

А.В. Русанов, А.И. Косьянова, П.Н. Сухоробрий, О.Н. Хорев

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

ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦИЛИНДРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5



Представлены результаты газодинамического усовершенствования цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5. Спроектированы новые направляющие и рабочие лопатки венцов ступеней цилиндра, проведен газодинамический расчет исходной и модернизированной проточных частей. Выполнена оценка ожидаемого суммарного экономического эффекта от внедрения предложенных конструкций.

Ключевые слова: паровая турбина, цилиндр высокого давления, проточная часть, пространственное течение, расчетные исследования.

Основу тепловой энергетики Украины составляют паровые турбины мощностью 200 и 300 МВт, введенные в эксплуатацию в 50–60 годы прошлого века. На сегодняшний день эти турбины выработали установленный ресурс или приближаются к его границе, поэтому в ближайшее время необходимо выполнить их модернизацию или замену.

На турбиностроительном предприятии ОАО «Турбоатом» (Харьков) разработана новая турбина К-325-23,5 мощностью 325 МВт, которая может быть использована для замены устаревших турбин на действующих ТЭС без существенных перестроек машзала и фундамента при максимальном сохранении оборудования тепловой схемы. На рис. 1 представлен общий вид проточной части цилиндра высокого давления (ЦВД) турбины К-325-23,5.

В настоящее время налажено производство этих турбин, поставки осуществляются на ТЭС «Аксу» (Казахстан). В Украине планируется при-

менить эту разработку на Трипольской ТЭС. В проекте турбины К-325-23,5 использован ряд новых конструктивных решений, которые позволили повысить ее КПД. Однако проектирование проточной части турбины проводилось на основе традиционных подходов, т.е. с использованием унифицированных профилей лопаток направляющих аппаратов (НА), в том числе с удлиненным входным участком, и рабочих колес (РК). В этой связи на основе имеющегося у авторов опыта [1, 2] можно утверждать, что у рассматриваемой конструкции существуют значительные резервы для повышения ее эффективности.

В работе представлены результаты газодинамического усовершенствования проточной части ЦВД паровой турбины К-325-23,5 за счет использования современных методов профилирования лопаточных аппаратов.

МЕТОД И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ЦВД

Для численного исследования физических процессов в проточной части паровой турбины использовался программный комплекс FlowER

