

УДК 62.135

В. Л. ШВЕЦОВ, канд. техн. наук; главный конструктор паровых и газовых турбин ОАО «Турбоатом», Харьков;
И. И. КОЖЕШКУРТ, начальник отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;
В. А. КОНЕВ, начальник сектора ОАО «Турбоатом», Харьков;
В. Г. СОЛОДОВ, д-р техн. наук, проф.; проф. ХНАДУ, Харьков;
А. А. ХАНДРИМАЙЛОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. ХНАДУ, Харьков

ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫХЛОПНОГО ОТСЕКА ЦНД «СТУПЕНЬ-ДИФфуЗОР»

Выполнено численное исследование аэродинамических и энергетических характеристик последней ступени ЦНД мощной паровой турбины с предвключенным каналом межступенчатого зазора и входным участком канала диффузора выхлопного патрубка на стационарном режиме с использованием свойств влажного пара на основе односкоростного приближения и равновесной конденсации. Представлена трехмерная структура, осредненные аэродинамические характеристики элементов отсека, энергетические характеристики каналов ступени. Анализируется влияние геометрических элементов – щели отсоса влаги, проволоночной демпферной связи и периферийного цельнофрезерованного полочного бандажа на течение в каналах ступени. Обсуждается эффект и параметры струи надбандажной протечки на течение в диффузоре, влияние проволоночной демпферной связи на энергетические характеристики ступени. Исследован эффект возможного перетекания пара через технологическую щель в лопатке вблизи проволоночной демпферной связи.

Ключевые слова: последняя ступень ЦНД, система влагоудаления, осекольцевой диффузор, численное моделирование, влажный пар, аэродинамические, энергетические характеристики.

Введение

Статья посвящена численному исследованию аэродинамических и энергетических характеристик последней ступени ЦНД мощной паровой турбины с предвключенным каналом межступенчатого зазора и входным участком канала диффузора выхлопного патрубка на стационарном режиме с использованием свойств влажного пара. Представлена трехмерная структура, осредненные аэродинамические характеристики элементов отсека, энергетические характеристики каналов ступени. Анализируется влияние геометрических элементов – щели отсоса влаги, проволоночного и периферийного бандажей на течение в каналах ступени. Обсуждается эффект и параметры надбандажной струи протечки на течение в диффузоре, влияние проволоночного бандажа на энергетические характеристики ступени. Исследование проведено расчётными методами с использованием авторского программного комплекса *MTFS*[®].

1 Описание объекта исследования и особенности численной модели

Выхлопной отсек ЦНД включает последнюю ступень и фрагмент осерадиального диффузора. Проточная часть отсека с предпоследней ступенью приведена на рис. 1. Характерными особенностями ступени являются «обратная закрутка» сопловых лопаток, цельнофрезерованный полочный бандаж, одна промежуточная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Рабочее колесо уплотнено надбандажным кольцом. Монтажный зазор между наружной поверхностью бандажа, имеющего форму многогранника с 104 гранями, и внутренней цилиндрической поверхностью кольца, является переменным. На номинальном режиме зазор составляет 8,5 мм, в зоне стыка отдельных полок – 7,68 мм. Козырек крепится к

© В.Л. Швецов, И.И. Кожешкурт, В.А. Конев, В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов, 2014

ободу диафрагмы посредством 36 дистанционных втулок диаметром 50 мм.

Некоторые данные отсека: высота сопла 1000 мм, угол периферийного меридионального раскрытия 40° ; высота РЛ 1030 мм, веерность РЛ – 2,46; степени расширения: осерадиального диффузора – 2,3, патрубка – 1,96; частота вращения ротора 50 с^{-1} .

Между торцом обода диафрагмы и полкой козырька существует канал влагоудаления из межвенцового пространства ступени. Обтекаемая поверхность козырька профилирована и является первой частью обечайки диффузора выхлопного патрубка. Со второй частью обечайки она сочленяется через замкнутую вихревую камеру. Форма этого участка обечайки оказывает существенное влияние на работу диффузора. Проточная часть ступени завершается фрагментом осерадиального диффузора с расширительными камерами на периферии и у корня рабочего венца. Описанные особенности проточной части смоделированы в полном объеме (рис. 2).

