

УДК 536.242:532.242

Рогачев В.А., Баранюк А.В., Круковский П.Г.

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

## РАЗРАБОТКА И ВЕРИФИКАЦИЯ CFD- МОДЕЛИ ТЕПЛООБМЕНА ДЛЯ ВХОДНОГО УЧАСТКА ТРУБЫ ПРИ ОТРЫВНОМ ТЕЧЕНИИ

Проведено дослідження області відриву повітряного потоку в початковій ділянці круглої прямої труби, що має гостру вхідну кромку з кутом  $90^\circ$ . В програмі ANSYS-FLUENT розроблена числова (CFD-) модель, що дозволяє проводити розрахунки теплогідродинамічних параметрів потоку при відривній течії в діапазоні чисел Рейнольдса від  $28 \cdot 10^3$  до  $110 \cdot 10^3$ . Верифікація числових моделей здійснювалася за даними експериментальних вимірювань просторового поля статичного тиску і локального теплообміну в початковій ділянці круглої труби.

Проведено исследование области отрыва воздушного потока в начальном участке круглой прямой трубы, имеющей острую входную кромку с углом  $90^\circ$ . В программе ANSYS-FLUENT разработана численная (CFD-) модель, позволяющая проводить расчеты тепло-гидродинамических параметров потока при отрывном течении в диапазоне чисел Рейнольдса от  $28 \cdot 10^3$  до  $110 \cdot 10^3$ . Верификация используемых численных моделей осуществлялась по данным экспериментальных измерений пространственного поля статических давлений и локального теплообмена в начальном участке круглой трубы.

Research of area of tearing away of current of air is conducted in the initial area of round direct pipe, having a sharp entrance edge with a corner  $90^\circ$ . With ANSYS-FLUENT software a numeral (CFD-) model, allowing to conduct the calculations of heat and hydrodynamics parameters of stream at a that can be torn off flow in the range of numbers of Reynold'sa from  $28 \cdot 10^3$  to  $110 \cdot 10^3$ , is developed. Verifikaciya of in-use numeral models was carried out from data of the experimental measuring of the spatial field of static pressures and local heat exchange in an initial area round pipe.

$b$  – расстояние от рассматриваемого сечения к входу в трубу, м;

$d$  – внутренний диаметр трубы, м;

$L$  – длина рабочего участка трубы, м;

$P$  – давление, Па;

$r$  – радиус, м;

$T$  – температура, К,  $^\circ\text{C}$ ;

$w$  – скорость воздушного потока;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;

$\rho$  – плотность,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\zeta_m, \xi_{\text{тр}}$  – коэффициенты потерь давления.

**Безразмерные комплексы:**

$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$  – число Нуссельта;

$\text{Re}_d = \frac{w_{\text{ср}} \cdot d}{\nu}$  – число Рейнольдса.

**Индексы:**

атм – атмосфера;

вх – вход;

м – местный;

ср – среднерасходный;

тр – трение;

$w$  – стенка.

### Введение

Интенсификация процессов теплообмена и повышение энергетической эффективности являются главными факторами при усовершенствовании и разработке аппаратов конвективного теплообмена. Одним из эффективных методов интенсификации теплообмена в газовых или газо-жидкостных теплообменниках есть применение в качестве их конструктивных элементов коротких каналов, труб, что приводит к повышению компактности и существенному

снижению металлоемкости теплообменников. В коротком канале (трубе) с отношением длины к внутреннему диаметру  $x/d < 15$  интенсивность теплоотдачи по сравнению со стабилизированной областью течения возрастает в 2... 2,5 раза.

Целесообразность использования коротких каналов связана еще и с тем, что в них можно достаточно легко влиять на интенсификацию теплообмена путем изменения формы входа в канал, который, как правило, способствует воз-

никновению отрывного течения и вихревых структур в начальном участке. Для расчета теплогидродинамического состояния короткого канала существуют традиционные методики, которые основываются на задании граничных условий третьего рода на поверхностях теплообмена стенок канала и однородных или развитых профилей скорости, температуры на входе в канал [1-3]. При таком подходе канал разбивают на характерные области в зависимости от режима течения, в пределах которых для усредненных теплофизических параметров, коэффициентов теплоотдачи и сопротивлений рассчитываются средние температуры поверхности канала. Однако, отмеченные методики не учитывают влияние формы входной кромки, порождающей, обычно, отрыв потока, который сопровождается внезапным его сужением и возникновением утолщенной вихревой области течения около стенки, что влияет на величины и немонотонный характер распределений коэффициентов теплоотдачи и давления по длине начального участка. Таким образом, существующие известные методики, из-за принятия упрощенных, в частности безотрывных условий течения, не позволяют определить с достаточной точностью локальные перегревы при отрыве, а, следовательно, термические напряжения и деформацию стенок канала. Их неучет приводит к получению неправильных расчетно-конструктивных решений.

В последние годы интенсивно развиваются так называемые CFD (Computation Fluid Dynamics) – методы вычислительной гидродинамики, которые основываются на компьютерных технологиях, новейших математических моделях процессов переноса, эффективных и достаточно точных численных алгоритмах [4, 5]. Поэтому, целью данной работы является изучение закономерностей течения и теплообмена в начальном участке трубы с острой передней кромкой при относительной ее кривизне  $R/d = 0$  с помощью разработанной в программе ANSYS-FLUENT численной CFD- модели в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re_d = (110 \dots 28) \cdot 10^3$ . Для верификации и идентификации парамет-

ров численной модели использовались экспериментальные данные теплообмена и течения во входном участке круглой трубы [7-10].

Исследования направлены на изучение механизма отрыва в условиях сложного внутреннего течения с помощью CFD-методов. Применение этих методов нуждается в подготовке корректной CFD-модели, которая должна отображать сущность исследования отрывного процесса в начальном участке круглой трубы. Разработка численной CFD-модели включает в себя процесс компьютерной интерпретации таких ее составляющих, как геометрические, граничные условия и физические свойства исследуемого объекта. Процедура моделирования предусматривает дискретизацию исследуемой геометрии с помощью расчетных сеток, позволяющих представить физико-математическое описание начального участка, которое базируется на численном решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, замкнутых с помощью дополнительных дифференциальных уравнений и эмпирических соотношений [6].

