

УДК 621.165:532.6

А.В. РУСАНОВ, Н.В. ПАЩЕНКО

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
Харьков, Украина*

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПЕРВЫХ ДВУХ СТУПЕНЕЙ ЦНД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 200 МВт

Представлены результаты модернизации первых двух ступеней цилиндра низкого давления паровой турбины мощностью 200 МВт. Предложен метод профилирования лопаток, в котором профили задаются кривыми четвертого порядка. Расчеты потерь, КПД и анализ эффективности обтекания выполнены на основе результатов численного моделирования пространственных вязких течений в лопаточных аппаратах турбомашин. Разработана проточная часть первых двух высоконагруженных ступеней ЦНД паровой турбины. Ступени модернизированной конструкции обеспечивают повышение КПД на 2,9 % и прирост мощности 3,43 МВт (на один поток).

турбина, проточная часть, цилиндр низкого давления, модернизация, вычислительная аэродинамика, трехмерное вязкое течение

Введение

Значительная часть работающих на электростанциях Украины паровых турбин введена в эксплуатацию более 30 лет назад, и к настоящему времени их наработка превзошла или приближается к значению 200000 часов, что вдвое превышает установленный ресурс. На сегодняшний день большинство имеющихся конструкций ЦНД паровых турбин имеет четыре ступени, причем наиболее устаревшие машины выполнены с последней ступенью Баумана. Существует несколько вариантов ЦНД с тремя ступенями [1], в которых на последней ступени срабатывается большой тепловой перепад (по сравнению с четырьмя ступенями). Увеличение нагруженности последней ступени приводит к уменьшению эффективности ее работы при низких значениях давлений в конденсаторе (от 0,05 ата и ниже) [2].

В работе рассмотрены возможности аэродинамической модернизации ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт, выполненной с использованием современных методов вычислительной гидродинамики. Целью работы являлось создание проточной части первых двух ступеней трехступенчатого ЦНД паровой турбины, срабатывающих повы-

шенный тепловой перепад (по сравнению с существующими прототипами), что обеспечивает разгрузку последней ступени и, соответственно, приводит к повышению ее аэродинамической эффективности. Направляющие аппараты (НА) и рабочие колеса (РК) модернизированной проточной части разработаны с помощью предложенного в работе метода, который основан на описании спинки и корытца профилей лопаток кривыми четвертого порядка.

1. Метод расчета течения

Расчеты трехмерных вязких течений выполнены с использованием программного комплекса *FlowER* [3], который:

- тщательно апробирован при решении задач исследования течений вязкого газа в проточных частях турбомашин [4, 5];
- обладает необходимой достоверностью получаемых результатов как по качественному анализу трехмерного вязкого течения, так и по количественной оценке характеристик турбомшины. Погрешность расчета потерь кинетической энергии и КПД ступеней турбины составляет около 0,5–1% (абсолютных) [5];

- зарекомендовал себя при проектировании и модернизации лопаточных машин [5];

- используется рядом предприятий Украины, России и Польши при разработке турбомашин.

Основные элементы математической модели, реализованной в комплексе программ *FlowER*:

- осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса [6];

- двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера [7];

- неявная квазимонотонная ENO-схема повышенной точности, соответствующую современному состоянию вычислительной газодинамики.

2. Метод профилирования лопаток

Лопаточные аппараты задаются произвольным набором плоских профилей, которые описываются двумя окружностями (входная и выходная кромки) и двумя кривыми четвертого порядка (спинка и корытце). Исходными данными для построения плоского профиля являются: ширина лопатки; геометрический угол входа; эффективный угол выхода; угол заострения входной кромки; радиусы входной и выходной кромок; шаг решетки; относительное расстояние за выходной кромкой (в долях от ширины лопатки), где вторые производные кривых четвертого порядка, описывающих профиль (спинку и корытце), равны 0.

Дополнительно к перечисленным данным задается условие обеспечения минимального значения максимальной кривизны, что, как показывает опыт [8], приводит к улучшению аэродинамического качества турбинных лопаток.

С целью уменьшения количества исходных данных, необходимых для задания лопатки, с одной стороны, и обеспечения монотонности изменения профилей лопатки по высоте, с другой стороны, исходные данные задаются в трех произвольных сечениях. В этом случае шаг решетки не задается, а оп-

ределяется по радиусу сечения и числу лопаток. Исходные данные в необходимом количестве произвольных сечений вычисляются интерполяцией по параболической зависимости.

3. Исходная проточная часть

В качестве объекта исследования рассмотрена предложенная ХЦКБ «Энергопрогресс» трехступенчатая проточная часть ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт, вид которой представлен на рис. 1, а основные геометрические характеристики – в таблице 1 [1].

