

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф., Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук,
М.В. БУРЛАКА

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

О ВОЗМОЖНОСТИ ЗАМЕНЫ ФИЗИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА НА ПЛОСКОЙ РЕШЕТКЕ ТУРБИНЫХ ЛОПАТОК ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫМ

Досліджені впливи на результати чисельного експерименту виду геометрії розрахункової області, типу розрахункової сітки та розмірів її елементів і параметру y^+ , порядку апроксимації розрахункової схеми та моделі турбулентності. Приведені особливості параметрів розрахунків що виявилися у ході досліджень. Проведені порівняння розрахункових результатів з експериментальними.

Influences on results of numerical experiment of a kind of geometry of calculation area, such as a calculation grid, the sizes of its elements and parameter y^+ , the approximation order the settlement circuit and model of turbulence are investigated. Features of parameters of calculations which have been revealed during researches are resulted. Comparison of settlement results with experimental is carried out.

Введение

К настоящему времени методы вычислительной гидродинамики (CFD) [1] достигли такого уровня совершенства, что для инженера-турбиниста становится актуальным вопрос – можно ли, решая усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса с использованием современных компьютерных программ, получить сведения о течении вязкой сжимаемой жидкости в элементах проточной части с точностью, которая не уступала бы точности физических экспериментов?

Владение современным расчетным программным комплексом и мощными компьютерами еще не гарантирует получение хороших результатов при решении различных инженерных задач, т.к. программный комплекс представляет собой весьма сложную систему. Изменение тех или иных ее характеристик существенно влияет на результаты расчетов. Именно поэтому представляется целесообразным изучить влияние того или иного параметра либо фактора на процесс и результат решения, выяснить области применения тех или иных расчетных схем и моделей турбулентности. Этого можно добиться только путем сравнения расчетных данных с результатами экспериментальных исследований.

Поскольку современные CFD-пакеты основаны на одинаковой идеологии расчетов и являются сопоставимыми по своим возможностям, следует ожидать, что выводы, которые делаются в данной работе, в принципе, справедливы для всех программных комплексов CFD.

В турбиностроении стандартным методом оценки эффективности решеток профилей является проведение эксперимента на плоских стендах, которые обеспечивают высокую точность определения профильных потерь и углов выхода потока при различных условиях течения (числа Маха и Рейнольдса), углах натекания, относительных шагах и т.п. Не будучи уверенным в надежности результатов, которые дает CFD в этом простейшем случае, невозможно приступать к численному решению более сложных инженерных задач.

Наиболее достоверными представляются данные продувок по отечественным стандартным профилям [2], всесторонне исследовавшимся в различных организациях,

которые в данной статье выбраны в качестве эталона для сравнения с расчетными данными.

Численный эксперимент

Численный эксперимент включает следующие этапы:

1. Построение геометрии исследуемого канала с использованием системы автоматизированного проектирования (CAD);
2. Заполнение расчетной области сеткой.
3. Задание типа расчетной схемы, граничных условий, модели турбулентности и ее параметров и др.
4. Проведение расчетов.
5. Обработка и анализ результатов.

Перед выполнением численного эксперимента на плоской решетке турбинных лопаток, необходимо проделать ряд тестовых расчетов, для выявления наилучших условий расчета на каждом из указанных этапов. Эта процедура в некоторой степени соответствует наладке экспериментального стенда перед физическим экспериментом.

Вблизи лопатки возникают различные неравномерности параметров потока и большие градиенты параметров рабочего тела. Как правило, все это проявляется в виде вихрей (порой достаточно интенсивных), особенно за выходными кромками. Если часть такого вихря выходит за границы расчетной области, то результаты такого расчета не будут достоверны. На расстояниях, которые равны или больше хорды поток является более или менее равномерным, но на слишком больших расстояниях назначать граничные условия входа и выхода потока не рационально из-за значительного увеличения количества элементов расчетной сетки и, как следствие, неоправданного увеличения времени расчета. Проведенные расчеты показали, что при хорде 42 мм на расстоянии, приблизительно равном 35 мм, изменение величины коэффициента потерь почти не происходит. Поэтому наиболее правильным и рациональным с точки зрения времени вычислений является расстояние от этих поверхностей до лопатки приблизительно равное хорде.