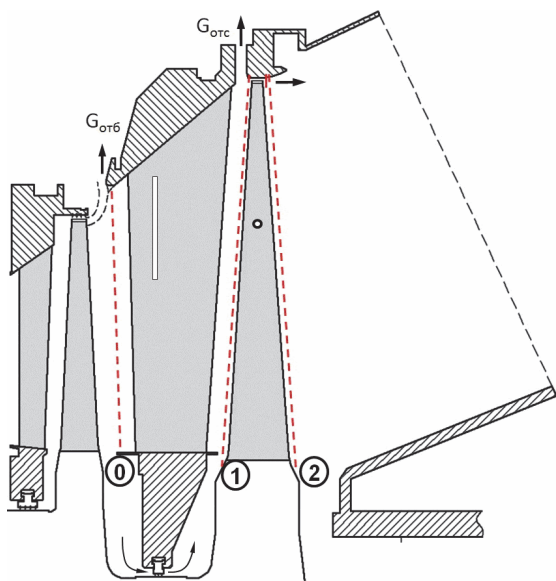


Рис. 1 – Схема проточной части отсека ЦНД

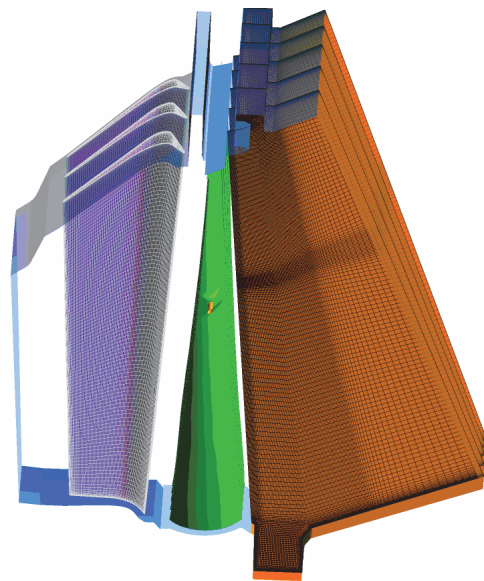


Рис. 2 – Сеточная модель

Краткое описание особенностей численной модели. Течение в каждой расчетной подобласти описывается полной системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Система дополняется дифференциальными уравнениями модели турбулентности. Интегрирование системы уравнений Навье-Стокса и ассоциированных уравнений осуществляется с помощью программного комплекса *MTFS*[®], который описан и тестирован в [1–3]. Расчетные подобласти аппроксимируются неструктурированными гексаэдральными сетками. Применяемая версия солвера использует неявную разностную TVD схему конечных объемов 2-го порядка точности [4]. Твердые стенки предполагаются адиабатическими, на них задается условие прилипания и равенство нулю эффективной вихревой вязкости. Турбулентные эффекты описаны на основе SST модели Ментера.

Мощности сеточного разбиения составляют более 1,8 млн. гексаэдров в расчетной области соплового аппарата и 2,0 млн. гексаэдров в области рабочего канала. В целом модель ступени и фрагмента диффузора построена на сетке около 5,0 млн. гексаэдров, что обеспечивает параметр пограничного слоя Y^+ менее 2 и приемлемую точность моделирования. Пограничные слои описываются облегчающими гексаэдральными сетками на основе экспоненциального сгущения ячеек к стенкам.

В исследовании применена стационарная модель ступени с осреднением потоков массы, импульса и энергии в окружном направлении в межступенчатом зазоре за время прохождения лопатки ротора вдоль шага решетки статора. Расчеты вариантов последней ступени выполнялись при задании на входе равномерных в окружном направлении распределений полных параметров – давления, температуры, влажности и направления потока, взятых из теплового расчета. На выходе из фрагмента диффузора, а также в щели отсоса влаги задавалась величина противодавления, совпадающая с давлением в конденсаторе. Все расчеты выполнены на основе модели влажного пара, заданного таблицами водяного пара. Использовано односкоростное приближение равновесной конденсации (без учета переохлаждения).

Методика обработки данных расчетных исследований. В результате каждого расчета находились поля статических параметров – давления, плотности, температуры, степени влажности, энтальпии, энтропии, и трех компонент вектора скорости в абсолютной (либо вращающейся) системе отсчета, ассоциированные с центрами расчетных ячеек. Методика обработки данных численного эксперимента [5, 6] для получения интегральных параметров в характерных сечениях расчетной области использовала в каждом поперечном мерном сечении канала ступени (0–2, рис. 1) осреднение по массовому расходу вдоль окружной координаты. Получаемые одномерные радиальные распределения интерполируются в центры слоев постоянного расхода. Для вычисления энергетических характеристик ступени и, в частности, относительных потерь кинетической энергии, относительного лопаточного КПД ступени применялось сравнение расчетных и теоретических энтальпий, полученных из таблиц водяного пара.

2 Результаты исследования исходного варианта последней ступени ЦНД с длиной РЛ 1030 мм

Характеристики исследованных вариантов ступени и некоторые результаты исследований представлены в табл. и рис. 3–10. Исходная модель ступени (№ 1) работает на номинальном режиме при $GV_2 = 1871,55 \text{ м}^3/\text{с}$. Потери кинетической энергии (КЭ), отнесенные к располагаемому перепаду на ступень, в сопловой решетке составляют 3,83 %, в рабочей решетке – 3,74 %, КПД составляет 92,4 %.

