

УДК 532.526, 518.5

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВАХ

Е. Г. ВОРОПАЕВА\*, Е. А. СИРОШ\*\*

\*Национальный технический университет "Киевский политехнический институт"

\*\*Институт гидромеханики НАН Украины, Киев

Получено 12.10.2013

Изложены результаты численного анализа турбулентного течения и гидравлических потерь в поворотном участке трубопровода при различных радиусах поворота. Исследована структура возникающего вторичного течения (парного продольного вихря), интенсивность продольной завихренности, закономерность трансформации нормальной завихренности на поверхности трубы в сочетании с поперечным градиентом давления в продольную завихренность в зависимости от радиуса поворота при фиксированном числе Рейнольдса.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** моделирование турбулентных течений, турбулентное течение в криволинейной трубе, парный продольный вихрь, гидравлическое сопротивление.

Викладені результати чисельного аналізу турбулентної течії і гідравлічних втрат у поворотній ділянці трубопроводу при різних радіусах повороту. Досліджена структура виникаючої вторинної течії (парного поздовжнього вихору), інтенсивність поздовжньої завихреності, закономірність трансформації нормальної завихреності на поверхні труби у поєднанні з поперечним градієнтом тиску в поздовжню завихреність залежно від радіусу повороту при фіксованому числі Рейнольдса.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** моделювання турбулентних течій, турбулентна течія у криволінійній трубі, парний подовжній вихор, гідравлічний спротив

The article presents the results of numerical analysis of turbulent flow and hydraulic losses in the rotary section of the pipeline with the different radius of rotation. There are several items under investigation the structure of arising secondary flow (longitudinal vortex pair), the longitudinal strength of the vorticity pattern transforming normal vorticity at the tube surface in combination with the transverse pressure gradient in the longitudinal vorticity, which depends on the turning radius using a fixed Reynolds number.

**KEY WORDS:** modelling of turbulent flows, turbulent flow in a curved pipe, pair longitudinal vortex, wall friction.

### ВВЕДЕНИЕ

В различных технических устройствах, где в качестве рабочей среды применяется жидкость или газ, проблема режима течения (ламинарное-турбулентное), а следовательно и гидравлических потерь при перемещении этой среды по устройствам, остается актуальной. В первую очередь это связано с минимизацией энергетических потерь при обеспечении необходимых потребительских качеств технических устройств. Моделирование по числу Рейнольдса течений в устройствах, где протяженные прямолинейные участки составляют большую часть общей длины гидравлических трактов, достаточно хорошо отражает зависимость коэффициента гидравлических потерь этих устройств от числа Рейнольдса. Однако замкнутые циклы устройств невозможны без достаточно сложной геометрии поворотных устройств. При сложной геометрии трактов, когда внутри трубопроводов возникают отрывные зоны и вторичные течения, гидравлические потери на таких участках практически не зависят от числа Рейнольдса. Более того, влияние поворотных участ-

ков сказывается на структуре течения на больших расстояниях от поворотных участков, поэтому гидравлические потери в таких устройствах, как правило, оцениваются на участке, включающем, кроме поворотного участка, прямолинейный участок, равный 10 ÷ 50 калибрам [1–4]. В силу того, что теоретически получить структуру течения и оценить гидравлические потери таких устройств очень трудно, гидравлические потери устройств определяют экспериментально, что достаточно дорого и не эффективно при проектировании новых устройств.

С развитием вычислительной техники и программного продукта появилась возможность решать трехмерные задачи течения вязких сред в областях с достаточно сложной геометрией с определением локальных и интегральных характеристик при различных режимах течения. Вместе с тем при появлении возвратных зон или продольных вихревых структур при изменении геометрии тракта говорить о достоверности численных значений не только структуры потока, но и гидравлических потерь на этих участках приходится с определенной осторожностью. Во-первых, это связано с тем, что результаты значительно отличаю-

тся при применении и различных коммерческих пакетов, и моделей замыкания турбулентности в рамках одного пакета, а во-вторых, с тем, что по структуре течения в областях со сложной геометрией практически нет достоверных экспериментальных данных.