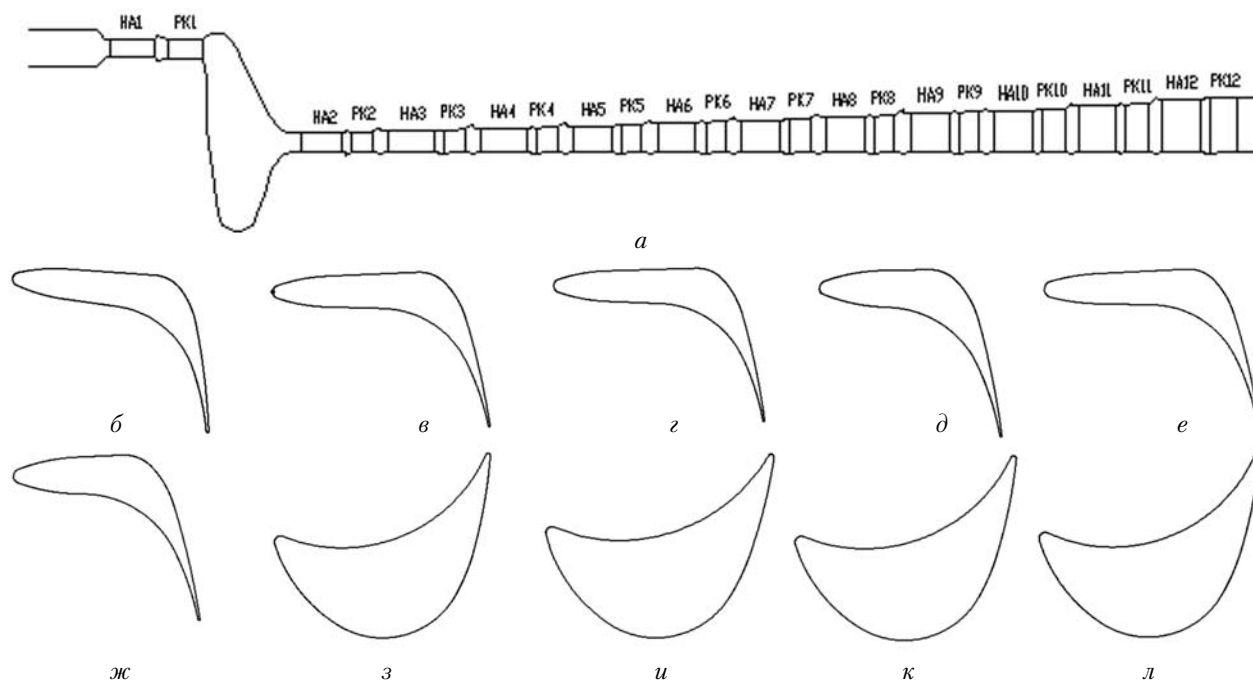


Рис. 1. Общий вид проточной части и сечения лопаток ЦВД: *а* — общий вид проточной части; *б* — НА 1-ой ступени; *в* — НА 2-й и 3-й ступеней; *г* — НА 4-й ступени; *д* — НА 5-й ступени; *е* — НА с 6-й по 8-ю ступень; *ж* — НА с 9-й по 12-ю ступень; *з* — РК 1-ой ступени; *и* — РК со 2-й по 9-ю ступень; *к* — РК 10-й и 11-й ступеней; *л* — РК 12-й ступени

[1, 3], в котором реализованы следующие элементы математической модели: осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье—Стокса, двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера, неявная квазилинейная ENO-схема повышенной точности. Программный комплекс FlowER более 15 лет успешно используется в ряде ведущих конструкторских бюро машиностроительных предприятий Украины, России и Польши. Достоверность полученных с его помощью результатов подтверждена большим числом исследований, выполненных как разработчиками комплекса, так и специалистами предприятий, где он используется [4, 5 и др.]. Совместные расчеты первых двух ступеней выполнены с использованием уравнения состояния совершенного газа на сетке с суммарным числом более 2 млн. 600 тыс. ячеек при условиях, соответствующих номинальному режиму работы турбины: частота вращения ротора — 3000 мин^{-1} , полная температура на входе — $535,5 \text{ }^\circ\text{C}$, полное давление

на входе — 228 кгс/см^2 (22,4 МПа), статическое давление на выходе из 12-ой ступени — $39,96 \text{ кгс/см}^2$ (3,92 МПа). Для определения граничных условий *вход—выход* для расчета отдельных ступеней ЦВД использованы данные теплового расчета ОАО «Турбоатом». Расчетная сетка каждой ступени насчитывала примерно 1 млн. 640 тыс. ячеек.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСХОДНОЙ КОНСТРУКЦИИ ЦВД

Одним из наиболее проблемных элементов проточных частей паровых турбин, в том числе турбины К-325-23,5, являются первые две ступени, на характер обтекания которых значительное влияние оказывает изменение режима работы. На рис. 2 показана визуализация течения в первых двух ступенях ЦВД исследуемой турбины.

Из представленных результатов видно, что даже на номинальном режиме работы угол натекания на НА 2-й ступени сильно отклонен от осевого направления, из-за чего в проточной час-