Особенности течения. Поток из соплового аппарата в исходной модели (58,14 кг/с, вар. № 1) разделяется на три части: часть, уходящую в щель отсоса влаги (около 6,44 кг/с), в надбандажную струю (1,25 кг/с) и основной поток через рабочий венец (50,45 кг/с). Течение в сопловых каналах характеризуется небольшим набуханием пограничного слоя на вогнутой стороне профилей в области наибольшей кривизны. Отрицательная перекрышка на выходе у корня сопловой лопатки создает набухший погранслой на входе в РК. Струя в щель отсоса реализуется при средней скорости на входе около $M = 1,5$. Струя в щели надбандажной протечки реализуется при сверхзвуковом перепаде, прилипает к обечайке диффузора. Проволочный бандаж обтекается с образованием вихревой дорожки и создает локальные потери КЭ в данном поясе. Этому способствует и аэродинамически несовершенный профиль с вздутием в поясе крепления бандажной проволоки. Среднее значение влажности за кромками РК составляет 11,9 %.

Поток утечки через радиальный зазор имеет значительную неравномерность скоростей в поперечном направлении. На вращающемся бандаже со стороны межвенцового зазора образуется зона циркуляционного течения, вырождающаяся вдоль длины канала.

Исследованные варианты ступени и их интегральные характеристики

№ вар.	Характеристики исследованных вариантов					Расчетные значения расходов, кг/с			Потери КЭ в решетках, %	
	Межвенцовый зазор, мм	Щель отсоса, мм	Рад. зазор, мм	Кол-во втулок, шт.	Пров. бандаж	Вход сеч. 0	Отсос	Утечка над-банд.	СА	РК
1	63.5	31.8	8.5	0	+	58.142	6.439	1.250	3.83	3.74
2	63.5	31.8	8.5	0	-	58.135	6.469	1.233	3.93	3.45
3	63.5	31.8	8.5	36	+	58.111	5.478	1.395	3.80	3.22
4	81.5	31.8	8.5	36	+	58.140	6.588	1.445	4.06	3.26
5	99.5	31.8	8.5	36	+	58.123	6.618	0.871	4.26	3.20
6	63.5	0	8.5	0	+	57.842	0	1.811	3.53	2.40
7	63.5	31.8	11	0	+	58.151	6.415	1.568	3.97	3.71

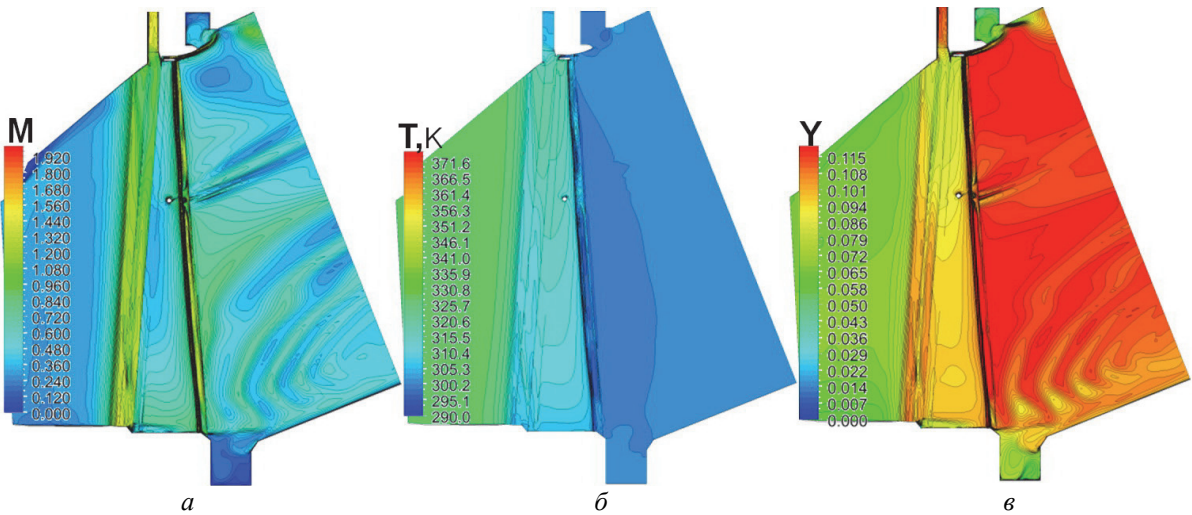


Рис. 3 – Число Маха *a*, температура *б*, массовая доля влаги *в* на среднечанальной поверхности ступени

