УДК 621.165:532.6

А. В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; заместитель директора по научной работе ИПМаш НАНУ, Харьков;

А. Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков; *А. Ю. КУЛТЫШЕВ*, канд. техн. наук; главный конструктор ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

В. Н. БИЛАН, канд. техн. наук; начальник отдела ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

М. Ю. СТЕПАНОВ, начальник бюро ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия; *А. В. СЕНЕЦКИЙ*, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;

Н. В. ПАЩЕНКО, канд. техн. наук; м.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков

РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦСД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ Т-125/150-12,8 НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОВРЕМЕННЫХ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Представлены результаты расчетов трехмерных течений в двух модификациях цилиндров среднего давления (ЦСД) теплофикационных турбин серии Т-100: Т-120/130-12,8 – существующая турбина и Т-125/150-12,8 – новая турбина. Численные исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Проточная часть ЦСД Т-125/150-12,8 спроектирована с использованием нового метода параметризации и аналитического профилирования лопаток. Показано, что в разработанном ЦСД паровой турбины за счет применения современных профилей и уплотнений, а также перепрофилирования меридиональных обводов достигнут существенный прирост КПД.

Ключевые слова: паровая турбина, цилиндр среднего давления (ЦСД), проточная часть, пространственное течение, расчетные исследования.

Введение

ЗАО «Уральский Турбинный Завод» (УТЗ) имеет большой опыт проектирования и производства теплоэнергетического оборудования. Так им изготовлено более 800 паровых турбин общей мощностью 60 тыс. МВт для электростанций различных стран. В России и странах СНГ примерно половина установленной мощности теплофикационных турбин приходится на турбины УТЗ. В Москве на данный момент работает 48 турбин УТЗ, которые практически полностью обеспечивают потребность столицы РФ в тепле и электроэнергии [1]. На территории Украины установлено и эксплуатируется 6 турбин Т-250 и 6 турбин Т-100.

Паровые турбины семейства T-100 предназначены для ТЭЦ больших и средних городов. Поскольку изначально для этих ТЭЦ не всегда точно известна тепловая нагрузка, либо она не обеспечивается в первые годы эксплуатации, турбины T-100 проектировались с некоторой долей универсальности, т.е. они достаточно экономичны как при работе с различными тепловыми нагрузками, так и на конденсационных режимах.

Специалистами УТЗ разработаны подходы к проектированию проточных частей турбин, базирующиеся на использовании классических одномерных и эмпирических методов расчета. Однако для удовлетворения возрастающих требований к экономичности энергетического оборудования в последние годы при проектировании достаточно широкое применение получили программные комплексы расчета трехмерных турбулентных течений, основанные на численном интегрировании дифференциальных уравнений газовой динамики (*Fluent, CFX, Ansys* и др.).

© А.В. Русанов, А.Л. Шубенко, А.Ю. Култышев, В.Н. Билан, М.Ю. Степанов, А.В. Сенецкий, Н.В. Пащенко, 2014

Их большим преимуществом является высокая информативность получаемых результатов, анализ которых позволяет определить направления и способы газодинамического совершенствования проточных частей энергетических машин.

В статье представлены результаты расчетов трехмерных течений в двух модификациях цилиндров среднего давления (ЦСД) теплофикационных турбин серии Т-100: Т-120/130-12,8 – существующая турбина, Т-125/150-12,8 – новая турбина, проточная часть ЦСД которой предложена авторами статьи. Показано, что за счет использования новых профилей лопаток, специальных форм меридиональных обводов и современных уплотнений можно добиться значительного увеличения КПД проточной части.