**Экспериментальные исследования.** Рабочий участок экспериментальной установки (рис. 1) представляет собой цилиндрическую трубу с внутренним диаметром  $d = 36$  мм, на входе в которую заподлицо с кромкой трубы установлен торцевой фланец внешним диаметром 175 мм ( $5d$ ) [7-10]. Ввиду симметричности задачи расчеты выполнялись в двухмерной нестационарной осесимметричной постановке, т.е. для случая азимутальной симметрии. Рассматривалось неизотермическое течение сухого воздуха, теплофизические свойства которого задавались в виде полиномиальных функций температуры и вычислялись по данным [11].

Основные геометрические размеры моделируемого участка также представлены на рис. 1.

С целью максимального приближения к гидродинамическим условиям, созданным в физическом эксперименте, в вычислительном эксперименте проведено моделирование движения воздуха под действием разрежения,

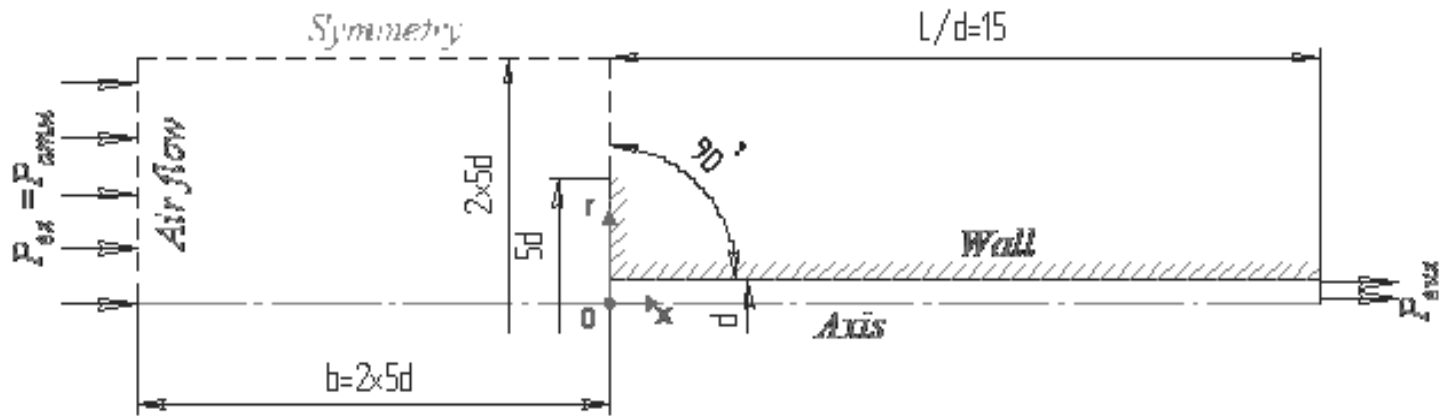


Рис. 1. Схема входного участка с острой кромкой.

возникающего в проточной части трубы в результате всасывания центробежным вентилятором воздуха из лабораторного помещения, что более подробно описано в [7]. Принято, что перед входом в трубу расположен объем воздушного пространства цилиндрической формы, начало которого расположено на расстоянии  $b = 2 \cdot 5d$  от плоскости торцевого фланца и сечения всасывающего отверстия с начальной координатой  $x = 0$  (рис. 1). Условия однозначности моделируемого процесса соответствовали условиям проведения экспериментов [7-10]. В начальном сечении воздушного объема задавалось входное давление, равное атмосферному  $P_{атм}$ , средняя температура потока воздуха на входе составляла  $T_{\infty} = 291 \dots 298$  К. Степень турбулентности перед входом в трубу принималась 0,3 %. Температура теплоотдающей поверхности во входном участке трубы составляла  $T_w = 363 \dots 372$  К. На выходе из рабочего участка трубы задавалось давление разрежения, вычисляемое по уравнению Бернулли [12]:

$$P_{вых} = P_{атм} - \left[ \frac{\rho w^2}{2} + \zeta_m \cdot \frac{\rho w^2}{2} + \xi_{тр} \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2} \right]. \quad (1)$$

Коэффициент сопротивления трения в трубе определялся по известной эмпирической зависимости Никурадзе [12]:

$$\xi_{тр} = 0,032 + \frac{0,021}{Re_d^{0,237}}, \quad (2)$$

а коэффициент местного сопротивления для острого входа с внезапным сужением  $\zeta_m$

принимался равным 0,45 [3].

Для дискретизации расчетной области численной модели применена неравномерная декартова сетка, выбор которой связан с уменьшением объема памяти в 2...3 раза по сравнению, например, с треугольной [13]. Ячейки расчетной сетки сгущаются в области пограничного слоя, который в данной постановке развивается на стенках проточной части трубы и торцевого фланца. Схема разбиения области решения для пограничного слоя содержит у стенки 18 ячеек, что достаточно для того, чтобы как можно точнее описать распределение скорости и других гидродинамических параметров в середине этого слоя [13]. Общее количество ячеек сетки в расчетной области составило 271498.

Результаты исследования распределения статических давлений, вычисленных с помощью CFD-модели, обрабатывались в виде безразмерных коэффициентов давления. На оси трубы коэффициент давления определялся с помощью зависимости:

$$C_p = \frac{2(P_{ст} - P_{атм})}{\rho w_{ср}^2}, \quad (3)$$

где  $P_{атм}$  – атмосферное давление.