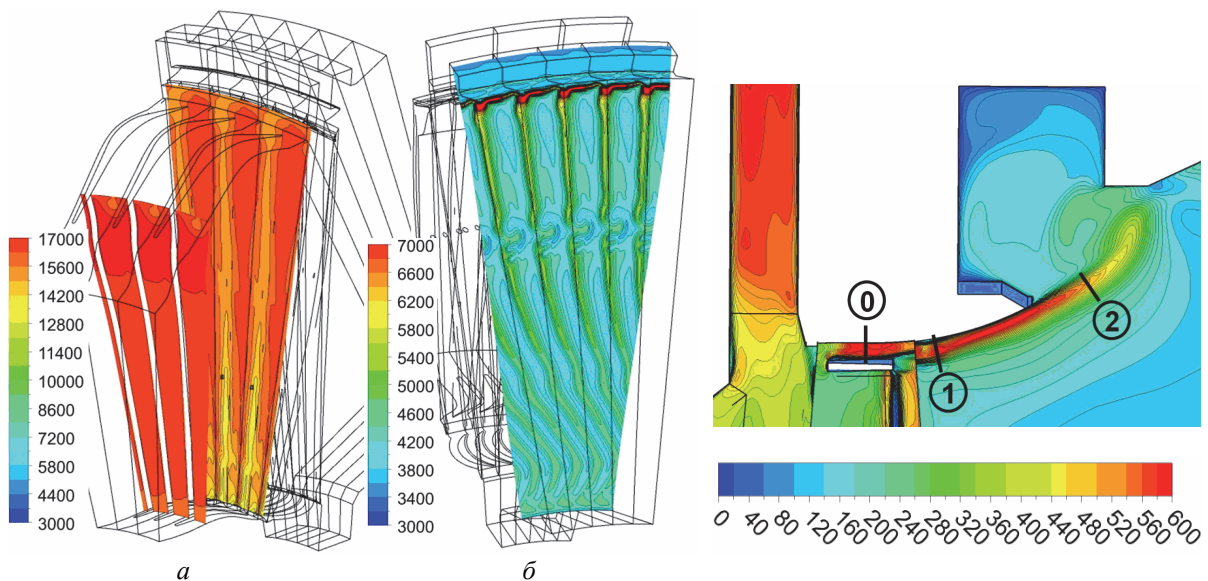


Рис. 4 – Давление торможения (Па) в сечениях СА *a* и РК *б*

Рис. 5 – Скорость (м/с) в струе протечки

Сверхзвуковые скорости в потоке появляются на входе в канал со стороны бандажа и затем распространяются на всю ширину канала. В выходном сечении скорости достигают значения 600 м/с, что соответствует числу Маха $\sim 1,6$. Течение имеет сложную структуру, угол между вектором скорости и осевым направлением в ядре струи на входе в канал составляет 45 град, а на выходе – около 40 град. Кольцевая струя влажного пара, выходящая из канала между вращающейся поверхностью полочного бандажа и цилиндрической поверхностью козырька, обтекает радиусную поверхность козырька, локально ускоряясь и раскручиваясь. На середине участка свободной границы скорость расширившейся струи падает (443 м/с). Расход пара через радиальную щель в рассматриваемом варианте составляет 1,25 кг/с или 2,1 % расхода через ступень (рис. 5).

Течение через канал влагоудаления характеризуется формированием линии звуковых скоростей на входе в канал с дальнейшими ускорениями потока до сверхзвуковых скоростей и сохранением следовой структуры (рис. 6). На выходе из канала средние скорости достигают значения ~ 620 м/с. Угол между усредненным вектором скорости и радиальным направлением составляет ~ 40 град.

Влияние проволочного бандажа на энергетические характеристики ступени. Проволочный бандаж моделировался без зазора в теле РЛ и с осесимметричным зазором ~ 5 % диаметра проволоки для оценки эффекта перетекания пара через щель. При этом зазор моделировался с погранслоями (рис. 7). Несмотря на значительный перепад скоростей между поверхностями профиля течение в зазоре низкоскоростное и ламинарное со смыканием погранслоев, отмечены небольшие отрывы на выпуклой стороне профиля от вытекания струи. Влияние эффекта на потери незначительно.

Рабочая лопатка реализована также без бандажной проволоки и без вздутия в зоне проволочного бандажа (вар. № 2). Режим работы ступени без проволочного бандажа дает расход $GV_2 = 1869$ м³/с. Относительные потери кинетической энергии на ступень в сопловой решетке увеличились на 0,1 % и составили 3,93 %, в рабочей решетке снизились на 0,3 % и составили 3,45 %. КПД ступени без проволочного бандажа незначительно выше основной модели (на $\sim 0,2$ %) и составил 92,6 %. Таким образом, по данным расчетов при устранении проволоки и утолщения профилей происходит перераспределение потерь теплоперепада между диафрагмой и рабочим венцом (рис. 9).