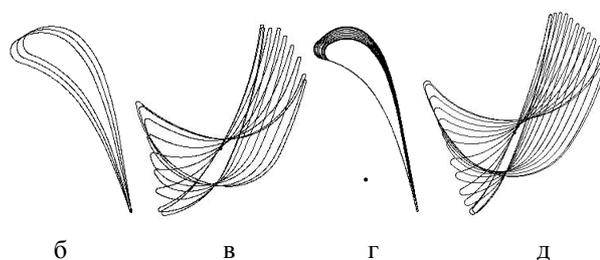
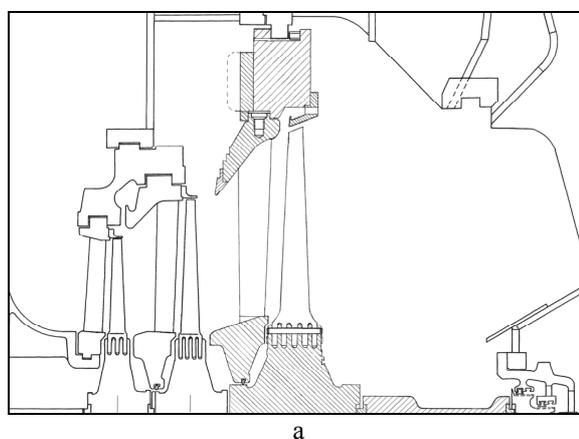


Рис. 1. Проточная часть исходного ЦНД:
а – меридиональное сечение;
б – НА первой ступени; в – РК первой ступени;
г – НА второй ступени; д – РК второй ступени

Усовершенствование последней ступени привело к существенному улучшению аэродинамических характеристик ЦНД [2], однако на режимах глубокого вакуума уровень ее КПД остался относительно невысоким. С целью повышения аэродинамической эффективности проточной части, особенно на режимах низких давлений в конденсаторе (ниже 0,05 ата), выполнено перераспределение теплового

перепада между ступенями – нагруженность первых двух ступеней увеличена, а последней уменьшена.

Расчеты исходной конструкции первых двух ступеней выполнены как с учетом наличия радиальных зазоров в лопатках РК (прототип [1]), так и с обандаженными лопатками. Конструкция с обандаженными лопатками исследовалась на двух режимах обтекания – с исходным и увеличенным тепловыми перепадами.

Таблица 1
Геометрические характеристики исходной и модернизированной конструкций

| Параметр | Исходный ЦНД | | | | Модернизированный ЦНД | | | |
|---|--------------|-------|-----------|-------|-----------------------|-------|-----------|-------|
| | 1 ступень | | 2 ступень | | 1 ступень | | 2 ступень | |
| | НА | РК | НА | РК | НА | РК | НА | РК |
| l/b * | 3,95 | 5,54 | 3,58 | 7,7 | 0,95 | 1,73 | 2,13 | 3,73 |
| t/b * | 0,77 | 0,65 | 0,75 | 0,72 | 0,78 | 0,69 | 0,75 | 0,54 |
| D/l | 4,73 | 4,65 | 3,59 | 3,55 | 13,17 | 11,78 | 6,03 | 6,0 |
| Z , шт | 76 | 124 | 54 | 120 | 50 | 92 | 54 | 130 |
| $\alpha_{1эф}$, $\beta_{2эф}$, град * | 11,16 | 14,83 | 12,07 | 17,66 | 13,41 | 15,18 | 14,93 | 16,67 |

* по среднему сечению, отсчитываются от осевого направления

В табл. 2 приведены результаты выполненных расчетов. Замена лопаток РК на обандаженные приводит к уменьшению потерь кинетической энергии, росту мощности и КПД.

Увеличение теплового перепада на первых двух ступенях повышает мощность на 1,66 МВт, при этом основные изменения аэродинамических характеристик происходят во второй ступени, что связано с «запиранием» потока в ней. На всех режимах течения углы выхода потока из ступеней существенно отличны от осевого направления. На рис. 2 представлены распределения статического давления на поверхностях лопаток в средних сечениях на режимах обтекания с увеличенным тепловым перепадом. Видно, что распределение давлений не монотонно (на стороне разрежения), а нагруженность лопаток не равномерна (по ширине). На основе анализа полученных результатов был сделан вывод о необходимости модернизации проточной части ЦНД.

