

УДК 621.692.3

С.В. МОИСЕЕВ*, А.В. БУРНЯШЕВ*, В.П. САРАПИН*,
А.В. РУСАНОВ**, д-р техн. наук

* *ОАО «Турбогаз», г. Харьков, Украина, e-mail: turbogaz@ukr.net*

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

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ РАДИАЛЬНЫХ ТУРБИН ЗА СЧЕТ ПРОФИЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Розглянуто порівняльний аналіз течії потоку у двох проточних частинах радіально-осьового типу турбодетандера. Порівнювались колесо з пластинчастими профілями лопаток і колесо з аеродинамічними профілями лопаток.

The comparative analysis of current of a stream in two flowing parts of radial and axial type of the turboexpander is considered. The wheel with plate profile of blades and the wheel with aerodynamic profile of blades were compared.

Введение.

Турбодетандерные агрегаты (ТДА) находят широкое применение в газовой промышленности в установках комплексной переработки газа (УКПГ) [1]. Их характерная особенность – расположение на одном валу турбинного и компрессорного колес. Такое конструктивное решение обуславливает преимущественное применение рабочих колес радиального либо радиально-осевого типов, поскольку по условиям компоновки в этом случае могут быть получены минимальные габариты установки при большем перепаде давлений. Опыт показывает, что условия эксплуатации ТДА могут изменяться по сравнению с расчетными. Как правило, это вызвано изменением условий истечения природного газа из скважин. Такая ситуация приводит к тому, что значительную часть времени ТДА работает на переменных режимах при уменьшенных значениях КПД. Уменьшение КПД приводит к снижению перепада температур, а также к уменьшению вырабатываемой мощности ТДА. В этом случае на первый план выступает вопрос о повышении эффективности работы проточных частей турбодетандеров на переменных режимах.

На основе предварительного анализа переменных режимов работы турбодетандера установлено, что основные потери энергии в канале рабочего колеса происходят из-за нерасчетного угла натекания потока на рабочие лопатки, что приводит к образованию отрывов пограничного слоя и появлению вихрей.

В данной работе приводится один из вариантов увеличения КПД проточной части турбодетандера на переменных режимах работы за счет использования вместо лопаток с пластинчатым профилем (проточная часть № 1, рисунок 1) лопаток с аэродинамическим обтекаемым профилем (проточная часть № 2, рисунок 1).

Сравнительный анализ.

Сравнительный анализ осуществлялся на основании газодинамических расчетов проточных частей, которые были проведены с помощью программного комплекса *FlowER* [2]. На рис. 1 представлена визуализация разработанных проточных частей. Конструкции содержат поворотные сопловые лопатки. Расчетному режиму работы соответствует конструктивный угол установки соплового аппарата (СА) 53°. При

апробации проводились расчеты с отклонением углов установки соплового аппарата $\pm 2^\circ$ от исходного.