Влияние дистанционных втулок и отсоса влажного пара из межвенцового зазора ступени. Дистанционные цилиндрические втулки, фиксирующие ширину щели отсоса, ориентированы соосно с осью турбины. Загромождение щели отсоса на диаметре расположения втулок их совокупным миделевым сечением составляет $A_{вт}/A_{полн} = 0,155$, с учетом угла натекания δ проходная площадь уменьшается пропорционально $\cos \delta$ в плоскости, перпендикулярной оси. Введение втулок в модель вар. № 3 повышает сопротивление щели отсоса. Структура течения в щели характеризуется направлением с углом около $\delta \approx 40^\circ$ по отношению к радиусу. Втулки обтекаются на сверхзвуковом режиме при локальных скоростях 744 м/с, что соответствует $\sim 2M$ (рис. 6). При этом расход через щель в сравнении с базовым вариантом снижается ~ 20 % (рис. 10). Снижение расхода отсоса пара из межвенцового зазора существенно влияет на структуру течения в периферийной зоне ступени. КПД ступени возрастает на 0,55 % в основном за счет уменьшения потерь в рабочей решетке на 0,52 %. Мощностной КПД уменьшается несколько меньше, т.к. часть снижения расхода отсоса уходит на рост (на 11 %) утечки через надбандажную щель.

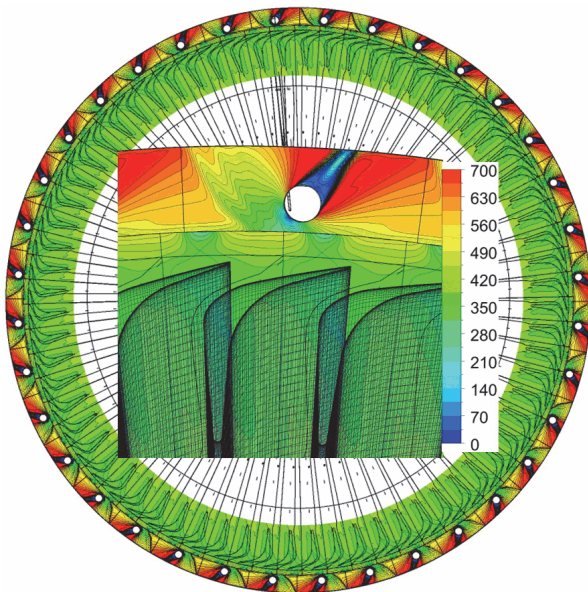


Рис. 6 – Поле скоростей (м/с) в щели отсоса

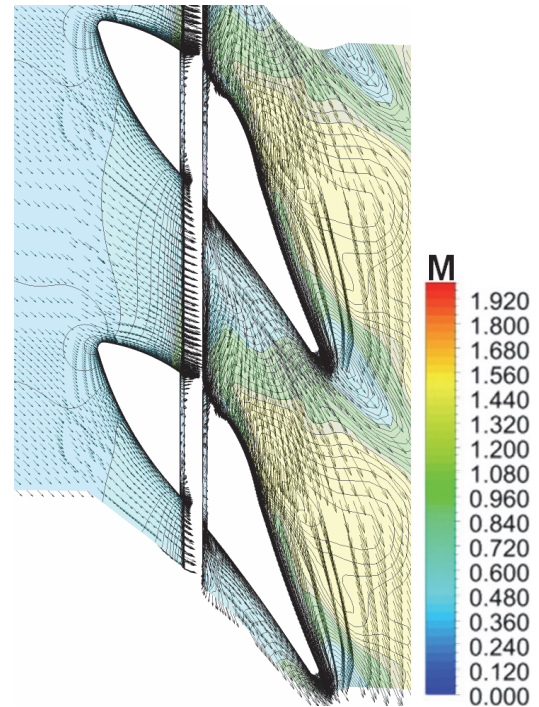


Рис. 7 – Число Маха при обтекании проволочного бандажа со щелью в теле РЛ

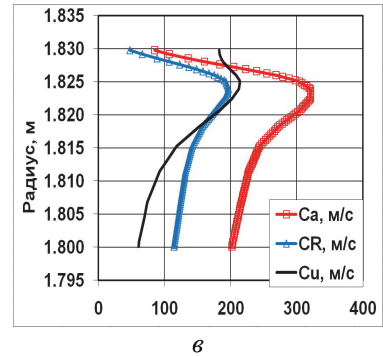
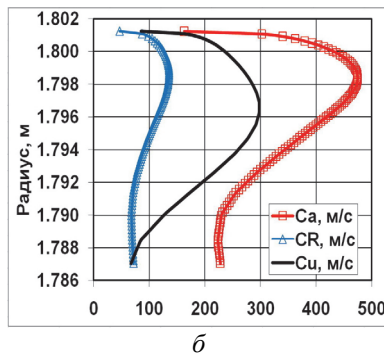
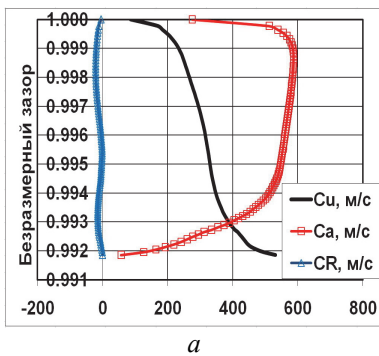