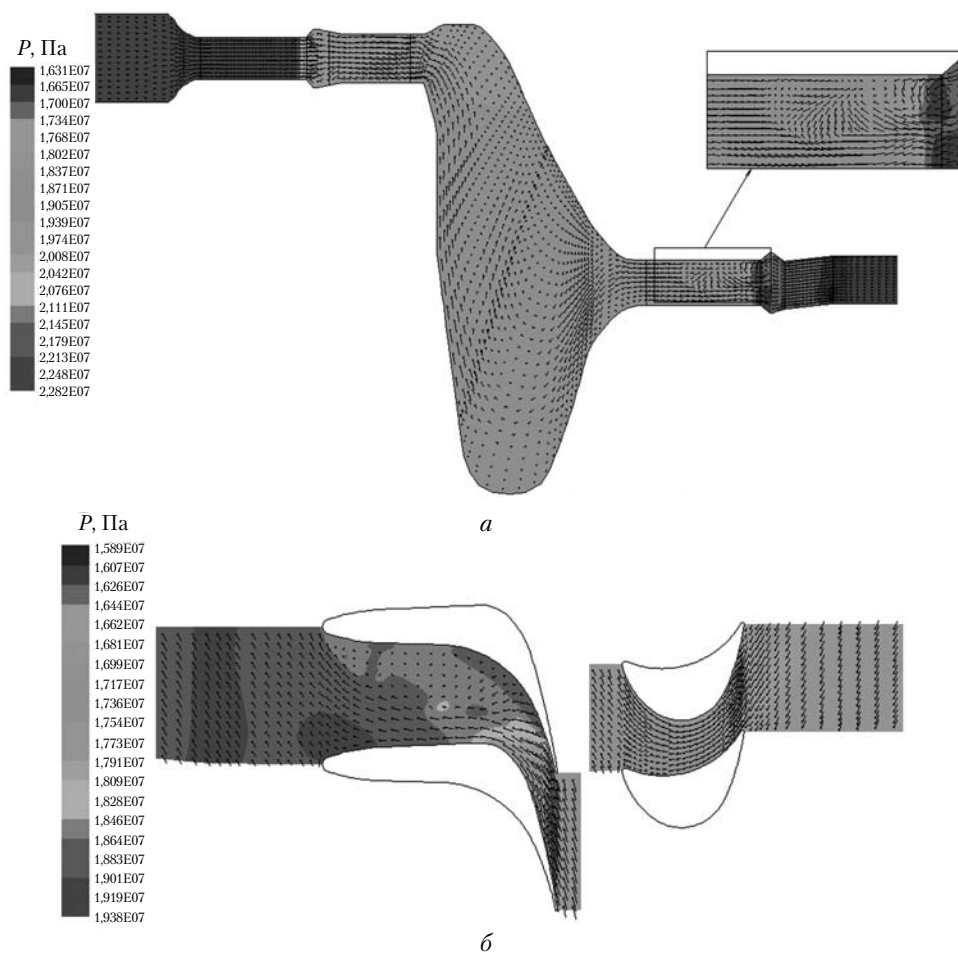


Рис. 2. Изолинии статического давления и векторы скорости: а – 3-я ступень; б – 12-я ступень

ти образуются значительные отрывы потока. Потери кинетической энергии для 1-й ступени составляют 19,6 %, для 2-й – 26,1, а в двух ступенях – 24,9. Полученный уровень потерь в 1-й ступени, с учетом особенностей ее конструкции (парциальность), является приемлемым. Значение потерь кинетической энергии во 2-й ступени очень высокое и может быть объяснено только наличием обширных отрывных зон.

На рис. 3 представлена визуализация результатов расчетов в 3-й и 12-й ступенях ЦВД. В таблице приведены основные интегральные газодинамические характеристики исходных ступеней ЦВД.

Из представленных результатов видно, что потери кинетической энергии в ступенях умень-

шаются по мере увеличения относительной высоты лопаток (от входа к выходу). Величина потерь кинетической энергии практически для всех ступеней больше 10 %, что несколько хуже по сравнению с существующими в мире лучшими образцами современных турбин.

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ЗАДАНИЯ ПРОФИЛЕЙ ЛОПАТОК ОСЕВОГО ТИПА КРИВЫМИ ЧЕТВЕРТОГО ПОРЯДКА. РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЦВД

Одним из наиболее важных требований, предъявляемых к методам профилирования лопаточных аппаратов, является обеспечение минимума профильных потерь при обтекании лопатки потоком. Согласно [6], обеспечение ус-