Для вычисления коэффициентов распределения статических давлений в поперечном направлении при фиксированных продольных координатах  $x/L$  использовалась формула:

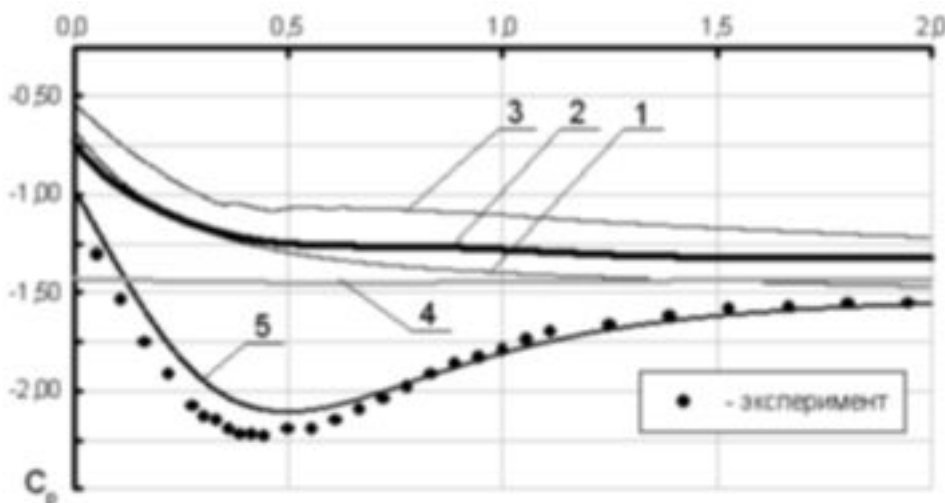
$$C_p = \frac{2(P_{ri} - P_w)}{\rho w_{ср}^2}, \quad (4)$$

где  $P_w$  – статическое давление на стенке трубы;  $P_r$  – статическое давление в поперечном (радиальном) направлении трубы.

Расчет локальных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  проводился на основе численного решения разработанной CFD-модели в сопряженной постановке и зависел в первую очередь от выбора модели турбулентности и/или плотности расчетной сетки [13]. Важным шагом при подготовке CFD-модели является выбор модели турбулентности. С этой целью в используемой программе ANSYS-FLUENT были выбраны следующие три модели, которые широко применяются для прогнозирования характеристик отрывных течений и теплообмена в научно-технических расчетах: стандартная высоко-рейнгольдсовая  $k$ - $\epsilon$  модель ( $k$ - $\epsilon$  Standard); realizable  $k$ - $\epsilon$  модель и  $k$ - $\omega$  модель переноса сдвиговых напряжений (SST) Ментера. Подбор (идентификация) лучшей модели турбулентности про-

водилась при неизменных геометрических характеристиках, плотности расчетной сетки и числе Рейнольдса ( $Re_d = 110 \cdot 10^3$ ).

В качестве критерия, по которому оценивалась адекватность модели турбулентности было выбрано распределение коэффициента статического давления на оси начального участка трубы. Как видно из рис. 2, данные, вычисленные с помощью  $k$ - $\omega$  SST модели, больше всего коррелируют с результатами экспериментальных исследований давлений [9], – максимальный разброс между результатами составляет 5 %. Другие модели турбулентности показали существенно больший разброс и были исключены из дальнейшего анализа. Таким образом, исследование отрывного течения в начальном участке трубы при изотермических условиях в диапазоне  $Re_d = (110 \dots 28) \cdot 10^3$  осуществлялось с помощью  $k$ - $\omega$  SST модели турбулентности Ментера.



**Рис. 2. Зависимость расчетных (сплошные кривые) и экспериментальных статических давлений вдоль оси начального участка трубы для  $Re_d = 110 \cdot 10^3$  при изменении моделей турбулентности: 1 – Standard  $k$ - $\epsilon$  модель; 2 – Realizable  $k$ - $\omega$  модель; 3 –  $k$ - $\omega$  SST модель Ментера.**

#### **Результаты расчетного исследования полей статических давлений**

Результаты численного моделирования свидетельствуют о том, что на оси трубы (рис. 3) кривые типа  $C_p = f(x/d; Re_d)$  имеют явно выраженные минимумы в зоне  $x/d \approx 0,45 \dots 0,52$ ,