Метод расчета и аналитического профилирования проточных частей осевого типа

Для численного исследования трехмерных течений пара в проточной части паровой турбины применялся программный комплекс *IPMFlow*, являющийся развитием программ *FlowER* и *FlowER-U* [2, 3]. Математическая модель комплекса основана на численном интегрировании осредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений Навье-Стокса с помощью неявной квазимонотонной *ENO*-схемы повышенной точности и двухпараметрической дифференциальной модели турбулентности *SST* Ментера. Для учета термодинамических свойств рабочего тела используется интерполяционно-аналитический метод аппроксимации уравнений формуляции *IAPWS*-95 [4, 5]. Результаты расчетов, полученные с помощью программного комплекса *IPMFlow*, обладают необходимой достоверностью как по качественной структуре течения, так и по количественной оценке характеристик изолированных турбинных решеток и проточных частей турбомашин в целом [6, 7].

Для построения геометрии лопаточного венца проточной части осевой турбины используется метод параметризации и аналитического профилирования лопатки [8], задаваемой произвольным набором плоских профилей, каждый из которых рассматривается в декартовой системе координат с осью абсцисс, параллельной оси турбины, и осью ординат, совпадающей с фронтом решетки (рис. 1).

Профиль описывается входной и выходной кромками, а также кривыми спинки и корытца. Входная и выходная кромки являются окружностями, а кривые спинки – многочленами 5-го порядка, корытца – многочленами 4-го порядка вида:

$$y(x) = \sum_{i=0}^{5} a_i x^i$$
, $a_i = \text{const}$; (1)

$$y(x) = \sum_{i=0}^{4} a_i x^i$$
, $a_i = \text{const}$. (2)

Для задания решетки профилей исходными данными являются: b_x – ширина профиля; α_1 – скелетный угол решетки на входе; t – шаг решетки; α_{2ef} – эффективный угол выхода потока; r_1 – радиус входной кромки; r_2 – радиус выходной кромки; $\Delta \alpha_1$, $\Delta \alpha_2$ – углы «заострения» входной и выходной кромок; α_{2ck} – угол «скоса» спинки, $\alpha_{co} = \alpha_{2s} + \alpha_{2ck}$; 1сп, 2сп, 1кор, 2кор – точки сопряжения входных и выходных кромок с кривыми спинки и корытца (см. рис. 1).

Коэффициенты кривой (1), описывающей спинку, рассчитываются итерационно из соотношений

$$\begin{cases} y'_{c\Pi}(x_{1c\Pi}) = tg(\alpha_1 + \Delta \alpha_1) \\ y''_{c\Pi}(x_{1c\Pi}) = \{ y''_{C\Pi,0} \} \\ y_{c\Pi}(x_O) = y_O \\ y'_{c\Pi}(x_O) = tg(\alpha_{cO}) \\ y_{c\Pi}(x_{2c\Pi}) = tg(\alpha_{cO}) \\ y'_{c\Pi}(x_{2c\Pi}) = y_{2c\Pi} \\ y'_{c\Pi}(x_{2c\Pi}) = tg\{\alpha_{2S}\} \end{cases}$$
(3)

где x_{1cn} , y_{1cn} , x_{2cn} , y_{2cn} – координаты точек касания кривой корытца с окружностями входной и выходной кромок, которые определяются по заданному углу $\alpha_1 - \Delta \alpha_1$ на входной кромке и варьируемому углу α_{2c} на выходной кромке.



Варьируемыми параметрами для соотношений (3) являются α_{2s} и $y''_{cn,0}$, подбор которых должен обеспечить заданную величину горла решетки *O*, a также удовлетворить требованию минимального значения максимальной кривизны на множестве кривых (1) [9]. Величина горла определяется по заданным значениям шага решетки и эффективному углу $O = t \cos \alpha_{2ef}$.

После определения кривой спинки и вписывания входной и выходной кромок итерационно рассчитываются коэффициенты кривой (2) для корытца с использованием соотношений

$$\begin{cases} y_{\text{KOP}}(x_{1\text{KOP}}) = y_{1\text{KOP}} \\ y'_{\text{KOP}}(x_{1\text{KOP}}) = \text{tg}(\alpha_1 - \Delta \alpha_1) \\ y''_{\text{KOP}}(x_{1\text{KOP}}) = \{y''_{\text{KOP},0}\} \\ y_{\text{KOP}}(x_{2\text{KOP}}) = y_{2\text{KOP}} \\ y'_{\text{KOP}}(x_{2\text{KOP}}) = \text{tg}\alpha_{2c} \end{cases}$$
(4)

Угол α_{2c} выбирается в интервале α_{co} и α_{2s}

таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение максимальной кривизны кривой корытца [9], либо задается равными $\alpha_{2s} - \Delta \alpha_2$.