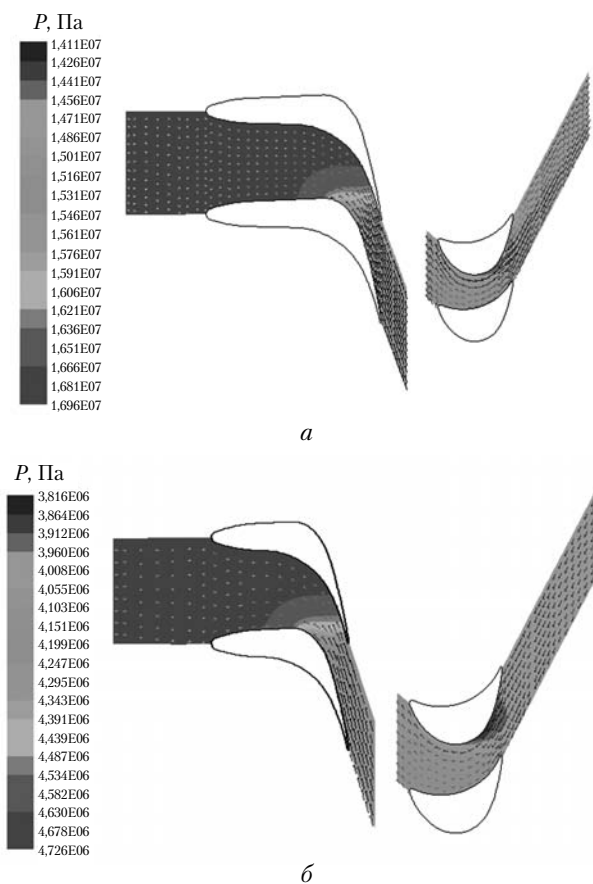


Рис. 3. Изолинии статического давления и векторы скорости в среднем тангенциальном сечении: *а* – 3-я ступень; *б* – 12-я ступень

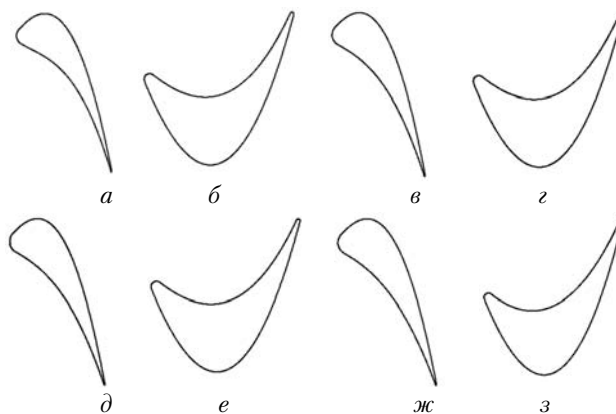


Рис. 4. Вид модернизированных направляющих и рабочих лопаток ЦВД: *а* – НА 3-й ступени; *б* – РК 3-й ступени; *в* – НА 6-й ступени; *г* – РК 6-й ступени; *д* – НА 9-й ступени; *е* – РК 9-й ступени; *ж* – НА 12-й ступени; *з* – РК 12-й ступени

ловия минимального значения максимальной кривизны для кривых, описывающих профиль, позволяет улучшать аэродинамические качества турбинных лопаток.

В ИПМаш НАН Украины разработан метод параметризации и аналитического профилирования лопаточных венцов, в котором профили лопаток описываются кривыми четвертого порядка с условием обеспечения минимального значения максимальной кривизны [2]. С использованием этого подхода выполнена

Основные интегральные газодинамические характеристики ступеней ЦВД турбины К-325-23,5

| Номер ступени | Расход на входе G_1 , кг/с | Расход на выходе G_2 , кг/с | Мощность N , МВт | Потери кинетической энергии, % | Потери кинетической энергии с выходной скоростью, % | КПД, % |
|---------------|------------------------------|-------------------------------|--------------------|--------------------------------|---|--------|
| 1 | 270,8 | 270,6 | 10,137 | 19,62 | 19,01 | 61,37 |
| 2 | 270,5 | 271,7 | 8,7067 | 26,14 | 3,78 | 70,08 |
| 3 | 279,0 | 279,0 | 9,1336 | 13,59 | 4,39 | 82,02 |
| 4 | 274,0 | 273,3 | 8,4254 | 14,56 | 4,52 | 80,92 |
| 5 | 272,2 | 272,6 | 8,2820 | 13,69 | 4,56 | 81,75 |
| 6 | 281,0 | 281,3 | 8,5370 | 12,48 | 4,74 | 82,78 |
| 7 | 281,1 | 281,3 | 8,6047 | 11,97 | 4,72 | 83,31 |
| 8 | 281,5 | 281,8 | 8,8968 | 11,73 | 4,62 | 83,65 |
| 9 | 278,3 | 278,7 | 8,6548 | 10,99 | 5,55 | 83,46 |
| 10 | 252,1 | 252,3 | 8,2730 | 11,05 | 4,11 | 84,84 |
| 11 | 257,0 | 257,2 | 8,5788 | 10,13 | 4,15 | 85,72 |
| 12 | 250,8 | 249,6 | 8,2508 | 8,99 | 4,66 | 86,35 |