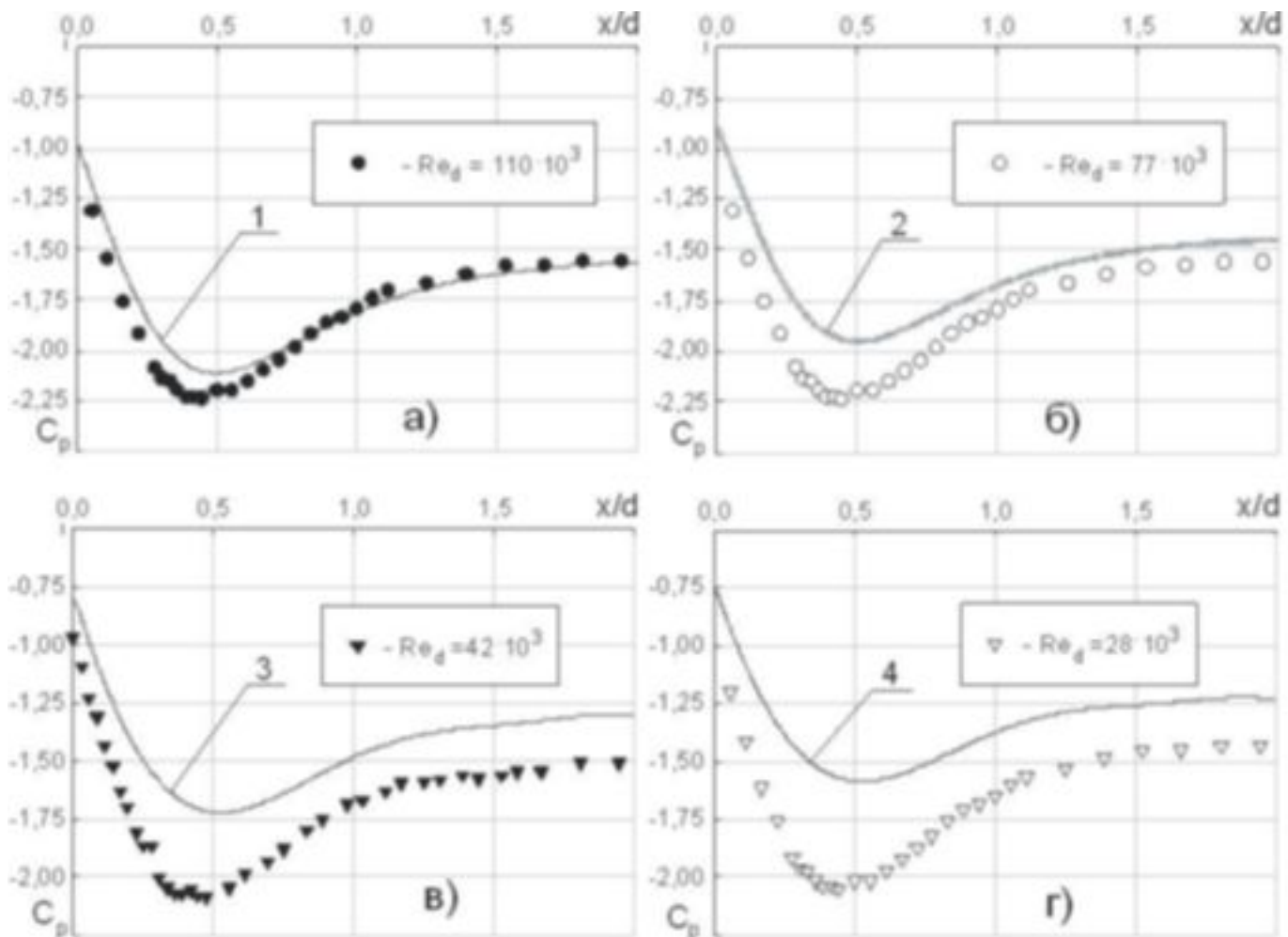
вызванные поджатием невязкого потока во входном участке, после чего наступает расширение потока и происходит постепенное восстановление статического давления вплоть до координаты  $x/d = 1,5 \dots 2$ .

На рис. 3 представлены результаты верифи-

кации модели по экспериментальным данным продольных распределений давлений на стенке начального участка [9]. Из рисунка видно, что максимальное отклонение расчетных данных от экспериментальных наблюдается в областях минимумов давления. Так, для  $Re_d = 110 \cdot 10^3$  относительная погрешность находится в диапазоне от 0,5 до 5 %, а для  $Re_d = 28 \cdot 10^3$  – в диапазоне от 14,2 до 22,6 %. Такие отклонения для малых чисел  $Re_d$  вероятно связаны с тем, что использованная в расчетах модель турбулентности Ментера, недостаточно точно прогнозирует низкорейнольдсовы эффекты.

Приведенные зависимости для оси трубы (рис. 3) расслаиваются по числу Рейнольдса и

имеют достаточно продолжительные области с минимальным уровнем статического давления, которые расположены в пределах относительных координат  $x/d \approx 0,1 \dots 0,35$ , причем по абсолютным значениям коэффициенты  $C_p$  в этих областях на 25...30 % ниже, чем на оси трубы, а восстановление давления здесь происходит значительно интенсивнее, чем в ядре потока. Результаты расчетов и измерений поля статических давлений в радиальном направлении для пяти поперечных сечений начального участка показаны на рис. 4. В исследованном интервале чисел Рейнольдса графики отличаются значительной неравномерностью, особенно на отрезке длины начального участка  $x/d \leq 0,85$ . Экс-



**Рис. 3. Зависимость расчетных (сплошные кривые) и экспериментальных (точки) статических давлений вдоль осевой линии начального участка трубы: 1 –  $Re_d = 110 \cdot 10^3$ ; 2 –  $Re_d = 77 \cdot 10^3$ ; 3 –  $Re_d = 42 \cdot 10^3$ ; 4 –  $Re_d = 28 \cdot 10^3$ .**

периментальные распределения вблизи стенки имеют ярко выраженный минимум, смещающийся с ростом  $x/d$  к оси трубы. Как показано в [3, 14] минимум давления есть естественным следствием местного и достаточно резкого повышения скорости, возникающего в результате действия центробежных сил на поток, огибающего вихрь в отрывной области, которые уравновешиваются поперечными градиентами давления, направленными от оси к стенке трубы.

Анализ рис. 4 свидетельствует о том, что численные и экспериментальные данные согласуются с отклонением при  $Re_d = 110 \cdot 10^3$  не

превышающим 5 %, а для  $Re_d = 77 \cdot 10^3$  – 7 %. Характер радиальных распределений указывает на наличие положительных градиентов давлений, что является одним из признаков существования отрывного течения. Минимумы давлений исчезают и кривые распределений сглаживаются, когда приведенная длина достигает  $x/d \approx 2,5$  [9]. Однако, анализ рис. 5 показывает, что модель не фиксирует экстремумов вблизи стенки, а распределение давлений на отрезке  $0 \leq r/d \leq 0,4$  для рассматриваемых сечений остается равномерным.