Рис. 8 – Компоненты скорости в надбандажном зазоре θ а, в сечениях 1 б, 2 в за рабочей лопаткой (см. рис. 1) для варианта ступени № 1

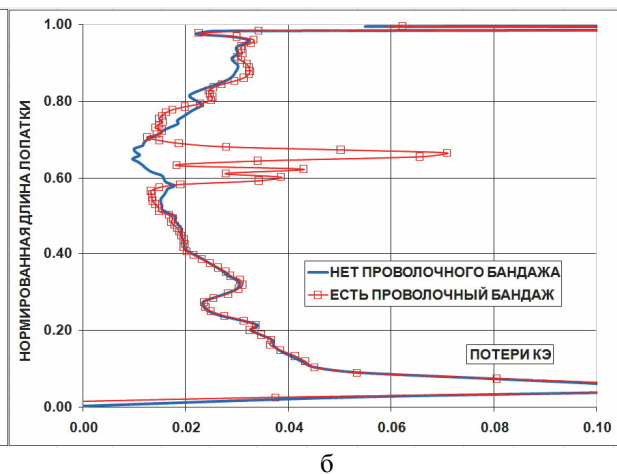
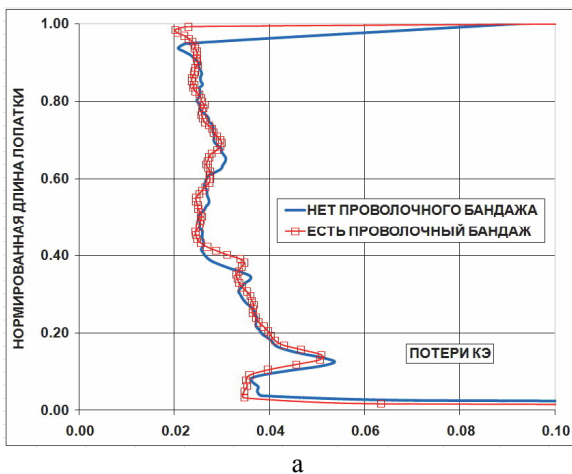


Рис. 9 – Радиальные распределения потерь КЭ на соплах а и рабочих б решетках в зависимости от наличия проволочного бандажа, отнесенные к изоэнтропическому перепаду на ступень

Таким образом, величина расхода пара в канале влагоудаления существенно влияет на характеристики ступени. Повышение сопротивления щели отсоса перераспределяет расходы через РК и радиальную щель надбандажной проточки.

Для уменьшения эрозии РЛ под воздействием капель в последних ступенях применяется увеличение межвенцового зазора. Отбор части пара из периферийной зоны межвенцового зазора через кольцевой канал влагоудаления уменьшает расход пара через рабочую решетку, снижает давление в межвенцовом зазоре, уменьшает реактивность, увеличивает газодинамическую перекрышу, что существенно меняет структуру течения и увеличивает потери в основном в рабочей решетке, уменьшая при этом потерю с выходной скоростью. Таким образом, чем больше дополнительные потери будут превышать снижение потерь от влажности, тем больше энергии будет затрачено на повышение эрозионной стойкости рабочих лопаток. Поэтому выбор эффективной величины отсоса пара является важной задачей при создании последней ступени. Оценка влияния отсоса пара выполнена дискретно путем дополнительного исследования отсека (вар. № 6) с закрытой щелью влагоудаления.

Согласно расчетным данным прекращение отсоса пара из межвенцового зазора увеличивает КПД ступени на 1,64 % при уменьшении потерь в сопловой решетке на 0,3 % и в рабочей решетке на 1,34 %. По данным экспериментальных исследований авторов для модельного отсека трех последних ступеней ЦНД в масштабе 1:3 с рабочим колесом с лопаткой 1030 мм на отдельном валу закрытие щели влагоудаления, ширина которой в модели составляла 8,75 мм, приводит к увеличению КПД ступени на 3 % при $GV_2 = 1977 \text{ м}^3/\text{с}$.