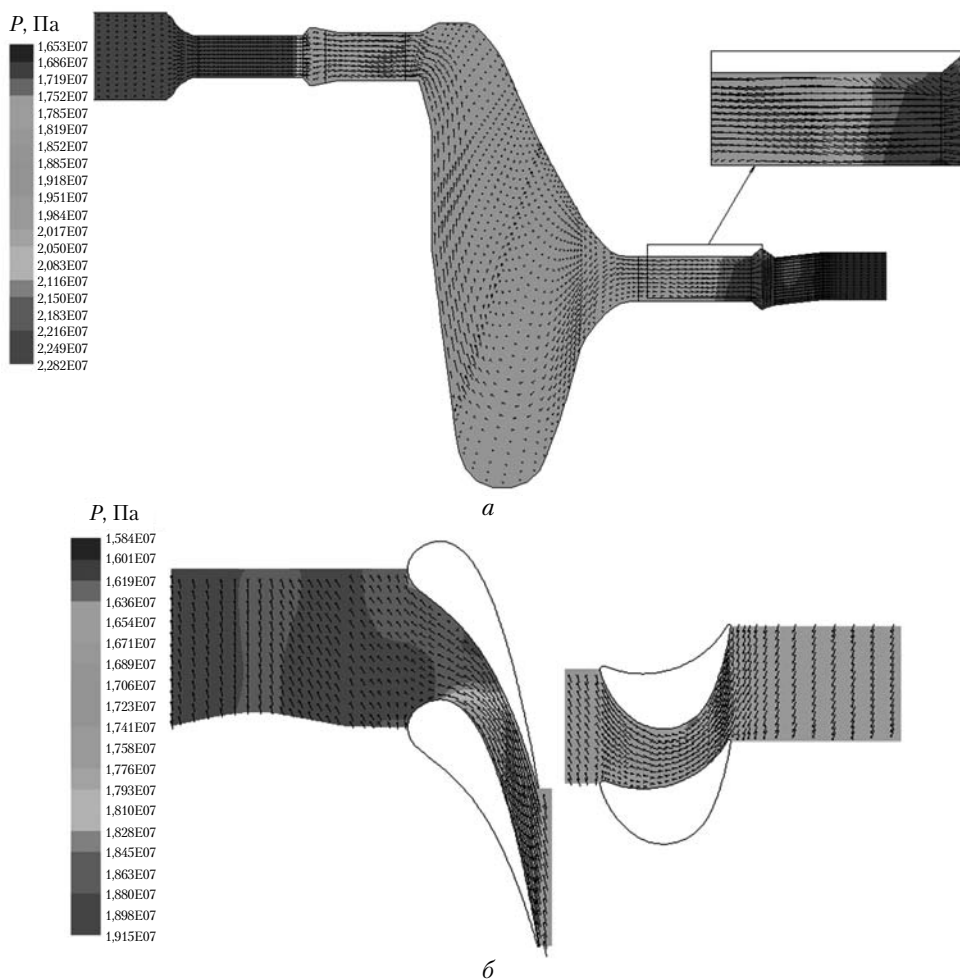


Рис. 5. Изолинии статического давления и векторы скорости: *а* — среднее сечение в меридиональной плоскости; *б* — среднее сечение в межлопаточном канале НА и РК 2-й ступени

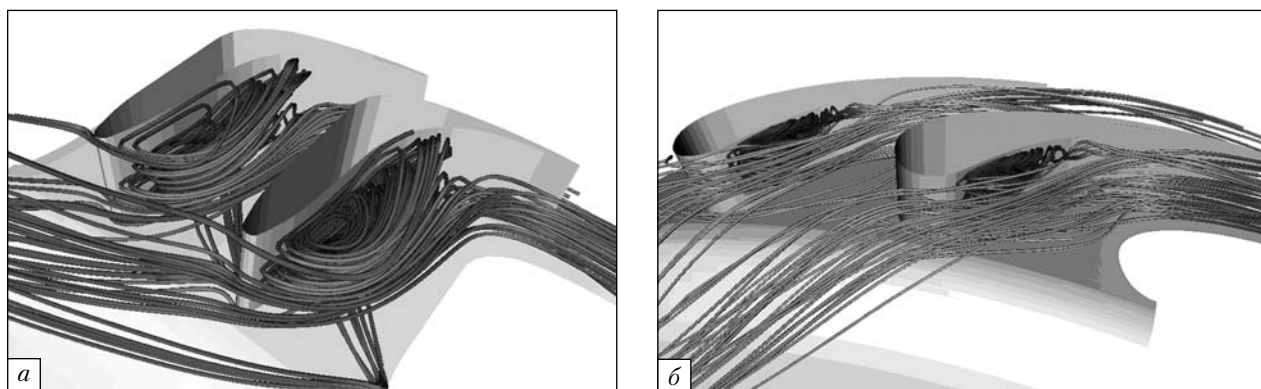


Рис. 6. Визуализация линий тока в межлопаточном канале исходного (*а*) и модернизированного (*б*) НА 2-й ступени