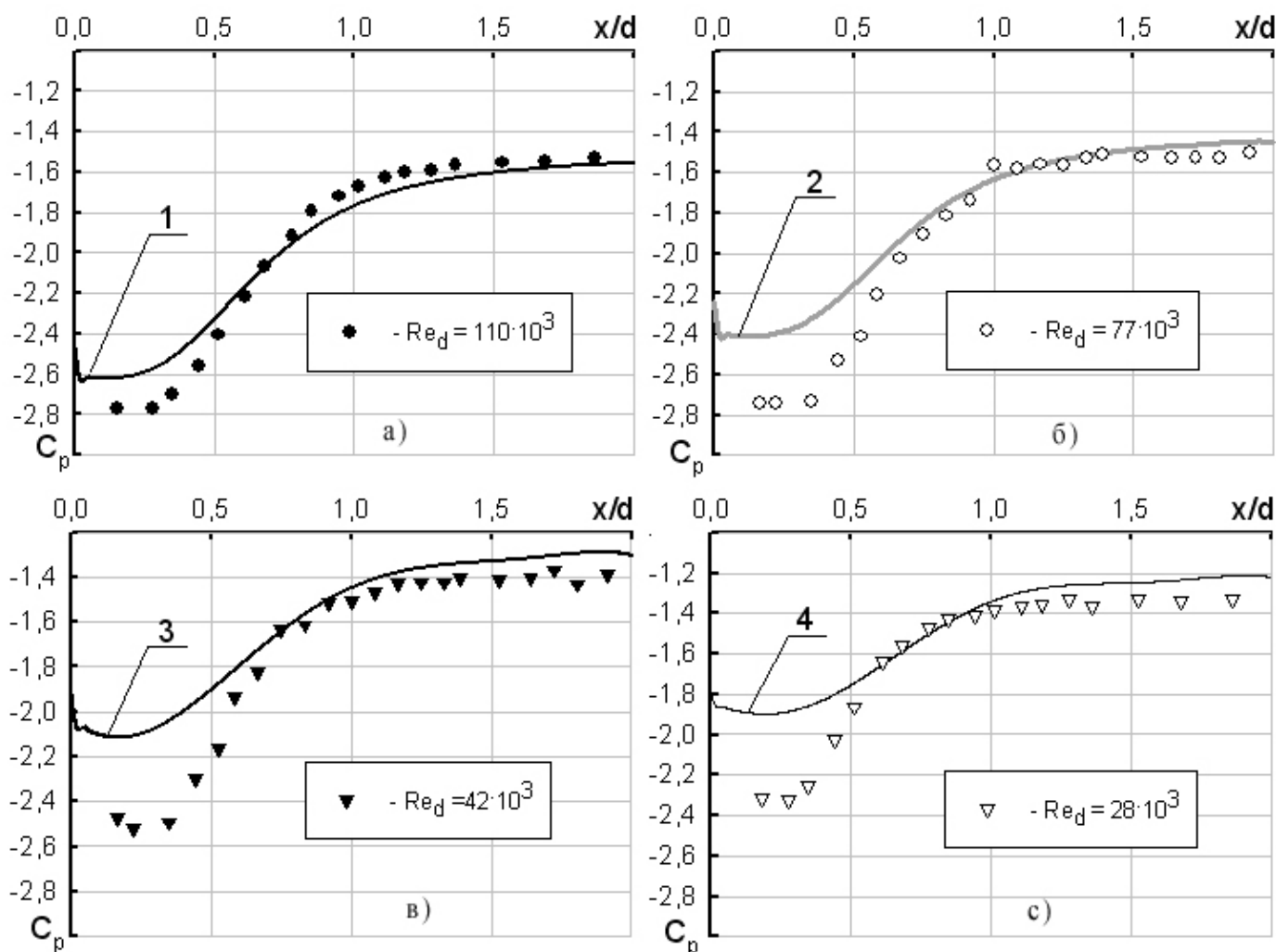


Рис. 4. Зависимость расчетных (сплошные кривые) и экспериментальных (точки) [9] статических давлений на стенке начального участка :  
 1 –  $Re_d = 110 \cdot 10^3$ ; 2 –  $Re_d = 77 \cdot 10^3$ ; 3 –  $Re_d = 42 \cdot 10^3$ ; 4 –  $Re_d = 28 \cdot 10^3$ .

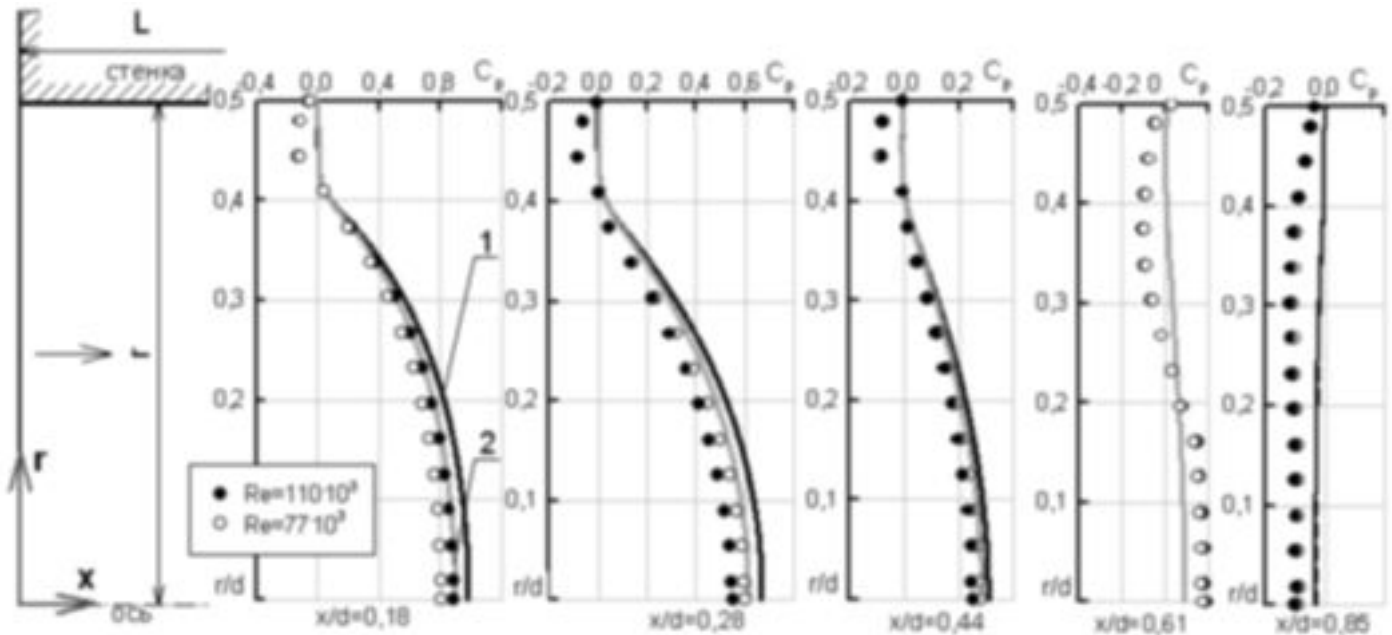


Рис. 5. Зависимость и радиальных экспериментальных (точки) [9] и рассчитанных (сплошные кривые) статических давлений: 1 –  $Re_d = 110 \cdot 10^3$ ; 2 –  $Re_d = 77 \cdot 10^3$ .