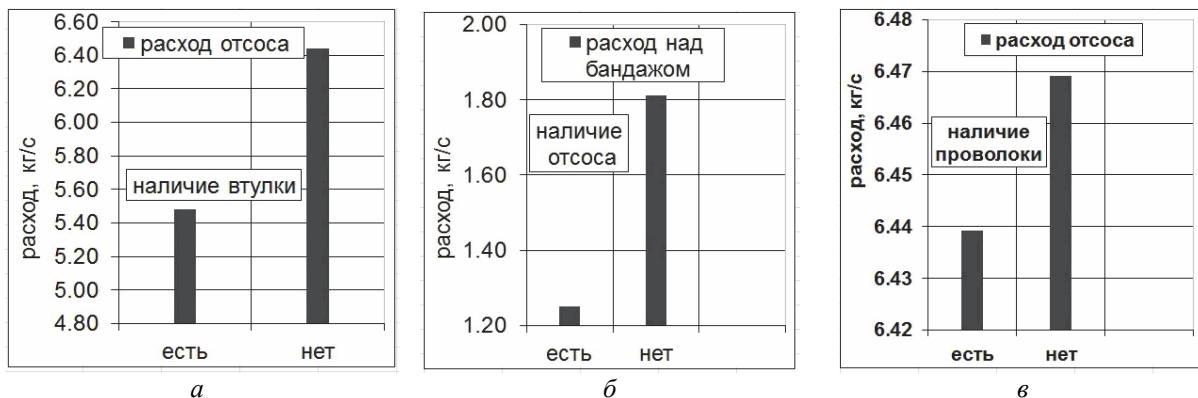


Рис. 10 – Влияние втулок *а*, отсоса *б*, проволоки *в* на расходные характеристики ступени

Влияние величины межвенцового зазора. Величина межвенцового зазора является комплексным параметром, влияющим на переменные аэродинамические силы, КПД и интенсивность эрозии входных кромок рабочих лопаток. Особая организация течения в периферийной зоне последних ступеней ЦНД с отсосом пара требует оценки влияния этого параметра на КПД ступени. Исследование проведено на модели вар. № 3 при трех значениях величины зазора на периферии ступени: 63,5 мм (вар. № 3), 81,5 мм (вар. № 4) и 99,5 мм (вар. № 5). Согласно полученным данным, КПД ступени с увеличением зазора несколько падает по нелинейной зависимости: при увеличении зазора на $\Delta l_a = 18 \text{ мм}$ на 0,3 % и при $\Delta l_a = 36 \text{ мм}$ на 0,44 %. Это происходит за счет увеличения доли потерь КЭ в межвенцовом зазоре, входящих в расчетной схеме в потери сопловой решетки. Более существенно влияние увеличения межвенцового зазора на расходы в щель влагоудаления и надбандажный зазор. Так, при увеличении межвенцового зазора на 36 мм (вар. № 5) расход в щель влагоудаления увеличивается

на ~ 21 %, а расход утечки уменьшается на 37 %, при этом происходит снижение КПД ступени до 0,5 %. Из этого можно сделать вывод, что одновременно с увеличением межвенцового зазора необходимо рассматривать выбор величины щели влагоудаления.

Если выделить на входе соплового аппарата периферийный пояс с расходом, равным расходу через щель отсоса пара, и сравнить осредненные по массовому расходу параметры, то, в пренебрежении перекосом поверхностей тока, можно получить потери кинетической энергии для такой струи и потери полного давления. Именно, для базового варианта без периферийных дистанционных втулок коэффициент потерь полного давления $\zeta_{\text{ПД}}$, отнесенный к напору на входе в периферийный пояс сопел, составляет 2,4. Аналогичная величина для варианта с втулками составляет 4,6. Разница в потерях определяется исключительно потерями полного давления за узким сечением и втулками щели отсоса.

Потери кинетической энергии для струи из периферийного пояса входного сечения сопел в кольцевую щель отбора $\zeta_{\text{КЭ}}$ рассчитываются путем сравнения осредненных по массовому расходу параметров течения. Именно, величина расчетной энтальпии на выходе струи сравнивается с величиной энтальпии изоэнтропно расширенной струи, разность составляет потерю, и относится к располагаемому теплоперепаду на ступень. Для базового варианта без периферийных дистанционных втулок потери составляют $\zeta_{\text{КЭ}} = 1,14$. Величина для варианта с втулками составляет $\zeta_{\text{КЭ}} = 1,15$, т.е. практически не отличается. Последнее объясняется сильным разгоном потока в щели отсоса.

Исследование потока утечки через надбандажную кольцевую щель и её влияние на основной поток в ступени. Выполнены сравнительный анализ течения в ступени для двух значений надбандажного зазора 8,5 мм (вар. № 1) и 11 мм (вар. № 7). Влияние величины зазора на течение в соплах не отмечено. По сечениям перед и за рабочим венцом влияние размера зазора на параметры в рабочей решетке отмечаются в основном вблизи надбандажной протечки.

На рис. 7 даны распределения вдоль радиуса компонент скорости в сечениях струи для зазора 8,5 мм. В сечениях за зазором приведены осредненные в окружном направлении распределения компонент скорости в функции радиуса. При этом наибольшая скорость достигается в сечении θ в плоскости симметрии зазора; по мере расширения (сеч. 1, 2 струи) скорость струи снижается, однако вследствие закрутки (около 125 град в ядре) струя прилегает к поверхности диффузора (рис. 5).