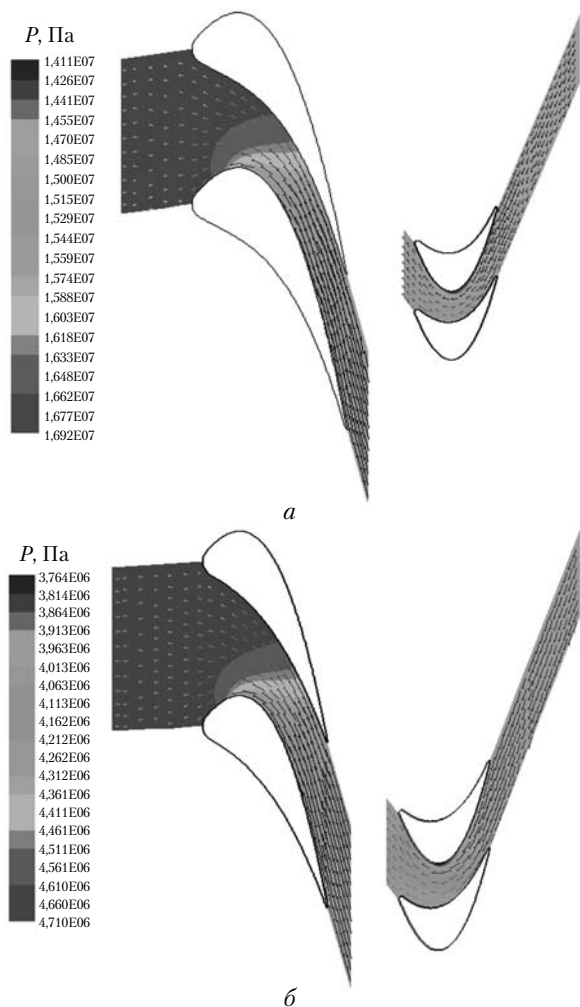


Рис. 7. Распределение статического давления и векторы скорости в среднем тангенциальном сечении модернизированных ступеней ЦВД: *a* – 3-я ступень; *б* – 12-я ступень

модернизация направляющих и рабочих лопаток ступеней ЦВД турбины К-325-23,5.

На рис. 4 представлен вид модернизированной проточной части ЦВД. Конструкция 1-й ступени осталась неизменной, во 2-й ступени применен модернизированный НА, а в остальных ступенях используются новые лопатки как НА, так и РК.

На рис. 5 и рис. 6, *б* показана визуализация результатов расчета в модернизированной проточной части отсека 1-й и 2-й ступеней ЦВД на номинальном режиме.