На этапе построения сетки необходимо определиться с ее типом и топологией, с видом и размерами ее элементов. Сетка может быть структурированной или не структурированной. Для структурированной сетки топологию необходимо выбирать таким образом, чтобы координатные линии совпадали, насколько это возможно, с линиями тока течения. Для расчетов течения жидкости в турбинных решетках предпочтительными являются четырехугольники для 2D и шестигранники для 3D. Следует иметь в виду, что сетки на треугольных элементах в сравнении с сетками на четырехугольных элементах при одинаковой геометрии канала и количестве элементов имеют меньшее количество узлов, то есть требуют меньше памяти ЭВМ для вычислений. В области вихревых зон, например за выходными кромками лопаток, сетки на треугольных элементах имеют преимущество над сетками с четырехугольными элементами. Размер элементов сетки должен быть как можно меньше, но даже на мощных ЭВМ решение простой задачи на очень мелкой сетке может длиться десятки часов, поэтому элементы сетки должны быть такими, чтобы при повторе расчета на сетке с меньшими элементами при прочих равных условиях не возникло существенное различие результатов этих расчетов. Следует отметить, что в любом случае число Рейнольдса, вычисленное по высоте первого слоя сетки около лопатки (y^+) должно быть не больше 2. При расчете трансзвуковых и сверхзвуковых течений необходима очень хорошая сетка в областях предполагаемых скачков и пограничного слоя.

На рис. 1 показаны распределения полного давления на выходе из решетки, полученные на сетках с элементами различных размеров и формой. По этим распределениям полного давления можно заключить, что с измельчением сетки след за кромками становится более глубоким и узким, а характерная осцилляция возле следа становится меньше или вообще отсутствует, что в большей степени соответствует физике течения.