Численный анализ газодинамической эффективности проточной части ЦСД теплофикационной турбины T120/130-12,8-8MO. Определение направлений совершенствования

На рис. 2 представлен вид, а в табл. 1 – основные геометрические характеристики ступеней проточной части ЦСД турбины Т-120/130-12,8. ЦСД включает 14 ступеней, образующих 6 отсеков, состоящих из: 1–2, 3–5, 6–8, 9–10, 11–12 и 13–14 ступеней соответственно. Лопатки направляющих аппаратов, за исключением последней ступени, имеют постоянную форму сечения профиля, а лопатки рабочих

колес первых пяти ступеней цилиндрические, остальные – с переменными по высоте профилями. Между отсеками расположены отборы пара, причем между 5 и 6 отсеками – теплофикационный отбор.



Рис. 2 – Меридиональная проекция исходной проточной части ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Таблица 1

| Ступень | Венец | <i>D</i> _{ср} , мм | l/b | <i>t/b</i> (на среднем диаметре) | $D_{ m cp}/l$ | <i>Z</i> , шт | α _{1эф} /β _{2эф} , градус |
|---------|-------|-----------------------------|-------|----------------------------------|---------------|---------------|--|
| 1 | HA | 1064,5 | 0,830 | 0,740 | 17,032 | 60 | 13,21 |
| 1 | РК | 1066,0 | 2,134 | 0,652 | 16,152 | 166 | 21,22 |
| 2 | HA | 1072,5 | 0,781 | 0,746 | 15,213 | 50 | 13,39 |
| Z | РК | 1074,0 | 2,393 | 0,657 | 14,514 | 166 | 21,32 |
| 2 | HA | 1079,5 | 0,858 | 0,746 | 13,929 | 50 | 13,21 |
| 3 | РК | 1081,0 | 2,619 | 0,662 | 13,346 | 166 | 21,38 |
| 1 | HA | 1084,0 | 0,908 | 0,754 | 13,220 | 50 | 13,00 |
| 4 | РК | 1085,5 | 2,765 | 0,664 | 12,696 | 166 | 21,47 |
| 5 | HA | 1099,5 | 1,080 | 0,765 | 11,277 | 50 | 13,09 |
| 5 | РК | 1101,5 | 3,282 | 0,674 | 10,852 | 166 | 21,62 |
| 6 | HA | 1116,0 | 0,937 | 0,720 | 9,789 | 40 | 13,00 |
| 0 | РК | 1118,0 | 2,726 | 0,646 | 9,475 | 128 | 20,49 |
| 7 | HA | 1138,0 | 1,118 | 0,773 | 8,368 | 38 | 13,24 |
| / | РК | 1140,0 | 3,235 | 0,646 | 8,143 | 128 | 20,52 |
| 8 | HA | 1158,0 | 2,076 | 0,672 | 7,423 | 72 | 13,44 |
| | РК | 1160,0 | 3,604 | 0,662 | 7,250 | 128 | 20,40 |
| 0 | HA | 1221,0 | 2,369 | 0,709 | 6,860 | 72 | 13,24 |
| 9 | РК | 1222,0 | 4,024 | 0,663 | 6,714 | 134 | 20,12 |
| 10 | HA | 1279,0 | 2,160 | 0,742 | 6,559 | 60 | 15,13 |
| 10 | РК | 1280,0 | 3,674 | 0,659 | 6,400 | 112 | 23,20 |
| 11 | HA | 1351,0 | 1,866 | 0,698 | 5,952 | 50 | 15,01 |
| 11 | РК | 1352,0 | 3,110 | 0,562 | 5,828 | 102 | 23,36 |
| 12 | HA | 1434,0 | 2,293 | 0,670 | 5,140 | 56 | 16,59 |
| | РК | 1435,0 | 3,804 | 0,717 | 5,035 | 86 | 24,20 |
| 12 | HA | 1434,0 | 2,293 | 0,661 | 5,140 | 56 | 15,90 |
| 13 | РК | 1435,0 | 3,804 | 0,616 | 5,035 | 100 | 22,77 |
| 1.4 | HA | 1524,0 | 2,900 | 0,649 | 4,130 | 58 | 17,91 |
| 14 | РК | 1525,0 | 5,002 | 0,743 | 4,067 | 86 | 23,45 |