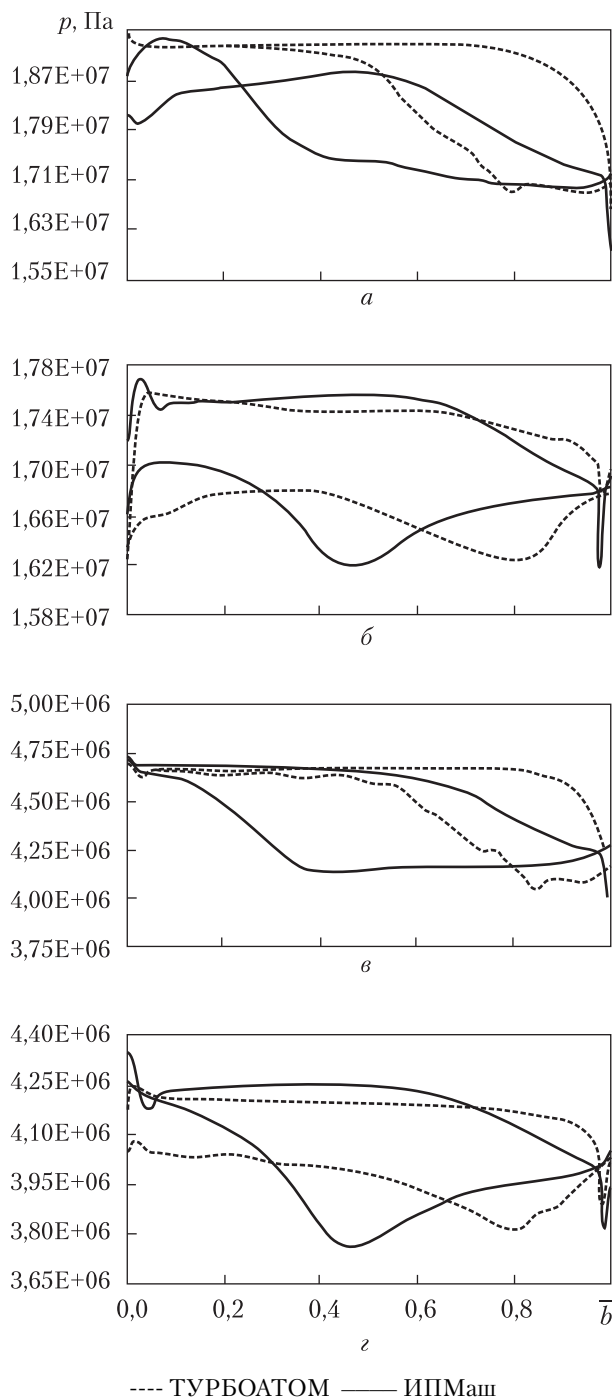


Рис. 8. Распределение давления вдоль поверхности профиля исходных и модернизированных направляющих и рабочих лопаток ступеней ЦВД турбины К-325-23,5: *a* – НА 2-й ступени; *б* – РК 2-й ступени; *в* – НА 12-й ступени; *г* – РК 12-й ступени

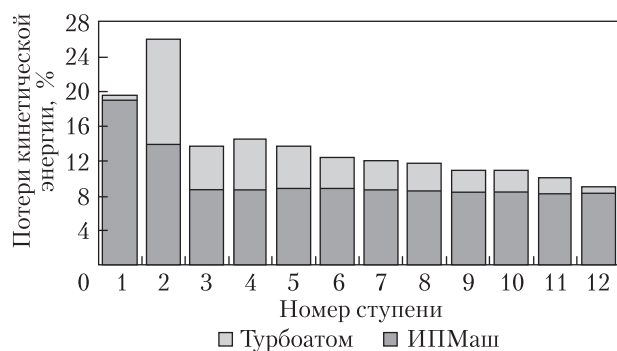


Рис. 9. Потери кінетическої енергії в исходних и модернізованих ступенях ЦВД парової турбіни К-325-23,5

В модернізованій проточній часті суттєво зменшилися отрывні течення во 2-й ступені, внаслідок чого значительно підвищилася ефективність її роботи. Так, втрати кінетическої енергії для 1-й ступені становлять 19,1 %, для 2-й — 14,0 і в двох ступенях — 18,7. Це свідчить про те, що пропонується лопатка НА забезпечує більш сприятливе обтекання при нерасчетних кутах навіювання потоку як в оточуючому напрямленні, так і в меридіональній площині, а також при нерівномірному розподілі параметрів по висоті каналу.

Совершенствуючі ступені з 3 по 12 ЦВД, метою яких було зменшення втрат кінетическої енергії, проводилося в два етапи. На першому етапі виконані багатоваріантні газодинамічні розрахунки з новими робочими лопатками. Кількість робочих лопаток, порівняно з початковим варіантом, не змінювалося. На другому етапі здійснювалася заміна початкових направляючих лопаток на нові — з широкохордними профілями. Це дозволило скоротити кількість направляючих лопаток без шкоди для міцнісних характеристик.

Розрахункові дослідження проводилися при тих же граничних умовах, що і в початкових ступенях.