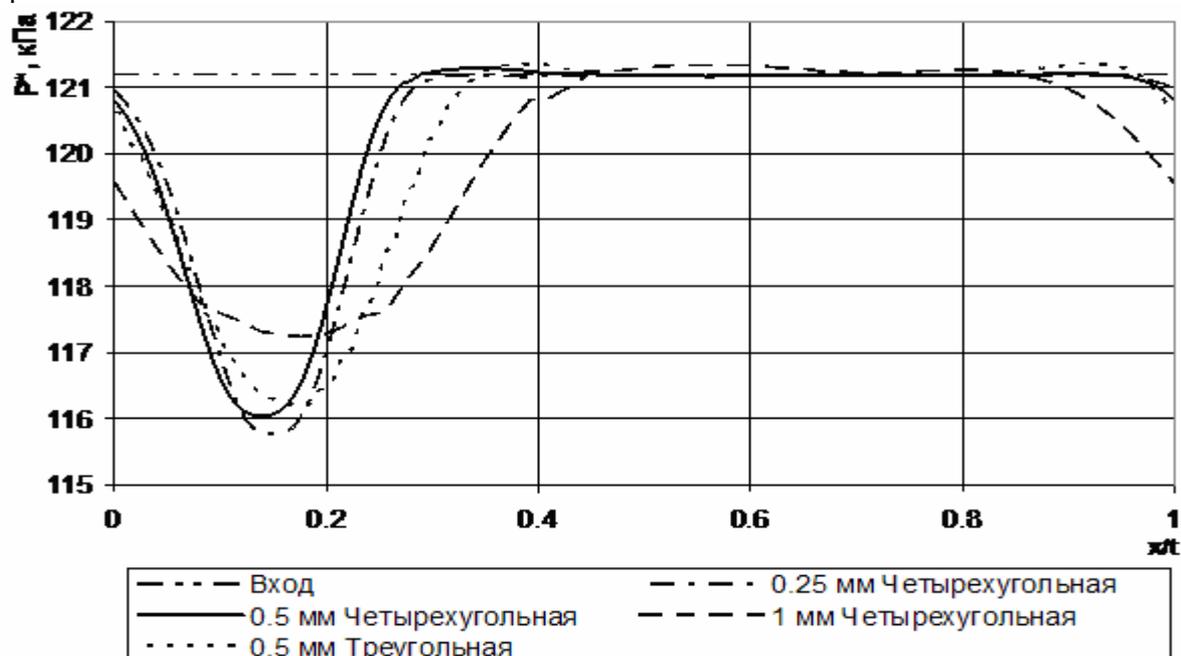


Рис. 1. Распределения полного давления на выходе из решетки на разных сетках

В табл. 1 приведены значения коэффициентов потерь полного давления за выходными кромками решетки активного типа. Из этих данных видно, что коэффициенты потерь на сетках со средними размерами элементов 0,25 мм и 0,5 мм отличаются незначительно, а на сетке со средним размером элемента 1 мм получается существенно завышенное значение коэффициента потерь полного давления.

Таблица 1. Коэффициенты потерь полного давления на разных сетках

Тип сетки	Четырехугольная			Треугольная
	0,25	0,5	1	0,5
Средний размер элемента, мм	0,25	0,5	1	0,5
Коэффициент потерь полного давления, %	4,31	4,35	5,76	4,36

Для определения влияния расчетной схемы на результат решения были проведены расчеты на схеме первого порядка точности; схеме второго порядка точности во всей расчетной области и на схеме второго порядка с локально первым порядком точности в местах разрывов функций, так называемой TVD-схеме.

На рис. 2 показаны три распределения полного давления, полученные на разных расчетных схемах. Распределение полного давления, показанное точечной линией, соответствует схеме 1-го порядка точности. Как видим, для такой схемы характерно чрезмерное смазывание пиков функции. Пунктирной линией отображен результат решения на схеме 2-го порядка точности повсюду в расчетной области. Видно, что этой схеме присущи нефизичные осцилляции. Штрих-пунктирная линия соответствует распределению полного давления, полученного на схеме 2-го порядка точности, но с

1-м порядком точности в местах локальных экстремумов функции. Очевидно, что из этих схем наилучшей является схема 2-го порядка точности с локально 1-м порядком в местах локальных экстремумов. Существуют схемы 2-го и более высоких порядков точности, не дающие осцилляций во всей расчетной области, которые еще более достоверны, чем лучшая из рассмотренных схем. Отсутствие осцилляций в таких схемах достигается за счет введения специальных ограничителей [1].