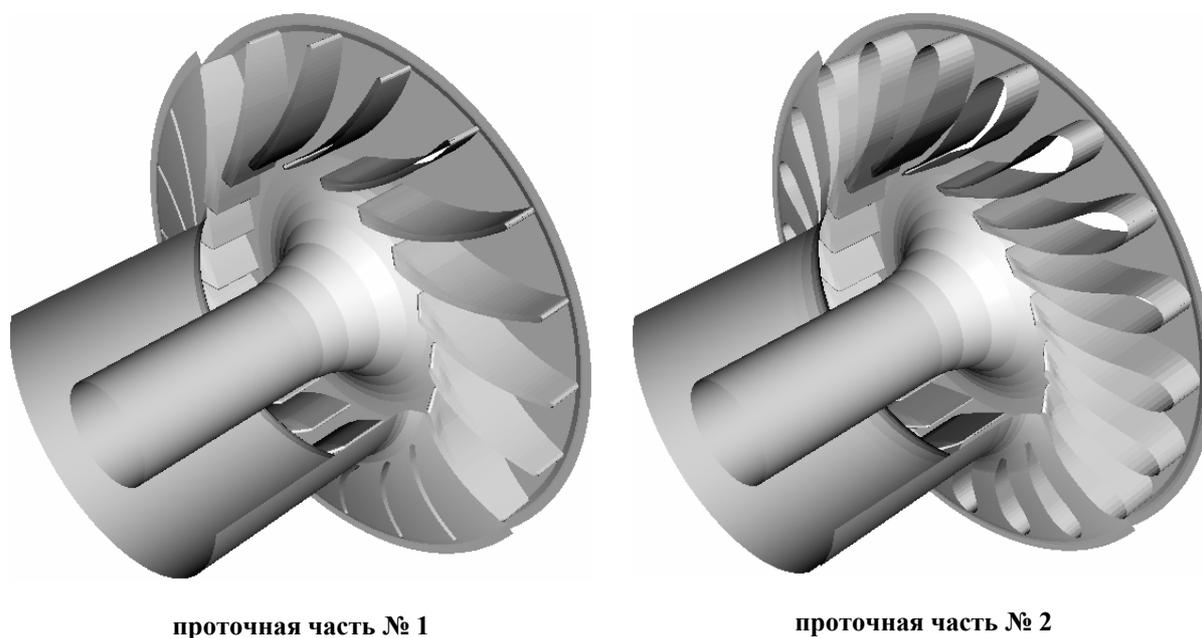


Рис. 1. Трехмерное изображение рабочих колес

Газодинамические параметры проточных частей.

Для расчета использовались следующие параметры газового потока и конструктивные особенности проточной части:

- полная температура газа на входе в турбодетандер – 219,49 К;
- полное абсолютное давление газа на входе в ТДА – 4,23, 4,43, 4,63 МПа;
- частота вращения рабочего колеса – 6000, 8000, 10000 об/мин;
- статическое давление на выходе из турбодетандера – 2,686 МПа.

Расчеты выполнялись с использованием уравнения состояния идеального газа с константами:

- газовая постоянная – 329 Дж/(кг·К);
- показатель адиабаты – 1,373.

На рис. 2–4 представлены сопоставления КПД ступени двух конструкций, где штриховой линией приведены параметры турбины с пластинчатым профилем рабочей лопатки (№ 1), а цельной линией параметры турбины с аэродинамическим обтекаемым профилем рабочей лопатки (№ 2). Из представленных результатов видно, что проточная часть № 2 превосходит проточную часть № 1 по всем параметрам во всем диапазоне проведенных расчетов. Это объясняется в основном тем, что в конструкции № 2 профили рабочих лопаток имеют большой радиус входной кромки и специально спроектированный обвод по спинке и корытцу, что придает им меньшую чувствительность к углу натекания потока и к появлению отрывов пограничного слоя от поверхности лопатки. Визуализированная картина течения в лопаточном аппарате РК двух турбодетандеров на различных режимах представлена на рис. 5. Как видно на этой картине при нерасчетном угле натекания потока в конструкции № 1 возникают интенсивные отрывы, в то время как в конструкции № 2 течение остается практически безотрывным.