На рис. 7 представлено візуалізація результатів розрахунків модернізованих 3-й і 12-й ступенів ЦВД. На рис. 8 наведено розподіл тиску вздовж поверхонь про-

филей початкових і модернізованих направляючих і робочих лопаток ступенів ЦВД турбіни К-325-23,5. З представлених результатів видно, що модернізована лопатка решітки НА навантажена більш рівномірно по довжині профілю. В модернізованих лопатках статическе тискування на сторонах розриву і тискування вирівнюється в районі вихідних кромки. Це призводить до зменшення величини «розриву» потоку на кромках і, як наслідок, до зменшення кромочних втрат.

ОЦЕНКА ИНТЕГРАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕРНИЗОВАННОЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦВД

На рис. 9 наведено розподілення розрахункового значення втрат кінетическої енергії по проточній часті ступенів для початкового (ОАО «Турбоатом») і для модернізованого (ИПМаш НАН України) ЦВД турбіни К-325-23,5.

Рівень втрат кінетическої енергії в модернізованих ступенях ЦВД знизився з 13,75 до 9,96 %, а КПД ЦВД збільшився з 85,89 до 89,68 %. Прогнозована сумарна потужність пропонуваного ЦВД становить 108,865 МВт, що на 4,374 МВт вище, ніж у початковій конструкції (104,491 МВт).

З представлених результатів дослідження видно, що з допомогою розроблених в ИПМаш НАН України методики проектування і методу газодинамічного розрахунку за рахунок вдосконалення форми профілів лопаток НА і РК можна суттєво знизити втрати кінетическої енергії і, відповідно, значительно підвищити ефективність ЦВД турбіни К-325-23,5.

ВЫВОДЫ

1. Розроблені сучасні інструменти підвищення ефективності парових турбін — метод розрахунку просторових течень реальної робочої середовища і спосіб профілювання лопаточних апаратів. Їх використання

для проектирования проточных частей паровых турбин позволяет находить прогрессивные решения, которые невозможно получить другими, ранее используемыми подходами.

2. За счет использования новой формы лопатки НА 2-ой ступени в разработанной проточной части существенно уменьшились отрывы потока, что привело к снижению потерь кинетической энергии в первых двух ступенях с 24,9 до 18,7 %.

3. Замена профилей лопаток НА и РК ступеней давления на усовершенствованные с учетом модернизации 2-ой ступени позволила повысить суммарный КПД ЦВД с 85,89 до 89,69 %, что дало прирост мощности на 4,37 МВ, т.е. на 4,19 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Русанов А.В., Ершов С.В.* Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин. — Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. — 275 с.
2. *Русанов А.В., Пащенко Н.В., Косьянова А.И.* Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2009. — № 2/7(38). — С. 32—37.
3. *Свідомство* про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Єршов, А.В. Русанов. — 19.02.1996.
4. *Lampart P.* Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases / P. Lampart, S. Yerшов, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. — 2002. — № 122. — P. 63—70.
5. *Хомылев С.А., Резник С.Б., Ершов С.В.* Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 — верификация расчетного метода // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. — 2008. — № 6. — С. 23—31.
6. *Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н.* Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин. — Харьков: Вища школа, 1989. — 217 с.

*А.В. Русанов, А.И. Косьянова,
П.М. Сухоребрий, О.М. Хорев*

ГАЗОДИНАМІЧНЕ ВДОСКОНАЛЮВАННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРА ВИСОКОГО ТИСКУ ПАРОВОЇ ТУРБИНИ К-325-23,5

Наведено результати газодинамічного вдосконалення циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5. Спроектовано нові направляючі та робочі лопатки вінців ступенів циліндра, проведено газодинамічний розрахунок вихідної та модернізованої проточних частин. Виконано оцінку очікуваного сумарного економічного ефекту від впровадження запропонованих конструкцій.

Ключові слова: парова турбіна, циліндр високого тиску, проточна частина, просторова течія, розрахункові дослідження.

*A.V. Rusanov, A.I. Kosyanova,
P.N. Soukhorebry, O.N. Khoriev*

GAS-DYNAMIC DEVELOPMENT OF STEAM TURBINE K-325-23,5 HIGH-PRESSURE CYLINDER SETTING

The results of gas-dynamic improvement of the high-pressure cylinder of steam turbine K-325-23,5 are presented. New guide and rotor blades of the high-pressure cylinder are designed. Gas-dynamic investigation of the initial and modernized setting is carried out. The assessment of expected total economic effect from application of the offered designs to production is executed.

Key words: steam turbine, high-pressure cylinder, setting, spatial flow, computational investigation.

Стаття надійшла до редакції 31.05.12