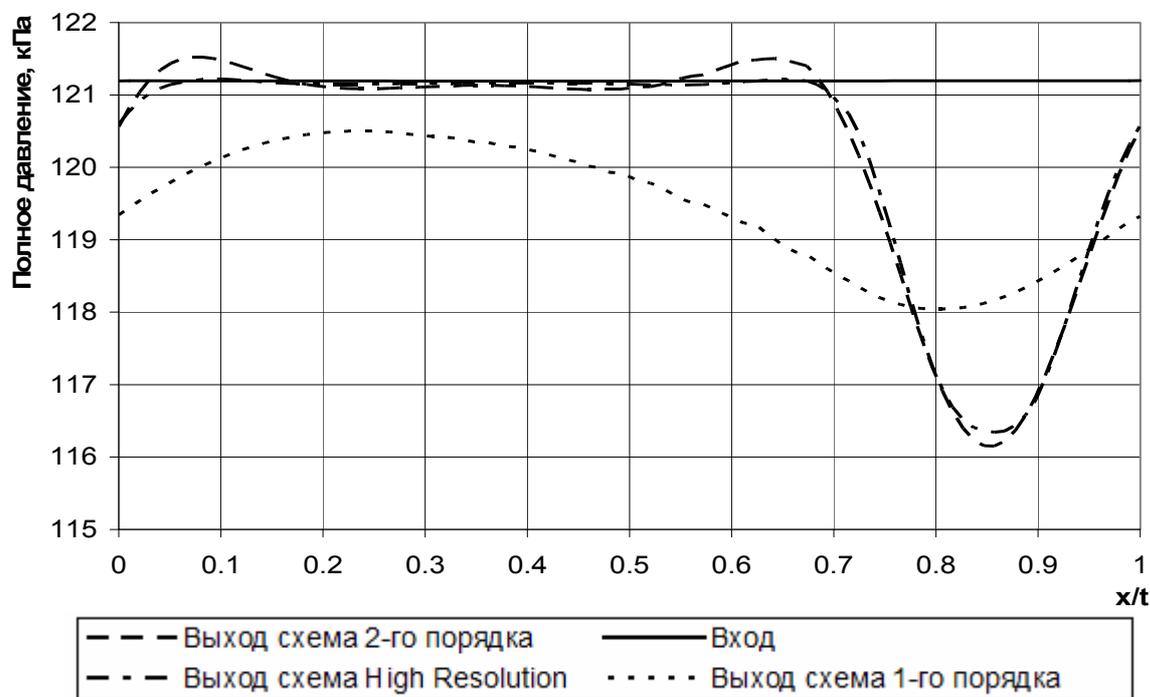


Рис. 2. Распределение полного давления при разных расчетных схемах

Как известно, система усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса замыкается уравнением турбулентности. Для расчетов течений в решетках турбин оказались приемлемыми модель турбулентности SST и модель напряжений Рейнольдса.

На рис. 3 показаны распределения полного давления за выходными кромками, полученные на разных моделях турбулентности. Как видим, приведенные распределения при разных моделях турбулентности почти совпадают друг с другом, но при этом значения коэффициентов потерь полного давления для разных моделей несколько различны. Так, например, для модели k-omega потери равны 3,83 %, для модели SST 3,51 %, а для BSL Рейнольдса – 3,50 %.

На основании проведенных методических расчетов можно сделать следующие заключения:

- 1) геометрия расчетного канала должна соответствовать выбранному типу сетки и ее топологии, а поверхности входа и выхода потока должны быть расположены на расстоянии не меньше, чем хорда профиля;
- 2) сетка для чистовых расчетов должна иметь как можно меньший средний размер элементов, а тип сетки и ее топологии определяются спецификой задач, которые будут на ней решаться;
- 3) расчетная схема должна относиться к классу TVD или ENO схем, и иметь порядок точности не ниже 2-го;

4) для задач на основании усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса по расчету течений в турбинных решетках рекомендуется использовать или модель турбулентности SST Ментера, или модель напряжений Рейнольдса.

