна, канд. техн. наук, кафедра «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института, Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; v_goloshumova@mail.ru.

Бродов Юрий Миронович, д-р техн. наук, профессор, кафедра «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института, Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; turbine66@mail.ru.

Михайлов Алексей Геннадьевич, студент, кафедра «Турбины и двигатели» Уральского энергетического института, Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, г. Екатеринбург; mikhailov070@mail.ru.

Поступила в редакцию 17 августа 2015 г.

DIRECTIONS OF PERFECTION OF DESIGN HIGH-PRESSURE CYLINDER STEAM TURBINE COGENERATION FAMILY T-100-130

V.N. Goloshumova, v_goloshumova@mail.ru,

Yu.M. Brodov, turbine66@mail.ru,

A.G. Mikhaylov, mixailov070@mail.ru

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russian Federation

An overview of published materials about the directions in the design of high-pressure cylinder turbine family T-100/120-130. Cogeneration turbines types T-53/67-8,0, T-113/150-12,4 designed for use as part of PSU. Turbine type T-125/145-12,8 is designed to replace obsolete turbines T-125/145-12,8. In the project turbine T-125/145-12,8 for the first time (with nozzle steam distribution) is not provided the control stage camera. It is possible to obtain in the calculations the nominal regime relative internal efficiency in the control compartment 85 % and efficiency ratio of turbine flow channel high-pressure cylinder 88 %. The use of nozzle steam distribution includes regular operation of the turbine in variable regimes.

Keywords: steam turbine, high-pressure cylinder, cylinder body, rotor, the governing stage, relative clearance between the stages, variable regime.

References

1. Ivanovskiy A.A., Pokhoriler V.L., Goloshumova V.N. [Research Thermostressed State Corps High Pressure Cylinders Cogeneration Steam Turbines]. *Tyazheloe mashinostroenie* [Heavy Engineering], 2007, no. 8, pp. 2–5. (in Russ.)
2. Klyaynrok I.Yu., Goloshumova V.N., Brodov Yu.M. [Determination of the Critical Elements of the Steam Turbine Construction, Which Restrict Maneuverability of the Combined-Cycle Plant]. *Tyazheloe mashinostroenie* [Heavy Engineering], 2012, no. 4, pp. 15–17. (in Russ.)
3. Valamin A.E., Kultyshev A.Yu., Gol'dberg A.A., Sakhnin Yu.A., Bilan V.N., Stepanov M.Yu., Polyayeva E.N., Shekhter M.V., Shibaev T.L. [Cogeneration Steam Turbine T-125 150-12,8]. *Teploenergetika* [Heat and Power Engineering], 2014, no. 12, pp. 3–11. (in Russ.)
4. Sakhnin Yu.A., Ushinin S.V., Golovanov O.A. [Experience in Service Turbines of Type T-100-130 with Honeycomb Seals]. *Elektricheskie stantsii* [Electric Power Plants], 2014, no. 12, pp. 7–11. (in Russ.)
5. Osipov A.V., Golushko A.N., Biryukov A.V. [The Results of an Experimental Study of Currents Stream in the Balance Chamber per Governing Stage]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Herald of Bryansk State Technical University], 2011, no. 3 (31), pp. 80–87. (in Russ.)
6. Zaryankin A.E., Zroychikov N.A., Arianov S.V., Paramonov A.N., Fichoryak O.M. [Reducing the Unevenness the Flow Parameters at the Entrance to the Nozzle Assembly First Unregulated Stage of the Steam Turbine with Nozzle Steam Distribution]. *Teploenergetika* [Heat and Power Engineering], 2006, no. 11, pp. 4–9. (in Russ.)
7. Boyko A.V., Boyko A.V., Usaty A.P., Avdeeva E.P. [Numerical Study of the Effectiveness of Equalizing Cameras per Regulating the Stage at Different Modes of Operation]. *Вісник НТУ «ХіПІ»* [Herald NTU “KhPI”], 2014, no. 1, pp. 6–11. (in Russ.)
8. Boyko A.V., Usaty A.P. [The Combinatorial Control Algorithm for Control Valves Nozzle Steam Distribution]. *Вісник НТУ «ХіПІ»* [Herald NTU “KhPI”], 2011, no. 5, pp. 5–14. (in Russ.)
9. Rusanov A.V., Kos'yanova A.I. [Evaluation of the Possibility of Using the Rotary Guide Blades Stages Axial and Radial-Axial Type HPC to Control the Operating Mode of the Steam Turbine K-325-23,5]. *Вісник НТУ «ХіПІ»* [Herald NTU “KhPI”], 2012, no. 7, pp. 39–48. (in Russ.)
10. Samoylovich G.S., Troyanovskiy B.M. *Peremennyy rezhim raboty parovykh turbin* [Variable Modes of Steam Turbines]. Moscow, Leningrad, State Energy Publ., 1955. 280 p.
11. Barinberg G.D. *Sposob ekspluatatsii parovoy turbiny* [Method of Operating a Steam Turbine]. Patent RF, no. 2131978, 1999.

Received 17 August 2015

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Голошумова, В.Н. Направления совершенствования конструкции цилиндра высокого давления теплофикационных паровых турбин семейства Т-100-130 / В.Н. Голошумова, Ю.М. Бродов, А.Г. Михайлов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2015. – Т. 15, № 4. – С. 5–12. DOI: 10.14529/power150401

FOR CITATION

Goloshumova V.N., Brodov Yu.M., Mikhaylov A.G. Directions of Perfection of Design High-Pressure Cylinder Steam Turbine Cogeneration Family T-100-130. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2015, vol. 15, no. 4, pp. 5–12. (in Russ.) DOI: 10.14529/power150401