Основные геометрические характеристики ступеней ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Исходные газодинамические данные для проведения численного исследования результатов расчетов УТЗ (табл. 2). брались тепловых Трехмерные ИЗ газодинамические расчеты выполнены на разностной сетке, содержащей приблизительно 500 тыс. ячеек в каждом венце.

| Номер ступени | Полное давление на входе <i>Р</i> _{вх} , МПа | Плотность на входе о, кг/м ³ | Полная температура на | Статическое давление на выходе |
|------------------|--|--|--------------------------|--------------------------------|
| 1 | 2 4157 | 10.072 | входе <i>t</i> , °С | $P_{\rm BMX}, {\rm MIIa}$ |
| l | 3,4157 | 12,273 | 3//,1 | 2,7822 |
| 2 | 2,7822 | 10,377 | 351,5 | 2,2673 |
| 3 | 2,2673 | 8,78 | 326,9 | 1,8289 |
| 4 | 1,8289 | 7,372 | 301,9 | 1,4681 |
| 5 | 1,4681 | 6,168 | 277,2 | 1,1729 |
| 6 | 1,1729 | 5,145 | 252,9 | 0,9336 |
| 7 | 0,9336 | 4,282 | 229,1 | 0,7414 |
| 8 | 0,7414 | 3,559 | 206,0 | 0,5678 |
| 9 | 0,5678 | 2,859 | 180,5 | 0,4187 |
| 10 | 0,4187 | 2,253 | 153,1 | 0,3030 |
| 11 | 0,3030 | 1,697 | 133,8 | 0,1893 |
| 12 | 0,1893 | 1,092 | 118,6 | 0,1021 |
| 13 | 0,1021 | 0,6130 | 100,2 | 0,0626 |
| 14 | 0,0626 | 0,3879 | 87,1 | 0,0384 |

Таблица 2 Основные газодинамические параметры в зазорах между ступенями ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Анализ полученных результатов расчетов позволяет утверждать, что картина обтекания лопаточных аппаратов всех ступеней в целом является достаточно благоприятной.

На рис. З в качестве примера показана визуализация обтекания направляющих и рабочих лопаток в средних сечениях ступеней № 1, 8, 14. На графиках распределения статического давления на поверхностях лопаток видна немонотонность изменения давления на стороне разряжения профилей (рис. 4), что вызвано, прежде всего, несовершенством геометрической формы лопаточных аппаратов (разрывами значений второй производной на спинке и корытце). В меридиональной плоскости в периферийных сечениях имеют место отрывы потока. Особенно сильно этот эффект наблюдается в ступенях третьего отсека (рис. 5).

В табл. 3 приведены значения КПД для каждой ступени ЦСД турбины T-120/130-12,8. Величины КПД без учета потерь от влажности и с учетом этих потерь определялись по формулам:

$$\eta'_{i \text{ CT}} = \frac{N_{\text{CT}}}{H'_{a a} G_0} = \frac{N_{\text{CT}}}{\left(i_{\text{oc}}^* - i_{2c \text{ a} a}^*\right) G_0}; \quad \eta'_{i \text{ CT}}^{\text{OT}} = \frac{N_{\text{CT}}}{H'_{a a} G_0} = \frac{N_{\text{CT}} X}{H'_{a a} G_0},$$

где $N_{\rm CT}$ – мощность ступени; X – степень сухости на выходе из ступени; G_0 – расход пара на ступень; $H'_{\rm an}$ – адиабатический теплоперепад на ступень.