Таблица 2

Газодинамические характеристики исходных и модернизированных ступеней

| Параметр | ЦНД | | | |
|--|----------------------|-----------------------|------------------------------|-------------------|
| | Исходный | | | Модернизированный |
| | номинальный режим | | увеличенный тепловой перепад | |
| | с рад. зазорами в РК | без рад. зазоров в РК | | |
| Полное давление на входе, кПа | 117 | 117 | 117 | 117 |
| Полная температура на входе, К | 493 | 493 | 493 | 493 |
| 1-я ступень | | | | |
| Статическое давление на выходе, кПа | 60,8 | 60,9 | 60,0 | 51,8 |
| Степень понижения полного давления в ступени | 1,83 | 1,84 | 1,87 | 2,2 |
| Реактивность, ρ | 0,355 | 0,386 | 0,388 | 0,518 |
| Потери кинетической энергии, % | 10,4 | 8,7 | 8,7 | 6,2 |
| Мощность ступени, МВт | 6,57 | 6,7 | 6,85 | 9,08 |
| Абсолютный угол выхода потока, град * | -27,81 | -35,16 | -37,11 | 8,5 |
| 2-я ступень | | | | |
| Статическое давление на выходе, кПа | 27,8 | 27,8 | 21,8 | 21,8 |
| Степень понижения полного давления в ступени | 2,17 | 2,17 | 2,6 | 2,34 |
| Реактивность, ρ | 0,379 | 0,386 | 0,445 | 0,542 |
| Потери кинетической энергии, % | 9,7 | 9,7 | 8,7 | 8,0 |
| Мощность ступени, МВт | 7,26 | 7,37 | 8,87 | 8,18 |
| Абсолютный угол выхода потока, град * | -21,49 | -24,48 | -41,25 | 7,44 |
| Суммарные характеристики 2-х ступеней | | | | |
| Потери кинетической энергии, % | 9,5 | 8,8 | 8,1 | 6,6 |
| Потери с выходной скоростью, % | 2,5 | 2,4 | 4,5 | 2,1 |
| Мощность, МВт | 13,83 | 14,06 | 15,72 | 17,26 |
| КПД адиабатический, % | 90,5 | 91,2 | 91,9 | 93,4 |

* по среднему сечению, отсчитываются от осевого направления

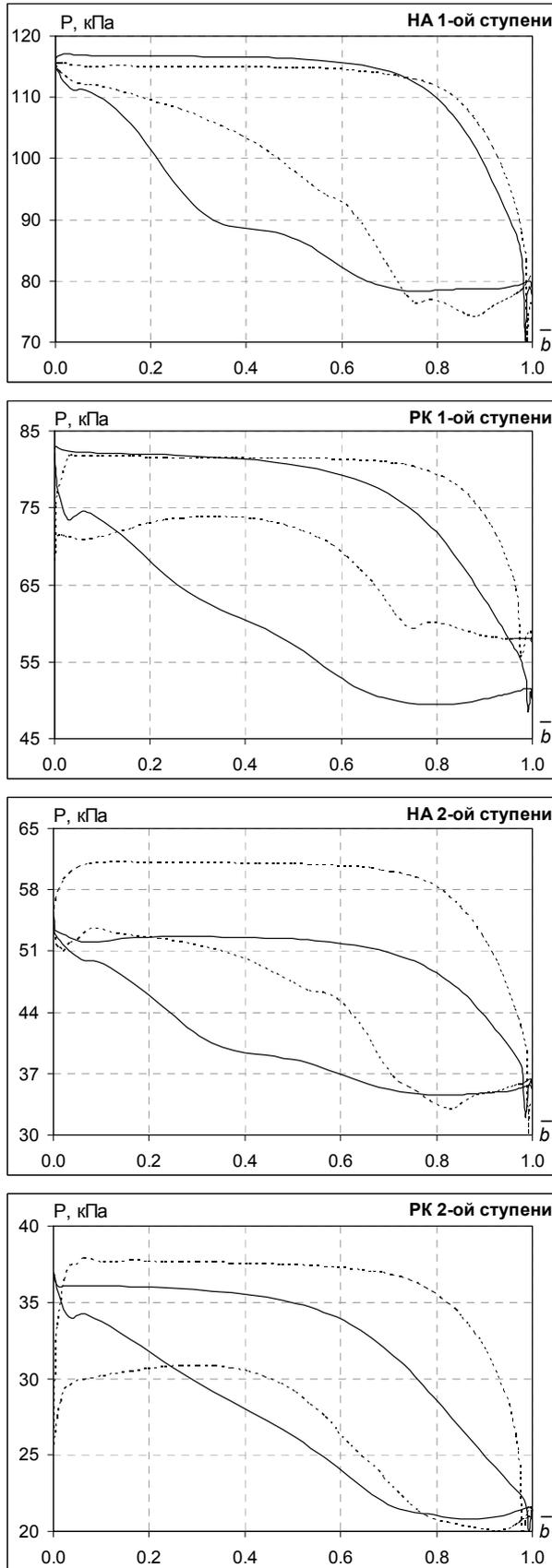
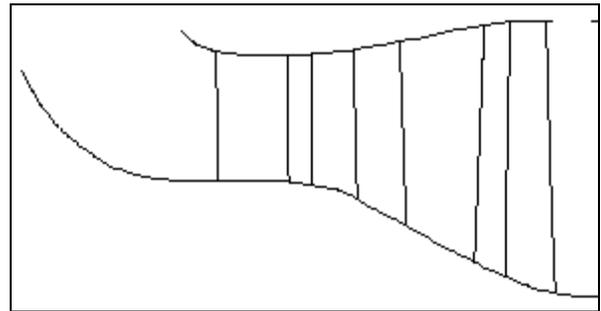