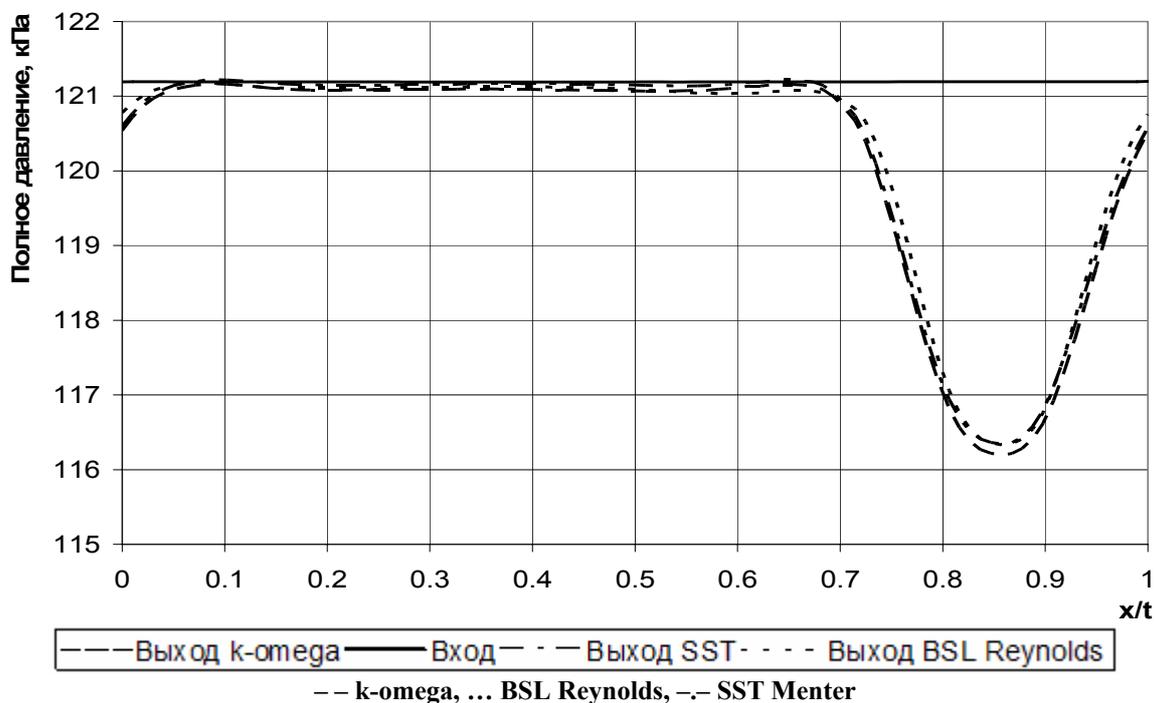


Рис. 3. Распределение полного давления при разных моделях турбулентности

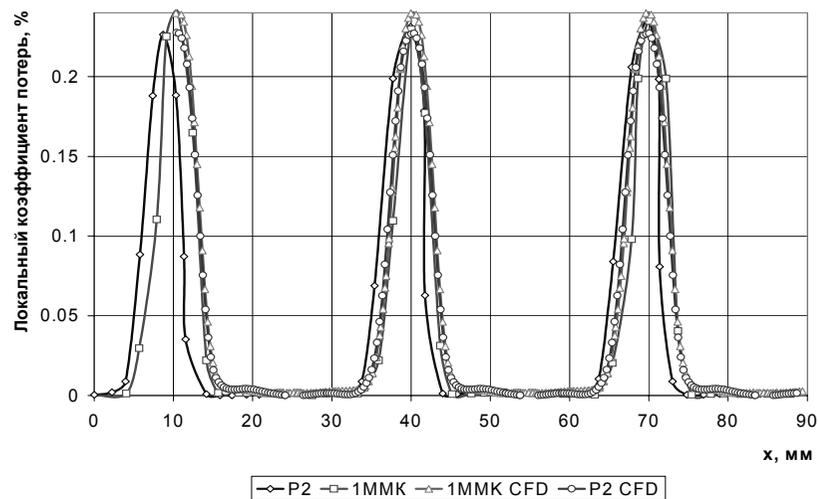
Сравнение результатов численного и физического экспериментов

Для сравнения результатов численного и физического экспериментов использовались расчетные и экспериментальные данные по плоским турбинным решеткам с активными профилями типа P2 и 1ММК, который представляет собой модернизированный профиль P2 [3].