## 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В связи с этим была поставлена задача о проведении систематических численных расчетов течения вязкой среды в районе поворотных участков трубы постоянного диаметра при различных радиусах поворота с применением пакета Fluent (ANSYS) для решения системы уравнений Рейнольдса при вариации моделей замыкания турбулентности с анализом как структуры течения, так и количественных значений локальных и интегральных гидравлических потерь на поворотном участке. При этом первоначально были проведены тестовые расчеты при тех же моделях замыкания турбулентности (Spalart-Allmares;  $k-\varepsilon$ ;  $k-w$ ; Reynolds-stress) для прямолинейных участков трубы того же диаметра и при том же фиксированном расходе, для которых есть надежные экспериментальные данные. В результате тестовых расчетов для поворотного участка трубопровода применена модель замыкания турбулентности "модель переноса напряжений Рейнольдса". Эта модель также не лишена недостатков, основной из которых – ненулевые значения напряжений Рейнольдса на обтекаемой поверхности, что приводит к существенным отклонениям расчетных характеристик турбулентности в пристенной области от физически реализуемых. Однако влияние этого недостатка можно минимизировать выбором шага сетки по нормали к обтекаемой поверхности в зависимости от числа Рейнольдса. На рис. 1 представлена схема поворотного ( $90^\circ$ ) участка трубопровода, для которого определяются характеристики турбулентного потока, характеристики вторичного течения (интенсивность и размеры пары продольных вихрей) и гидравлические потери при изменении радиуса поворота трубопровода. На входе тестового участка задаются осесимметричные характеристики турбулентного потока установившегося течения в прямой трубе при соответствующем числе Рейнольдса, полученные расчетом соответствующего пакета и моделью турбулентности, которая применяется и для расчета в поворотном участке трубы. Акцент на выборе граничных условий на входе в тестовый участок сделан в связи с тем, что расчетные результаты для прямолинейного участка трубы при выбранном сеточном шаблоне доста-

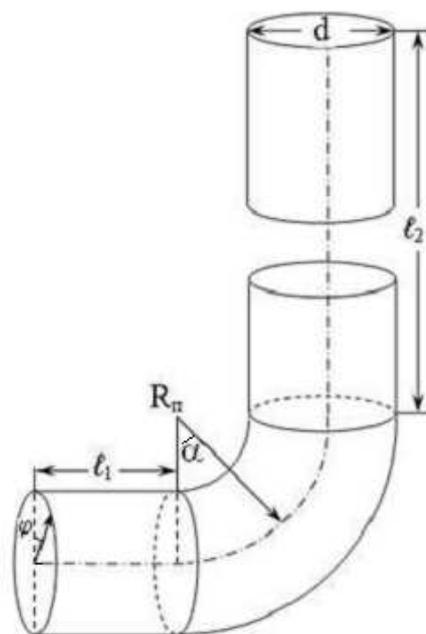


Рис. 1. Область расчета поворота трубопровода

точно заметно количественно отличаются между собой в зависимости от применяемой модели турбулентности и более чем на 10% меньше классических трубных экспериментальных данных при соответствующем числе Рейнольдса. Изменение давления на выходе при выбранной скорости потока соответствует изменению массового расхода.

Несмотря на то, что расчеты проводились при больших числах Рейнольдса ( $Re \geq 10^6$ ), в пристенной области применялись различные стандартные пристенные функции пакета, учитывающие вязкие эффекты.

## 2. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

На прямолинейном участке трубы опробованы следующие модели турбулентности: Spalart-Allmares,  $k-\varepsilon$ , Reynolds-stress. Качественно результаты расчетов для всех моделей турбулентности отражают структуру осесимметричного турбулентного течения, однако если коэффициенты гидравлических потерь, вычисленные по градиенту давления, практически совпадают для всех моделей турбулентности, то вычисленное напряжение трения на поверхности очень разнится от вида модели. При этом коэффициенты гидравлических потерь, вычисленные по градиенту давления,

получаются заниженными на 10 – 15% по сравнению с экспериментальными данными для соответствующего числа Рейнольдса. Так как результаты расчетов с применением модели переноса напряжений Рейнольдса в рассмотренном диапазоне чисел  $Re$  демонстрировали характеристики турбулентности, более соответствующие экспериментальным данным, то при расчете поворотных участков применялась именно эта модель турбулентности.

Для анализа вторичных течений, возникающих в поворотном участке трубы, выбрано три значения безразмерного радиуса поворота  $\eta = R_{\text{п}}/d$ , (здесь  $d$  – диаметр трубы), равные 1.0, 1.5 и 2.0, которые наиболее часто встречаются в технических устройствах, при  $Re_d = 1.43 \cdot 10^6$ . Расчетная область включала в себя входной участок  $l_1$ , равный диаметру, поворот и выходной участок  $l_2$ , равный от 3 до 8 калибров (рис. 1). В начале входного участка задавался профиль продольной скорости и характеристики турбулентности установившегося течения воздуха в прямой трубе при соответствующем числе  $Re$  и давлении на выходе.