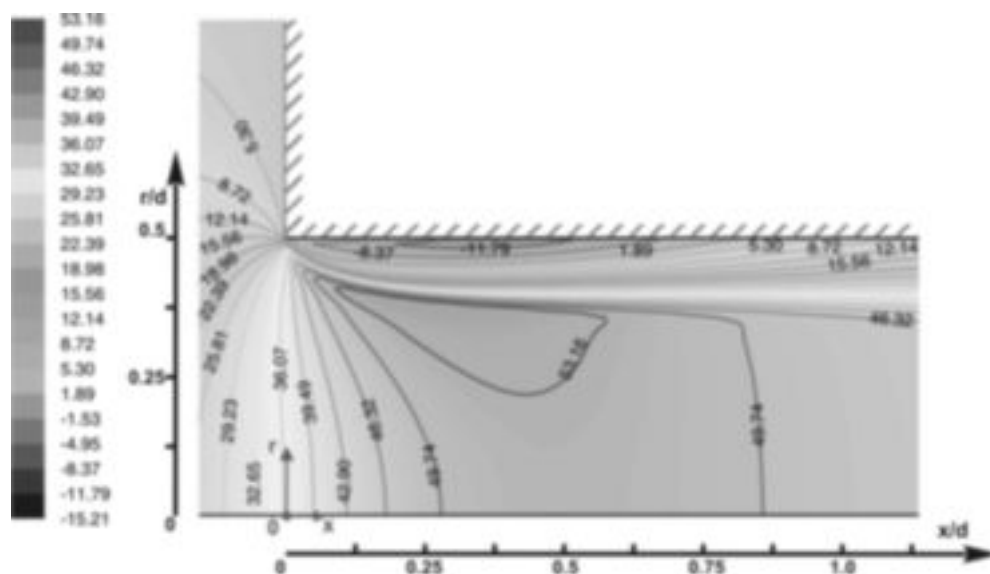
#### Картина течения и профили скоростей в отрывной области

На рис. 6, а, б представлены картины течения (поля и изолинии скоростей) за острой передней кромкой в отрывной области соответственно для чисел  $Re_d = 110 \cdot 10^3$  и  $Re_d = 28 \cdot 10^3$ . На рисунках можно выделить область циркуляционного обратного течения, образовавшуюся в результате отрыва вязкого слоя с острой входной кромки, который по мере продвижения вниз по потоку постепенно искривляется в направлении к стенке трубы и затем присоединяется к ней. Часть присоединившегося к стенке слоя движется в обратном направлении навстречу основному потоку и под действием положительного градиента давления (рис. 4) поступает в замкнутую циркуляционную область (отрывной пузырь). Другая часть образует новый пограничный слой, развивающийся вниз по потоку от места присоединения. Представленные схемы течений свидетельствуют о том, что длина отрывной области, совпадающая с координатой присоединения при росте числа Рейнольдса уменьшается. Так, при  $Re_d = 110 \cdot 10^3$  –  $x/d \approx 0,75$ , а при  $Re_d = 28 \cdot 10^3$  –

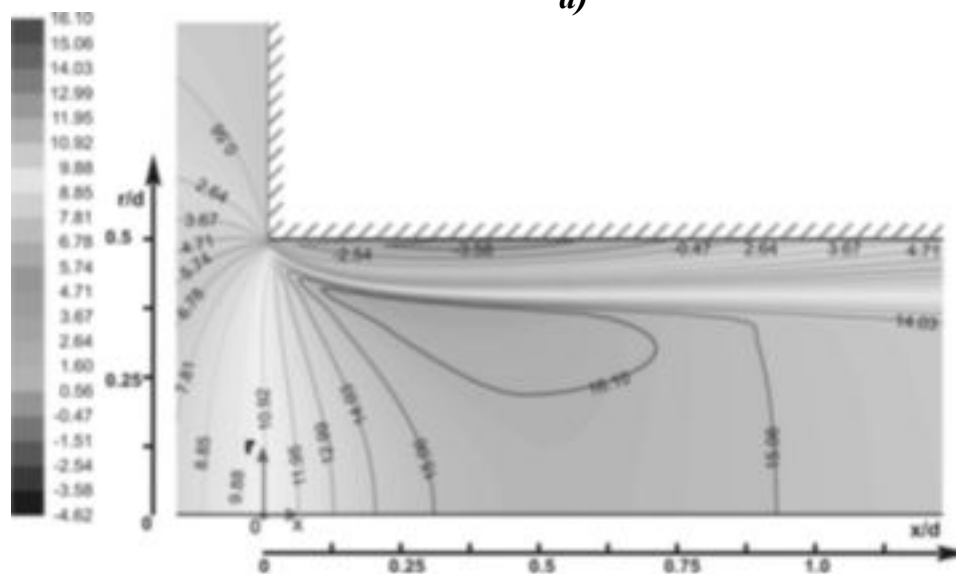
$x/d \approx 1$ , что противоречит экспериментальным данным [14, 15]. Модель не обнаружила, наблюдаемого в экспериментах [7, 8] низкоскоростного осесимметричного вихря протяженностью  $x/d \approx 0,17 \dots 0,19$ , примыкающего к острой входной кромке и соответствующего минимуму давления на стенке (рис. 4).