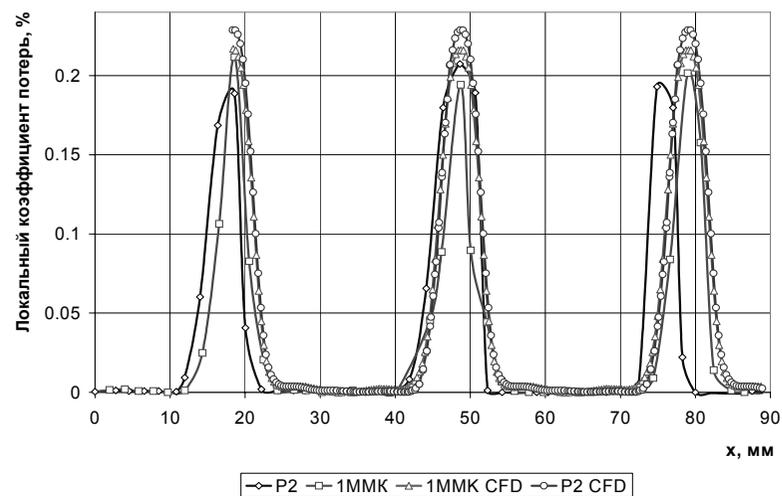
Для рабочих лопаток при разных углах натекания производилось сравнение расчета с экспериментом по следующим величинам:

- распределение локального коэффициента потерь за выходными кромками;
- интегральный коэффициент профильных потерь;
- действительный угол выхода потока из решетки;
- распределения скорости в районе входной кромки.

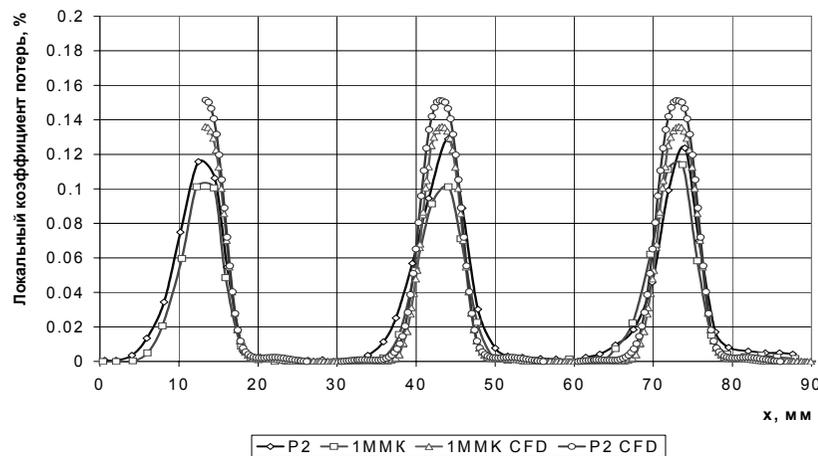
На рис. 4 представлены распределения локальных коэффициентов профильных потерь при разных углах натекания потока и режиме истечения $M_{2T} = 0,51$. Диапазон по углам натекания был выбран от 25 до 45 градусов, так как такой интервал был принят в экспериментальном исследовании этих решеток [4]. При номинальном угле натекания потока получена четкая картина ядра потока и кромочных следов, как и в эксперименте [4]. В целом распределения локальных коэффициентов $\zeta_{пр}$ полученные численно достаточно близки к экспериментальным. Усредненные по шагу коэффициенты профильных потерь равны для 1ММК 3,46 %, для P2 3,62 %, а в эксперименте 3,27 % и 3,04 % соответственно. Это объясняется тем, что в полученных численно распределениях следы более глубокие и более притупленные, чем в следах экспериментальных распределений.



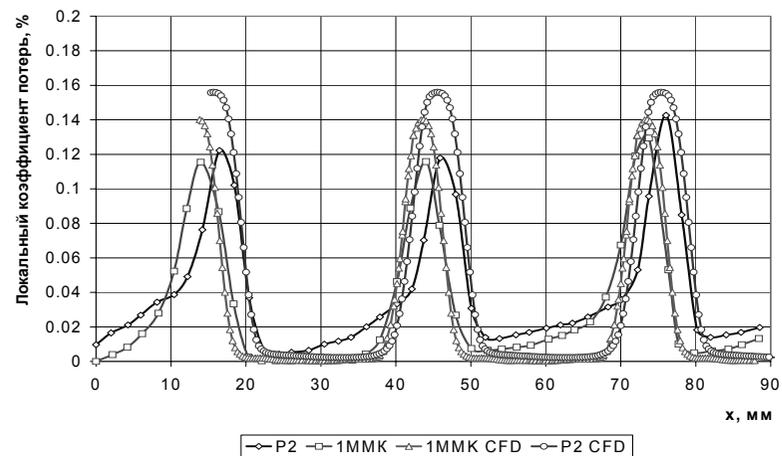
а)