Расходные характеристики ступени меняются незначительно, однако с ростом зазора на 29 % расход надбандажной протечки увеличивается на 25 % (рис. 10). Расход через щель отсоса влаги остается неизменным. Незначительно изменяются энергетические характеристики ступени: происходит перераспределение перепадов, потери на соплах возрастают на 0,14 %.

Сравнивались потери на рабочем венце по сечениям вдоль всего радиального размера проточной части (с учетом протечки) и только с учетом бандажа (до верхнего края бандажа). На основе этих данных для струи при зазоре 8,5 мм потери кинетической энергии над бандажом оцениваются в 6 %. Потери КЭ для варианта № 1 с учетом протечки составляют 3,73 %, при учете только загромождения бандажом потери составляют 3,67 %. Столь малое различие (для зазора 8,5 мм) объясняется высокими скоростями и относительно малыми потерями кинетической энергии в радиальном зазоре над бандажом, что позволяет при учете потерь КЭ на РЛ не выделять отдельно потери в струе протечки.

Выводы

1) Получены газодинамические и энергетические характеристики отсека последней ступени ЦНД с предвключенным межступенчатым зазором и входным участком осерадиального диффузора выхлопного патрубка на режиме турбины К-325-23,5 при средних значениях давления и сухости перед ступенью 15000 Па и 0,932, давления за ступенью 3800 Па, расхода пара через ступень 58,14 кг/с.

2) В рамках модели равновесности проанализированы данные о влиянии на работу ступени отсоса пара из межвенцового зазора через щель влагоудаления, утечки пара через надбандажный зазор, проволочного бандаж, величины межвенцового зазора.

– Увеличение межвенцового зазора до 99,5 мм, т.е. в 1,57 раза приводит к снижению КПД на 0,44 % за счет увеличения потерь в межвенцовом зазоре. При этом расход отсоса пара увеличивается на 21 %, а расход утечки через надбандажный зазор уменьшается на 37 %.

– Величина надбандажного зазора в исследованном диапазоне оказывает малое влияние на потери КЭ на РЛ; изменения локализуются в основном вблизи бандаж. Струя протечки имеет среднюю закрутку на участке до периферийной расширительной камеры около 35 град по отношению к оси турбины и прилипает к выпуклой поверхности обечайки диффузора.

Список литературы: 1. Солодов, В. Г. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах [Текст] / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // *Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы*. – Х.: Нац. Аэрокосм. Ун-тет «ХАИ», 2004. – С. 134–157. 2. Солодов, В. Г. Влияние гомогенной/гетерогенной конденсации на нестационарное течение в осерадиальном диффузоре [Текст] / В. Г. Солодов, Ю. В. Скорый, Ю. И. Руднев // *Вестник НТУ «ХПИ»*. – 2000. – № 111. – С. 110–116. 3. Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS*[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. – № 5921; заявл. 24.05.2002; опубл. 17.07.2002. 4. Liou, M. S. A Sequel to AUSM: AUSM+ [Text] / M. S. Liou // *Journ. of Computational Physics*. – 1996. – V. 129. – P. 364–382. 5. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Под ред. В. А. Черникова. – Л.: Машиностроение, 1980. – 262 с. 6. Мигай, В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин [Текст] / В. К. Мигай, Э. И. Гудков. – Л.: Машиностроение, 1981. – 272 с.

Bibliography (transliterated): 1. Solodov, V. G., and Ju. V. Starodubcev. "Opyt trehmernogo modelirovaniya szhimaemykh vjazkih turbulentnykh techenij v turbomashinah." *Ajerogidrodinamika: Problemy i perspektivy*. Kharkov: Nac. Ajerokosm. Un-tet "HAI", 2004. 134–157. Print. 2. Solodov, V. G., Ju. V. Skoryj and Ju. I. Rudnev. "Vlijanie gomogennoj/geterogennoj kondensacii na nestacionarnoe techenie v oseradial'nom diffuzore." *Vestnik NTU "HPI"*. No. 111. 2000. 110–116. Print. 3. Solodov, V. G., and Ju. V. Starodubcev. "Nauchno-prikladnoj programmnyj kompleks *MTFS*[®] dlja rascheta trehmernykh vjazkih turbulentnykh techenij zhidkостей i gazov v oblastjah proizvol'noj formy." U Sertifikat gos. registracii avtorskih prav 5921 Ukrainy. 17 July 2002. 4. Liou, M. S. "A Sequel to AUSM: AUSM+." *Journ. of Computational Physics*. 129 (1996): 364–382. Print. 5. *Ajerodinamicheskie harakteristiki stupenej teplovyh turbin*. Ed. V. A. Chernikova. Leningrad: Mashinostroenie, 1980. Print. 6. Migaj, V. K., and Je. I. Gudkov. *Proektirovanie i raschet vyhodnykh diffuzorov turbomashin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1981. Print.

Поступила (received) 20.02.2014