Область потенциального течения размещена около оси трубы и характеризуется постепенным нарастанием средней скорости в ядре потока. Максимальная скорость соответствует самому узкому поперечному сечению потока, координата которого равняется  $\sim 0,4d$  и не зависит от числа Рейнольдса, этот факт согласуется с опытными данными [3, 9]. Область, которая находится перед фланцем и всасывающим отверстием трубы, представляет собой часть объема атмосферного воздуха, окружающего всасывающее отверстие (рис. 1). В нем создаются условия для зарождения движения воздушной массы из атмосферы через всасывающее отверстие в направлении исследуемого начального участка трубы.

Следовательно, анализ полей (рис. 5) показывает, что в начальном участке с отрывной



а)



б)

Рис. 6. Поля и изолинии скоростей в начальном участке при  $Re_d = 110 \cdot 10^3$  (а) и  $Re_d = 77 \cdot 10^3$  (б).

областью течения имеют место сложные гидродинамические явления, вызывающие существенную неравномерность профилей скорости и давления.

#### Результаты исследования теплообмена

Результаты исследования теплообмена базируются на данных распределения температур в радиальном направлении для ряда поперечных сечений начального участка и продольных распределений коэффициентов теплоотдачи

(рис. 7). На рисунке представлены продольные распределения экспериментальных [10] и расчетных коэффициентов теплоотдачи в интервале  $x/d = 0 \dots 8$ . Анализ данных рис. 7 свидетельствует, что кривые зависимостей  $\alpha = f(x/d)$  при  $Re_d = (110 \dots 28) \cdot 10^3$  имеют минимум вблизи входной кромки и два максимума и минимум ниже по потоку. Стабилизация коэффициентов теплообмена наступает в области  $x/d > 7,5$ , где их значения с отклонением 5 % отвечают известной формуле для турбулентного режима

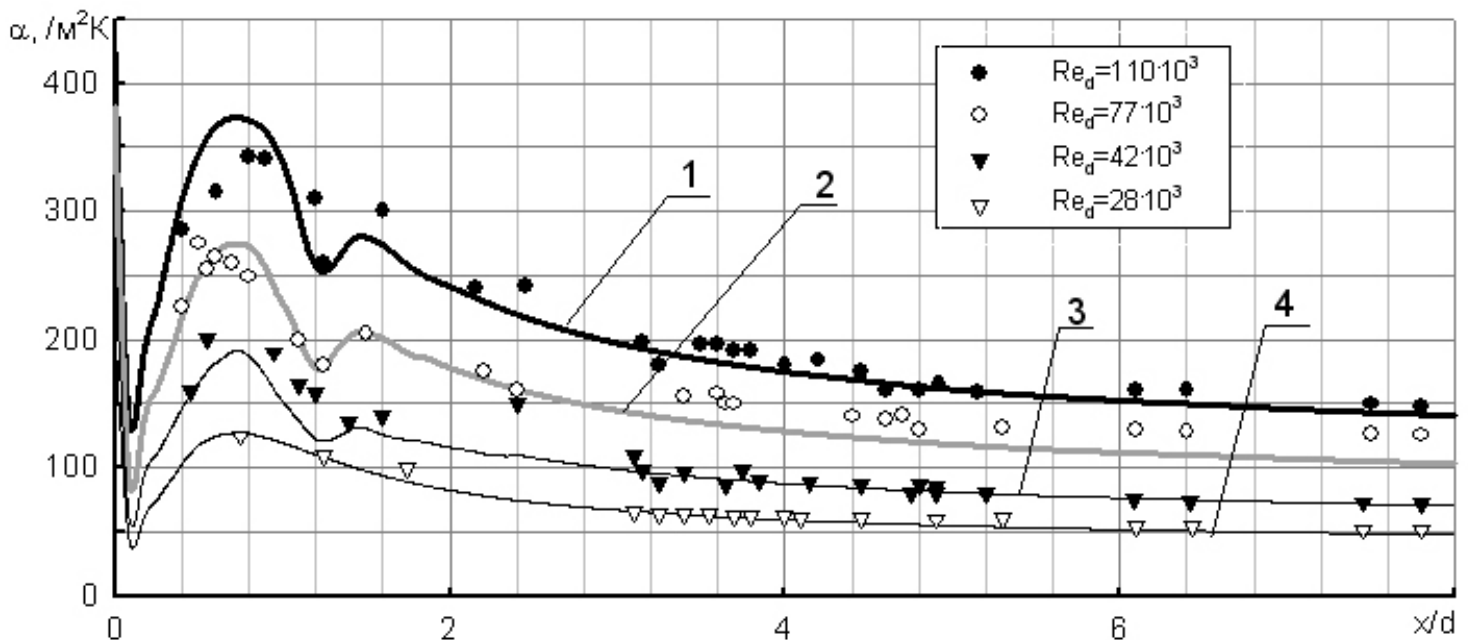


течения [11]. Для числа  $Re_d = 28 \cdot 10^3$  второго максимума на кривой распределения не наблюдается, что можно отнести к недостаткам используемой модели турбулентности, которая при низкорейнольдсовых течениях достаточно плохо коррелирует с экспериментальными данными.

В исследуемых пределах  $Re_d$  экстремумы мало подвижны, так, первые минимумы лежат в сечении  $x/d \approx 0,22$  вблизи острой кромки. Во вторых минимумах ниже по потоку локальные значения  $\alpha$  остаются на  $\sim 67\%$  выше, чем при стабилизированном турбулентном течении. Резкий подъем интенсивности теплообмена, соответствующий наибольшему значению на отрезке  $0,6 \dots 0,8d$  связан с присоединением потока к стенке и началом развития нового пограничного слоя. Меньшие максимумы на графике являются следствием завершения переходного процесса в ламинарном пограничном слое, их координата для данного диапазона чисел  $Re_d$  практически одинакова и составляет  $x/d \approx 1,5$ . Анализ показывает, что отрыв потока с острой входной кромки не приводит к быстрому

образованию в начальном участке турбулентного пограничного слоя, что, по-видимому, связано со специфическими гидродинамическими условиями продольного обтекания отрывного пузыря с выпуклой кривизной, которые способствуют лишь затягиванию ламинарно-турбулентного перехода.