б)



в)



г)

а) – $\beta_1 = 26$ градусов; б) – $\beta_1 = 30$ градусов; в) – $\beta_1 = 36$ градусов; г) – $\beta_1 = 40$ градусов
 Рис. 4. Распределение локальных коэффициентов $\zeta_{пр}$ по шагу решетки при разных углах натекания

Несмотря на то, что отличие профилей P2 и 1ММК на первый взгляд незначительно, эксперимент подтвердил преимущество профиля 1ММК, с профилированным по геометрическому критерию качества – минимум максимум кривизны [3]. Проведенные исследования также подтвердили преимущество этого профиля, что подтверждает возможность использования CFD в задачах оптимального профилирования турбинных решеток.

Некоторое ухудшение эпюры наблюдается при уменьшении угла натекания до 26 градусов (удар в корытце). Ядро потока осталось неизменным, но увеличились пики в кромочном следе. За счет этого возросли коэффициенты профильных потерь до 4,03 % и 4,05 %, у полученных численно соответственно 4,04 % и 4,01 %. При данном угле натекания имеет место наилучшее совпадение экспериментальных и численных распределений потерь.

Минимальные коэффициенты профильных потерь в эксперименте для двух решеток (2,9 % и 2,61 %) наблюдались при небольшом, порядка 6 градусов, ударе в спинку (рис. 4в), а в расчете интегральные потери составили 3,12 % и 2,93 % соответственно. В экспериментальных распределениях ядро потока нового модернизированного профиля несколько полнее при меньших размерах закромочного пика. В численных распределениях ядра потока почти одинаковы, а вот пики у профиля P2 больше чем у 1ММК. Увеличение в эксперименте угла натекания до 40 градусов (удар в спинку) привело к росту $\zeta_{пр}$ до 3,86 % и 3,12 % соответственно, а в численном расчете к росту до 4,26 % у P2 и 4,26 % у 1ММК. На экспериментальной эпюре наблюдается искажение ядра потока, которое объясняется появлением отрывных зон на вогнутой поверхности профиля, в тоже время на вычисленных эпюрах такое искажение имеет место, но оно почти незаметно. По всей видимости, это связано с моделью турбулентности.

На рис. 5 и рис. 6 представлены расчетные и экспериментальные зависимости коэффициентов профильных потерь и действительных углов выхода потока от угла натекания потока на решетки профилей P2 и 1ММК.

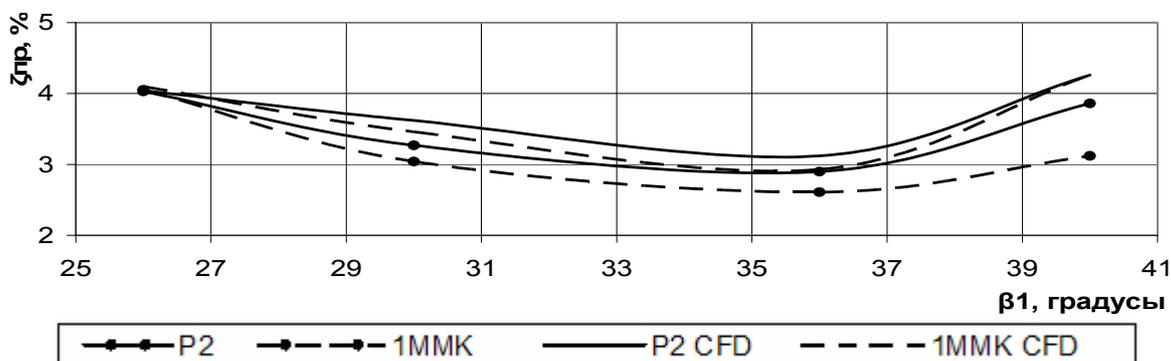


Рис. 5. Зависимость коэффициента профильных потерь от угла натекания потока на решетку