Значения суммарного КПД ЦСД без учета и с учетом потерь от влажности составляют 89,4 % и 87,88 % соответственно. В эти КПД включены потери с выходной скоростью потоков пара уходящих в отборы и на выход проточной части.

ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ



ISSN 2078-774Х. Вісник НТУ «ХПІ». 2014. № 11(1054)



Рис. 5 – Картина обтекания в меридиональной плоскости НА а и РК б в средних сечениях ступени 8

| Параматр | Номер ступени | | | | | | | |
|---|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--|
| Параметр | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | |
| КПД без учета потерь от влажности, % | 89,82 | 89,8 | 89,66 | 87,67 | 89,05 | 88,05 | 88,78 | |
| КПД с учетом потерь от влажности, % | 89,82 | 89,8 | 89,66 | 87,67 | 89,05 | 88,05 | 88,78 | |
| Параметр | Номер ступени | | | | | | | |
| Параметр | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | |
| КПД без учета потерь от влажности, % | 89,82 | 89,66 | 90,0 | 89,78 | 91,02 | 90,76 | 91,52 | |
| КПД с учетом потерь от влажности, % | 89,82 | 89,66 | 88,7 | 86,84 | 85,09 | 84,24 | 83,18 | |

КПД ступеней ЦСД турбины Т-120/130-12,8

Таблица 3

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод, что уровень газодинамического совершенства профилей и выбор геометрических характеристик ступеней достаточно хороший. Дальнейшего повышения газодинамической эффективности проточной части можно добиться за счет выполнения следующих мероприятий:

• замена профилей на более современные и применение лопаток начиная с 6-й ступени с переменным профилем по высоте (ожидаемый выигрыш по КПД (1,0-2,0) %);

• изменение формы периферийных меридиональных обводов в межступенчатых зазорах для уменьшения отрывов потока в этих областях (ожидаемый выигрыш по КПД (0,5–1,0) %);

• замена уплотнений в надбандажных и междисковых каналах на более современные (ожидаемый выигрыш по КПД (1,0–1,5) %).

Проектирование и газодинамическое совершенствование проточной части ЦСД теплофикационной турбины T125/150-12,8

С учетом выводов, сделанных по результатам исследований проточной части ЦСД турбины T-120/130-12,8, разработан проект новой проточной части ЦСД турбины T-125/150-12,8 (рис. 6 и 7). Предварительное проектирование этой турбины выполнено

помощью методов разработанных с специалистами УТЗ [10]. В результате которого получено количество ступеней в цилиндре, распределение тепловых перепадов между ступенями и отсеками ступеней, а также основные базовые характеристики геометрические проточной Дальнейшее части. проектирование ЦСД турбины Т-125/150-12,8 выполнено использованием с описанной выше методики профилирования проточных частей турбин осевого типа. В табл. 4



Рис. 6 – Визуализация трехмерной модели ЦСД турбины T-125/150-12,8

ISSN 2078-774Х. Вісник НТУ «ХПІ». 2014. № 11(1054)

представлены основные геометрические характеристики проточной части.

В новом ЦСД лопатки первых пяти ступеней выполнены с постоянными по высоте сечениями профиля, а остальные – с переменными (см. рис. 8). Для уменьшения отрывов потока периферийные обводы имеют более плавную форму, а лопатки НА начиная с 7-й ступени выполнены с увеличивающейся по высоте хордой (см. рис. 7 и 8). Исходные газодинамические данные для проведения численных исследований брались из результатов тепловых расчетов УТЗ (табл. 5).