Исследованные отклонения профилей скорости от закона стенки указывают на нетурбулентный характер течения в пограничном слое отрывной области. По мере продвижения вниз по потоку расчетные профили приближаются к профилю турбулентного пограничного слоя. Полученные результаты качественно согласуются с данными при отрывном обтекании пластины [18, 19]. Анализ представленных результатов свидетельствует также о том, что результаты численного моделирования максимально согласуются с результатами эксперимента [10] в области стабилизированного течения  $x/d > 2,5$ . При  $x/d \leq 2,5$  отклонения данных численного моделирования от экспериментальных изменяются в диапазоне от 1,5 до 8,4 % и с уменьшением числа Рейнольдса.



**Рис. 7. Сравнение экспериментальных (точки) и расчетных (сплошные кривые) локальных коэффициентов теплоотдачи вдоль начального участка:**  
**1 —  $Re_d = 110 \cdot 10^3$ ; 2 —  $Re_d = 77 \cdot 10^3$ ; 3 —  $Re_d = 42 \cdot 10^3$ ; 4 —  $Re_d = 28 \cdot 10^3$ .**

**Выводы**

1. Разработана CFD-модель теплового состояния начального участка круглой трубы с острой входной кромкой, позволившая получить детальные поля давлений, скоростей, коэффициентов теплоотдачи в отрывной области течения;

2. Проведенная верификация модели показала, что отличие величин полученных экспериментальным путем и с помощью CFD-модели не превышает для коэффициентов теплоотдачи 8,4 %, а для коэффициентов давления – 18,3 %;

3. Анализ теплообмена и гидродинамики в начальном участке с помощью CFD-модели показал существование основных структурных составляющих и закономерностей течения в отрывной области, в ядре потока, области перед входом в трубу;

4. Полученные результаты могут быть использованы при исследовании каналов более сложной геометрической формы, в которых возникают отрывные течения.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: «Наука», 1982. – 471 с.

2. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А. Теплообмен в ядерных энергетических установках: учебное пособие для вузов / под ред. Б.С. Петухова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 472 с.

3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М-Л.: Госэнергоиздат, 1960. – 466 с.

4. Круковский П.Г., Юрченко Д.Д. Сопряженные задачи теплообмена (методы решения, проблемы, примеры) // IV Международная конференция «Проблемы промышленной теплотехники». Тезисы докладов. – К.: ИТТФ НАН Украины, 26-30 сентября 2005. – С. 369.

5. Юрченко Д.Д., Круковский П.Г., Полубинский А.С. и др. Тепловое состояние охлаждаемой лопатки ГТД в сопряженной постановке // IV Международная конференция «Проблемы промышленной теплотехники». Тезисы докладов. – К.: ИТТФ НАН Украины, 26-30 сентября

2005. – С. 369.

6. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. Учебное пособие. – Санкт-Петербург: БГТУ, 2001. – 109 с.

7. Легкий В.М., Рогачев В.А. Течение в начальном участке трубы с острой входной кромкой. Физическая модель течения // Инж.-физ. Журн. – 1989. – Т. 56. – № 2. – С. 215-220.

8. Легкий В.М., Рогачев В.А. Течение в начальном участке трубы с острой входной кромкой. Сравнительный анализ // Инж.-физ. Журн. – 1989. – Т. 56. – № 4. – С. 547-550.

9. Легкий В.М., Рогачев В.А. Структура поля статических давлений в начальном участке трубы с острой входной кромкой // Инж.-физ. Журн. – 1991. – Т. 61. – № 5. – С. 709-714.

10. Легкий В.М., Рогачев В.А. Локальный теплообмен в начальном участке трубы с острой входной кромкой. Природа и поведение экстремумов интенсивности теплообмена // Инж.-физ. журн. – 1993. – Т. 65. – № 2. – С. 131-137.

11. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1975. – 488 с.

12. Кутателадзе С.С., Боршанский В.М. Справочник по теплопередаче. – Л-М.: Государственное энергетическое издательство, 1958. – 416 с.

13. Юрченко Д.Д. Розробка, верифікація та аналіз тривимірної CFD – моделі теплового стану охолоджуваної лопатки ГТД у спряженій постановці: Автореф. дис. ... канд.. техн.. наук. – К.: 2007. – 24 с.

14. Рогачев В.А. Теплообмін на вхідній ділянці труби при течії з відривом: Автореф. дис. ... канд.. техн.. наук. – К.: 1993. – 16 с.

15. Ито Н., Ватанабе И., Исимару Н. и др. Исследование характеристик двух расходомерных сопел, установленных на входе трубы // Труды американского общества инженеров-механиков «Теоретические основы инженерных расчетов» – 1981. – Т. 103. – № 1. – С. 119-126.

16. Бромлей М.Ф. Структура воздушного потока в зоне действия всасывающих

отверстий // Отопление и вентиляция. – 1934. – № 2. – С. 2-8.

17. *Vrentas J.S., Duba J.L.* Flow of Newtonian fluid through sudden contraction // Appl. Sci. Res. – 1934. – V. 28 – № 4. – P. 221-260.

18. *Ота, Кон.* Теплообмен в областях отрыва и последующего присоединения течения

при обтекании плоской пластины с затупленной передней кромкой // Теплопередача. – 1974. – № 4 – С. 29-32.

19. *Ота, Итасака.* Отрыв и присоединение потока на плоской пластине с затупленной передней кромкой // Теор. Основы инж. расчетов. – 1976. – № 2 – С. 321-327.

*Получено 02.03.2011 г.*