Рис. 2. Распределение давления в среднем сечении на поверхности лопатки по ширине: --- исходная конструкция (с увеличенной нагрузкой); — модернизированная конструкция

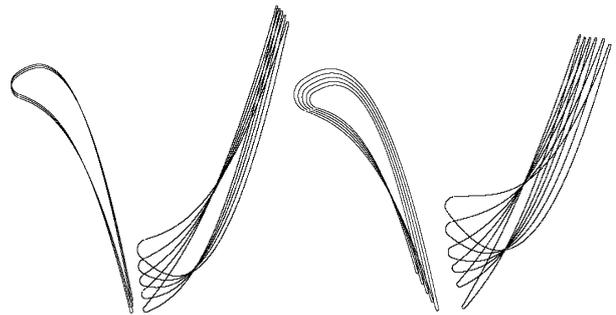
4. Модернизированная проточная часть

Вид модернизированной проточной части первых двух ступеней показан на рис. 3, а основные геометрические характеристики даны в табл. 1.

Лопатки модернизированных ступеней спроектированы по методике, описанной ранее, и имеют существенно большие значения D/l .



а



б в г д

Рис. 3. Модернизированная проточная часть: а – меридиональное сечение; б – НА первой ступени; в – РК первой ступени; г – НА второй ступени; д – РК второй ступени

Из представленных в табл. 2 и на рис. 2 результатов расчета модернизированной проточной части видно:

- прирост теплового перепада распределится между двумя ступенями (в исходном варианте реализовался только на второй ступени);
- углы выхода потока из ступеней стали существенно ближе к осевому направлению;
- увеличилась реактивность ступеней;
- улучшилось распределение давлений на поверхностях лопаток;

– потери кинетической энергии уменьшились на 2,9%;

– потери кинетической энергии с выходной скоростью уменьшились на 0,4%;

– увеличилась мощность двух ступеней на 3,44 МВт (на один поток).

Заключение

1. На основе анализа результатов расчета трехмерного течения потока в проточной части ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт предложено направление ее модернизации.

2. Предложен метод профилирования лопаток, в котором профиля описываются кривыми четвертого порядка.

3. С помощью предложенного метода профилирования разработаны первые две ступени проточной части ЦНД, срабатывающие повышенный тепловой перепад.

4. Модернизированная проточная часть первых двух ступеней ЦНД обеспечивает увеличение адиабатического КПД на 2,9 % и мощности на 3,43 МВт (на один поток).

5. Целью дальнейших исследований является разработка последней ступени, предназначенной для совместной работы с предложенными первыми ступенями ЦНД паровой турбины.

Литература

1. Мамонтов Н.И., Пугачева Т.Н. Некоторые проблемы реконструкции и модернизации паровых турбин тепловых электростанций Украины // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2008. – № 6. – С. 152-161.

2. Русанов А.В., Ершов С.В., Пащенко Н.В., Яковлев В.А. Аэродинамическое усовершенствование последней ступени цилиндра низкого давления

паровой турбины мощностью 200 МВт // Пробл. машиностроения. – 2007. – 10, № 4. – С. 53-61.

3. Єршов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашиних «FlowER»: Свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.

4. Lampart P., Rusanov A., Yershov S., Marcinkowski S., Gardzilewicz A. Validation of a 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow // Transactions of the ASME. Journal of Fluids Engineering. – 2005. – 127, № 1, January. – С. 83-93.

5. Lampart P., Yershov S., Rusanov A. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepne Maszyny Przeplywowe. Turbomachinery., Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. – 2002, No. 122. – P. 63-70.

6. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. – 2nd ed. – DCW Industries, Inc., La Canada, California, 2004. – 540 p.

7. Menter F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 11. – P. 1299-1310.

8. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин. – Х.: Выща школа, 1989. – 217 с.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: канд. техн. наук, с.н.с. В.Н. Голощапов, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.