Рис. 7 – Меридиональная проекция проточной части ЦСД турбины Т-125/150-12,8

Таблица 4

Геометрические параметры ЦСД турбины Т-125/150-12,8

| Ступень | Венец | Зенец D_{cp} , мм | l/b | <i>t/b</i> (на среднем | ו/ ת | <i>Z</i> , шт | $\alpha_{13\phi}/\beta_{23\phi},$ |
|----------|-------|---------------------|-------|------------------------|--------------------|---------------|-----------------------------------|
| CTYNCIID | Бенец | | | диаметре) | D _{cp} /l | | градус |
| 1 | HA | 1059,0 | 0,613 | 0,703 | 18,579 | 50 | 13,11 |
| 1 | РК | 1061,0 | 1,983 | 0,669 | 17,393 | 162 | 19,30 |
| C | HA | 1070,0 | 0,727 | 0,719 | 15,735 | 50 | 13,01 |
| 2 | РК | 1072,0 | 2,342 | 0,668 | 14,889 | 164 | 19,30 |
| 2 | HA | 1082,0 | 0,858 | 0,729 | 13,525 | 50 | 12,31 |
| 5 | РК | 1084,0 | 2,752 | 0,672 | 12,905 | 166 | 18,82 |
| 4 | HA | 1094,0 | 0,975 | 0,728 | 11,891 | 50 | 12,08 |
| 4 | РК | 1096,0 | 3,145 | 0,671 | 11,417 | 168 | 19,40 |
| 5 | HA | 1114,0 | 1,172 | 0,704 | 9,946 | 52 | 12,57 |
| 5 | РК | 1116,0 | 3,743 | 0,665 | 9,621 | 170 | 19,11 |
| 6 | HA | 1135,0 | 1,421 | 0,733 | 8,534 | 52 | 12,21 |
| 0 | РК | 1137,0 | 3,091 | 0,707 | 8,299 | 114 | 19,01 |
| 7 | HA | 1155,0 | 1,610 | 0,707 | 7,549 | 54 | 13,15 |
| / | РК | 1157,0 | 3,577 | 0,714 | 7,369 | 116 | 19,75 |
| o | HA | 1179,0 | 1,834 | 0,711 | 6,661 | 54 | 14,21 |
| 0 | РК | 1181,0 | 4,065 | 0,706 | 6,525 | 118 | 20,46 |
| 0 | HA | 1220,0 | 1,880 | 0,689 | 5,596 | 48 | 13,91 |
| 9 | РК | 1223,0 | 3,817 | 0,652 | 5,484 | 100 | 20,00 |
| 10 | HA | 1265,0 | 2,260 | 0,683 | 4,810 | 50 | 14,80 |
| 10 | РК | 1269,0 | 4,509 | 0,638 | 4,717 | 104 | 19,86 |
| 11 | HA | 1428,0 | 2,264 | 0,662 | 5,212 | 56 | 15,41 |
| 11 | РК | 1432,0 | 3,691 | 0,680 | 5,078 | 86 | 20,56 |
| 10 | HA | 1520,0 | 2,961 | 0,644 | 4,153 | 60 | 16,41 |
| 12 | РК | 1523,0 | 4,805 | 0,718 | 4,083 | 86 | 21,00 |
| 12 | HA | 1429,0 | 2,385 | 0,695 | 5,196 | 56 | 17,31 |
| 15 | РК | 1432,0 | 3,723 | 0,686 | 5,078 | 86 | 23,16 |
| 1.4 | HA | 1528,0 | 3,068 | 0,653 | 4,086 | 60 | 18,60 |
| 14 | РК | 1529,0 | 4,891 | 0,719 | 4,034 | 86 | 23,01 |



Из представленных на рис. 9 и в табл. 6 результатов видно, что все ступени новой конструкции ЦСД имеют более высокое значение КПД. Суммарный КПД предлагаемой конструкции без учета влажности составил 92,3 %, а с учетом – 90,1 %. По результатам визуализации течения в средних сечениях межлопаточных каналов (рис. 10), как и в существующей конструкции, можно говорить о благоприятной картине обтекания. Использование гладких профилей позволило получить более монотонные распределения статического давления на поверхностях лопаток (рис. 11). Отрывы потока в меридиональной плоскости на периферии практически полностью исчезли (рис. 12).