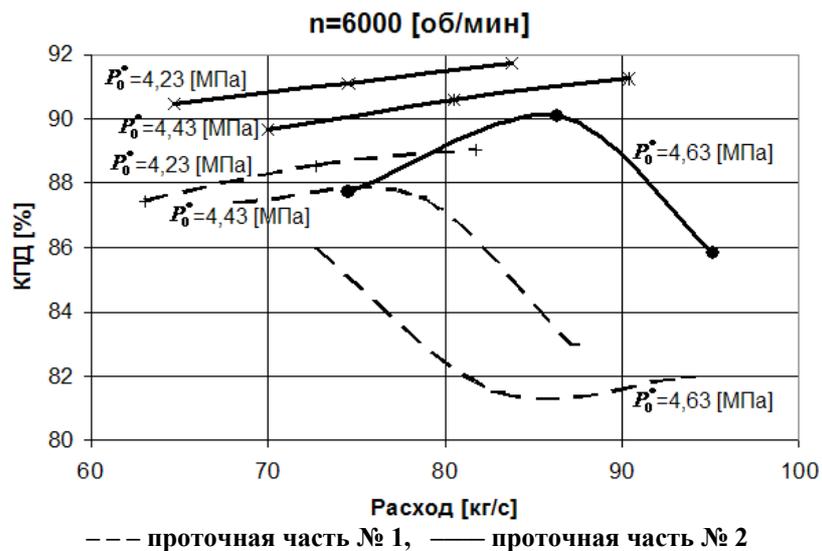


Рис. 2. КПД

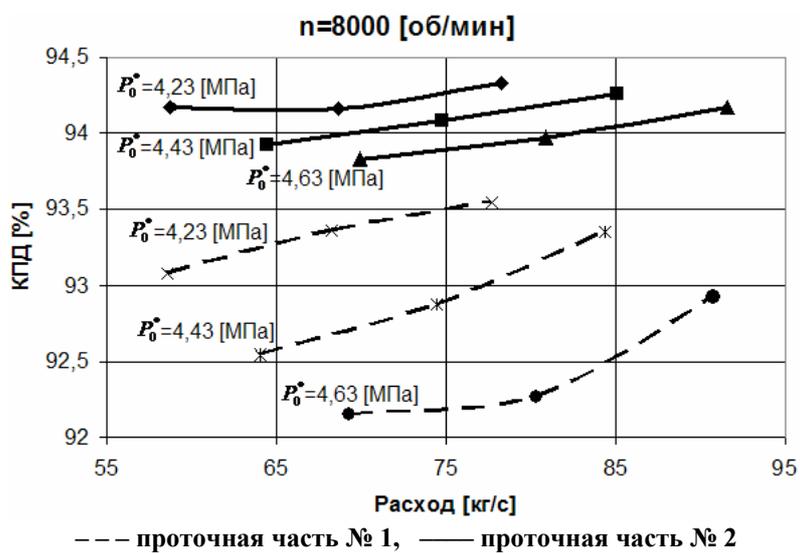


Рис. 3. КПД

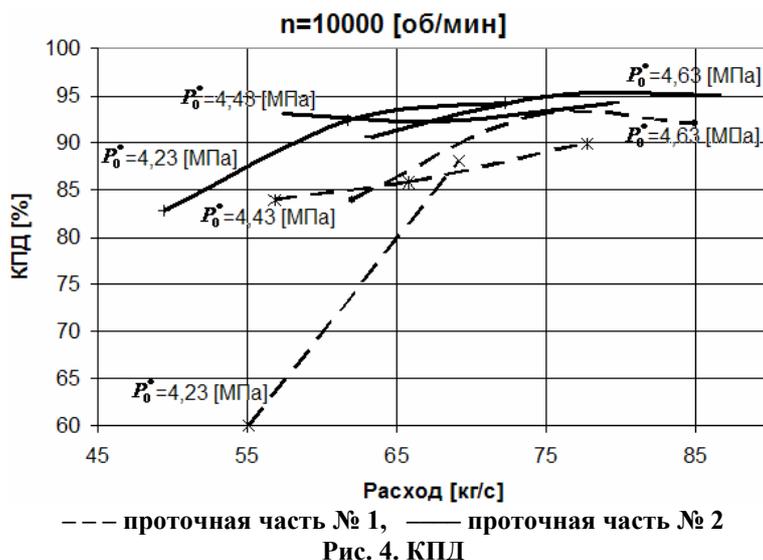


Рис. 4. КПД

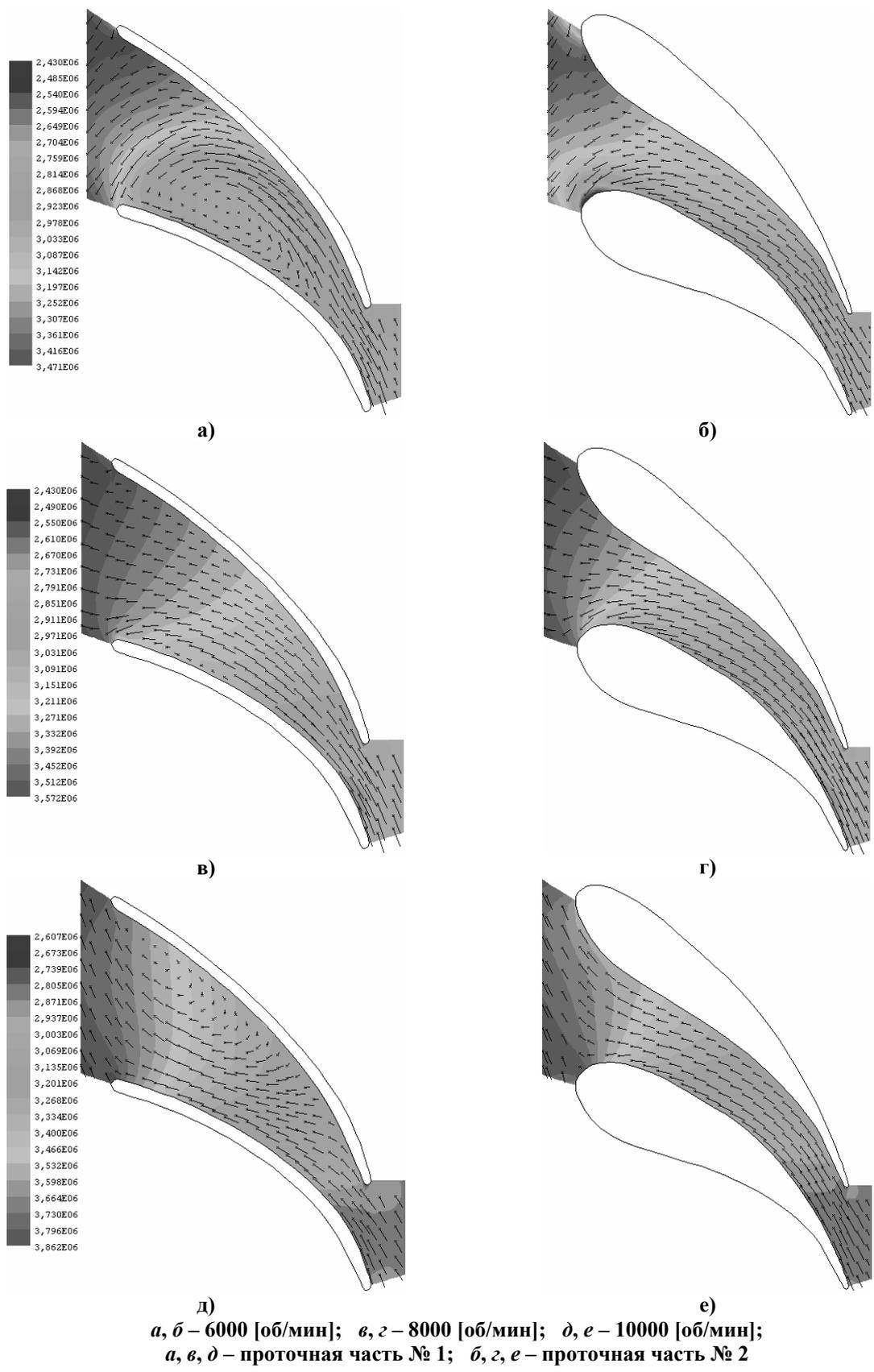


Рис. 5. Статическое давление и векторы скорости в канале РК. Среднее сечение

При угле натекания потока, меньшем геометрического угла входной кромки рабочей лопатки (рис. 5а, б), происходит удар о профиль со стороны корытца. При этом на спинке возникает отрыв пограничного слоя с последующим образованием вихря в межлопаточном канале. Это явление четко выражено в проточной части № 1 и наглядно показано на рис. 5а).

При угле натекания потока, равном геометрическому углу входной кромки (рис. 5в, г), отрывов пограничного слоя и появления вихрей в межлопаточном канале не наблюдается.

При угле натекания потока больше, чем геометрический угол входной кромки рабочей лопатки (рис. 5д, е), удар потока происходит со стороны спинки, а отрыв пограничного слоя и вихрь в межлопаточном канале появляются на стороне корытца (рис. 5д).

Выводы.

Расчеты показали, что при номинальной частоте вращения ротора (8000 об/мин) повышение абсолютного значения КПД в проточной части № 2 (с аэродинамическим обтекаемым профилем) по отношению к проточной части № 1 (с пластинчатым профилем) незначительно – от 1 % до 2 %. При частоте вращения ротора 6000 об/мин повышение КПД в проточной части № 2 по отношению к проточной части № 1 составило от 4 % до 10 %, а при частоте вращения ротора 10000 об/мин КПД возрос до 5 % ... 15 %.

Учитывая изложенное, можно сделать вывод, что в случае работы на переменных режимах использование аэродинамически обтекаемые профили для радиально-осевой проточной части турбины является предпочтительным.

Литература

1. Язык А.В. Турбодетандеры в системах промышленной подготовки природного газа. – М.: Недра, 1997. – 173 с.
2. Русанов А.В., Ершов С.В. Применение комплекса программ «FlowER» для расчетов трехмерных вязких течений в радиальных решетках. Прогресс. Качество. Технология // Материалы Третьего конгресса двигателестроителей Украины с иностранным участием. – Харьков: Харьковский государственный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», 1998. – С. 114-116.

© Моисеев С.В., Бурняшев А.В., Сарапин В.П., Русанов А.В., 2008