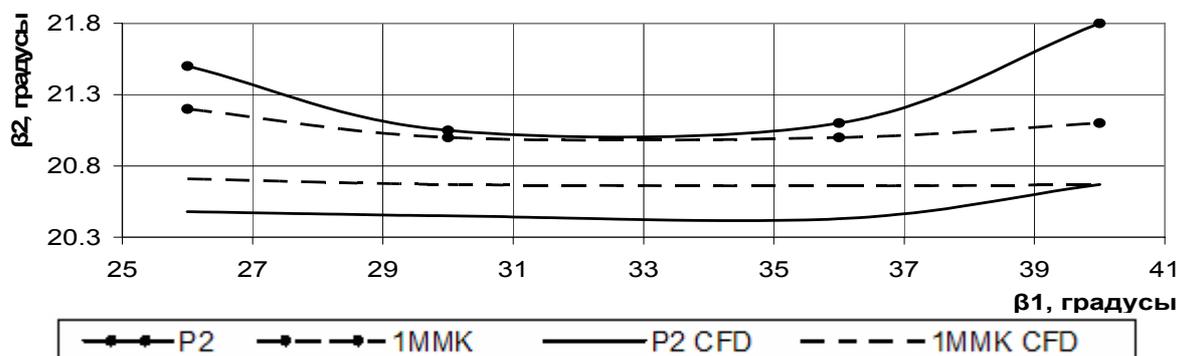


Рис. 6. Зависимость действительного угла выхода потока от угла натекания потока на решетку

Выводы:

1. В расчетах заметно систематическое завышение рассчитанных коэффициентов потерь над экспериментальными, что, скорее всего, связано с тем, что пограничный слой в упомянутых моделях турбулентности рассматривается как турбулентный по всей своей протяженности, в то время как в действительности реализуется смешанный пограничный слой, характеризующийся несколько меньшими потерями энергии [5].

2. Зависимости коэффициентов потерь энергии от угла натекания потока на решетку имеют большие различия в области больших углов натекания, а изменение угла натекания потока, к сожалению, слабо влияет на расчетные действительные углы выхода потока. Следовательно, использование методов вычислительной гидродинамики возможно при создании профилей лопаток для номинальных режимов. Говорить о возможности многорежимной оптимизации решеток, по-видимому преждевременно.

3. Имеет место лучшее совпадение результатов численных расчетов с результатами экспериментов для активных решеток вследствие более устойчивого поведения потока и меньшей толщине пограничного слоя. Поскольку проточные части современных мощных турбин со сверхкритическими параметрами, как правило, состоят из реактивных решеток, представляется целесообразным их исследование по более глубокой оптимизации их параметров с использованием CFD-моделирования, в том числе и трехмерного.

4. Результаты исследований, которые представлены в данной статье, позволяют утверждать, что с определенными ограничениями можно использовать трехмерный CFD-решатель, в качестве составной части более сложного комплекса программ для трехмерного профилирования и аэродинамической оптимизации реактивных турбинных решеток.

Литература

1. *Chung T. J.* Computational Fluid Dynamics. – Cambridge: Cambridge University Press, 2002.

2. ОСТ 108.260.02-84. Профили рабочих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Типы, основные параметры и размеры. НПО ЦКТИ. 1985. – 30 с.

3. *Бойко А. В.* Оптимизация формы дозвуковых профилей решеток осевых турбин / А. В. Бойко, С. Н. Кожевников, В. А. Мельтюхов // Изд. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1984. – № 6. – с. 119-124.

4. *Мельтюхов В. А.* Оценка качества новых турбинных решеток профилей для режимов диффузорного и конфузорного течений // Канд. дисс. – Харьков: ХПИ, 1986.

5. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974.

© Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Бурлака М.В., 2007