Таблица 5

| Основные газодинамические пара | аметры в зазорах между | ступенями ЦСД турбины | T-125/150-12,8 |
|--------------------------------|------------------------|-----------------------|----------------|
|--------------------------------|------------------------|-----------------------|----------------|

| Howen | Полиое дарление | Плотность на | Полная | Статическое |
|---------|-----------------------------|----------------------------|---------------------|-------------------------------|
| помер | Полное давление | | температура на | давление на выходе |
| ступени | на входе $P_{\rm BX}$, МПа | входе ρ, кг/м ³ | входе <i>t</i> , °С | <i>Р</i> _{вых} , МПа |
| 1 | 3,3271 | 11,9411 | 366,1 | 2,6901 |
| 2 | 2,6901 | 10,0681 | 338,4 | 2,1822 |
| 3 | 2,1822 | 8,5143 | 312,2 | 1,7447 |
| 4 | 1,7447 | 7,1202 | 285,3 | 1,3784 |
| 5 | 1,3784 | 5,9020 | 258,1 | 1,0831 |
| 6 | 1,0831 | 4,8739 | 231,5 | 0,8361 |
| 7 | 0,8361 | 3,9702 | 204,4 | 0,6380 |
| 8 | 0,6380 | 3,2062 | 177,6 | 0,4774 |
| 9 | 0,4774 | 2,5505 | 150,6 | 0,3509 |
| 10 | 0,3509 | 1,9121 | 139,0 | 0,2548 |
| 11 | 0,2548 | 1,4163 | 128,1 | 0,1630 |
| 12 | 0,1630 | 0,9323 | 113,9 | 0,1021 |
| 13 | 0,1021 | 0,6020 | 100,2 | 0,0663 |
| 14 | 0,0663 | 0,4019 | 88,51 | 0,0408 |







Таблица 6 КПД ступеней ЦСД турбины Т-125/150-12,8

| | 1 | |
|---------|---------------|--------------|
| Howen | КПД без учета | КПД с учетом |
| ступеци | потерь от | потерь от |
| ступсни | влажности, % | влажности, % |
| 1 | 89,85 | 89,85 |
| 2 | 91,85 | 91,85 |
| 3 | 91,03 | 91,03 |
| 4 | 91,76 | 91,76 |
| 5 | 92,22 | 92,22 |
| 6 | 91,96 | 91,96 |
| 7 | 92,56 | 92,56 |
| 8 | 93,37 | 93,25 |
| 9 | 93,47 | 91,96 |
| 10 | 93,48 | 90,25 |
| 11 | 92,97 | 87,65 |
| 12 | 92,93 | 85,60 |
| 13 | 93,32 | 85,10 |
| 14 | 93,49 | 83,59 |



г – РК 8-я ступень; *д* – НА 14-я ступень; *е* – РК 14-я ступень







a - HA 1-я ступень; $\delta - PK$ 1-я ступень; e - HA 8-я ступень; e - PK 8-я ступень; $\partial - HA$ 14-я ступень; e - PK 14-я ступень

Рис. 12 – Картина обтекания в меридиональной плоскости НА *а* и РК б в средних сечениях проточной части (на примере 8-й ступени)

Выводы

Выполнено численное исследование двух вариантов ЦСД паровых турбин Т-120/130-12,8 (существующая турбина) и Т-125/150-12,8 (новая турбина). Показано, что в новой турбине за счет применения современных профилей лопаток и уплотнений,

а также изменения формы меридиональных обводов КПД ЦСД существенно выше. Так КПД без учета потерь от влажности увеличился на 2,9 %, а с учетом – на 2,2 % и составил 92,3 % и 90,1 % соответственно.

Список литературы: 1. ЗАО «Уральский турбинный завод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.utz.ru. - Загл. с экрана. - 12.01.2014. 2. А.с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С. В. Єршов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, ПА № 77; 19.02.96. – 1 с. 3. Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] / A. B. Русанов, С. B. Ершов. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 4. IAPWS, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. - Available from: http://www.iapws.org. 5. Русанов, А. В. Моделирование 3D течений в проточной части ЦНД паровой турбины с использованием системы уравнений термодинамических свойств воды и водяного пара IAPWS-95 [Текст] / А. В. Русанов, П. Лампарт, Н. В. Пащенко // Авиационно-космическая техника и технология. - 2012. - № 7(94). - С. 107-113. - ISSN 1727-7337. 6. Lampart, P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases [Text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Cieplne Maszyny Przeplywowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. - 2002. - No. 122. - Р. 63-70. 7. Хомылев, С. А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода [Текст] / С. А. Хомылев, С. Б. Резник, С. В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 23–31. 8. Русанов, А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / А. В. Русанов, Н. В. Пащенко, А. И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2009. - № 2/7(38). - С. 32-37. - ISSN 1729-3774. 9. Бойко, А. В. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. - Х.: Вища школа, 1989. – 217 с. – ISBN 5-11-000692-Х. 10. Билан, А. В. Автоматизированное проектирование лопаток паровых турбин [Текст] / А. В. Билан, В. Н. Билан // Компрессорное и энергетическое машиностроение. - 2006. - № 3(5). - С. 66-68.

Bibliography (transliterated): 1. ZAO "Ural'skij turbinnyj zavod". "ZAO "Ural'skij turbinnyj zavod"." ZAO "Ural'skij turbinnyj zavod". ZAO "Ural'skij turbinnyj zavod". 2010. Web. 01 February 2014 . 2. Jershov, S. V., and A. V. Rusanov. Kompleks program rozrahunku tryvymirnyh techij">http://www.utz.ru. gazu v bagatovincevyh turbomashynah "FlowER". U PA 77. 19 February 1996. 3. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnyh gazodinamicheskih processov v protochnyh chastjah turbomashin. Kharkov: IPMash NAN Ukrainy, 2008. Print. 4. Working Group. "Thermophysical Properties of Water and Steam" (TPWS). "Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use." IAPWS (The International Association for the Properties of Water and Steam). IAPWS, 2013. Web. 01 February 2014 <http://www.iapws.org/relguide/IAPWS-95.html>. 5. Rusanov, A. V., P. Lampart and N. V. Pashhenko. "Modelirovanie 3D techenij v protochnoj chasti CND parovoj turbiny s ispol'zovaniem sistemy uravnenij termodinamicheskih svojstv vody i vodjanogo para IAPWS-95." Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija 7(94) (2012): 107-113. ISSN 1727-7337. Print. 6. Lampart, P., S. Yershov and A. Rusanov. "Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases" International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Cieplne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. No. 122. 2002. 63–70. Print. 7. Homylev, S. A., S. B. Reznik ans S. V. Ershov. "Chislennoe issledovanie obtekanija turbinnyh reshetok profilej: chast' 1 – verifikacija raschetnogo metoda" Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "HPI". No. 6. Kharkov: NTU "HPI", 2008. 23-31. Print. 8. Rusanov, A. V., N. V. Pashhenko and A. I. Kos'janova. "Metod analiticheskogo profilirovanija lopatochnyh vencov protochnyh chastej osevyh turbin." Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij 2/7(38) (2009): 32-37. ISSN 1729-3774. Print. 9. Bojko, A. V., and Ju. N. Govorushhenko. Osnovy teorii optimal'nogo proektirovanija protochnoj chasti osevyh turbomashin. Kharkov: Vishha shkola, 1989. ISBN 5-11-000692-X. Print. 10. Bilan, A.V., and V. N. Bilan. "Avtomatizirovannoe proektirovanie lopatok parovyh turbin." Kompressornoe i jenergeticheskoe mashinostroenie 3(5) (2006): 66-68. Print.

Поступила (received) 14.02.2014