На рис. 2 представлены коэффициенты напряжения трения вдоль образующих на поверхности трубы, проходящих по выпуклой и вогнутой поверхности в плоскости поворота трубы. При  $\eta = 1.0$  на выходе из поворота за выпуклым участком фиксируется непродолжительная зона возвратного течения; при увеличении радиуса поворота зона возвратного течения исчезает. Разность значений напряжений трения на вогнутой и выпуклой образующих после выхода из поворотного участка остается достаточно большой и на расстоянии 8 калибров от поворота. С увеличением радиуса поворота эта разность уменьшается. На участке поворота максимум напряжения трения на выпуклой поверхности при  $\eta = 1.0$  более чем в семь раз превышает минимум напряжения трения на вогнутой поверхности, но при увеличении радиуса поворота разность напряжений уменьшается и при  $\eta = 2.0$  это соотношение составляет  $\sim 3$ , т.е. существенная неоднородность напряжения трения на поверхности трубы при конечной кривизне поворота получается аналогично значениям напряжений при пульсирующем продольном градиенте давления [5]. Напряжение трения после выпуклого участка достаточно быстро принимает значения трения на прямом участке трубы при рассмотренных радиусах поворота, в то время как на поверхности после вогнутого участка напряжение трения и на расстоянии 8 калибров превышает асимптотические значения напряжения трения в прямой

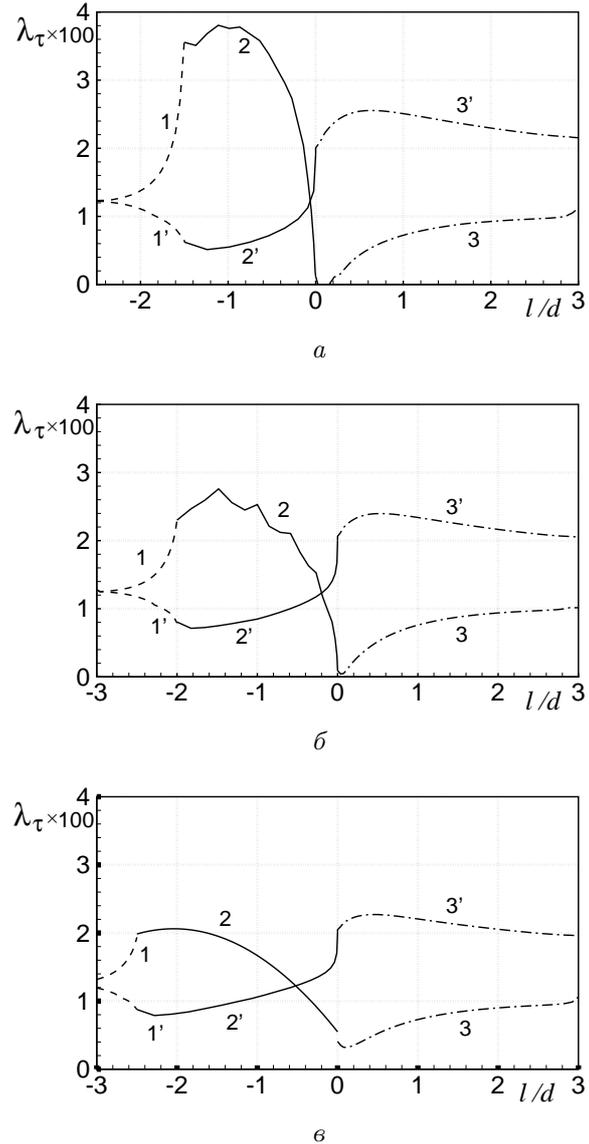
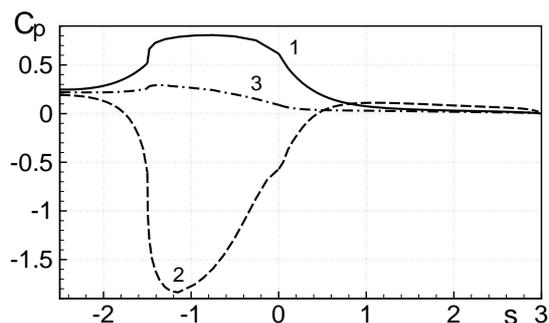


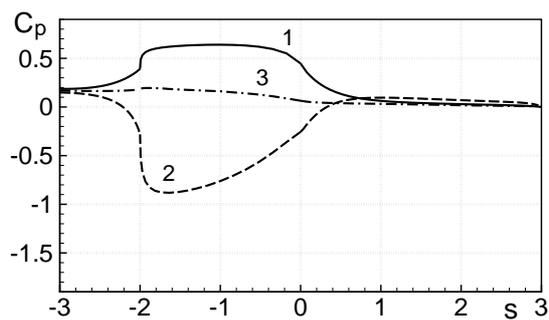
Рис. 2. Изменение коэффициента сопротивления трения вдоль образующих:  $\varphi = 0^\circ$  – номера кривых со штрихами;  $\varphi = 180^\circ$  – номера кривых без штрихов (штриховая линия соответствует входному участку, сплошная – поворотному, штрих-пунктирная – выходному); а) –  $\eta = 1.0$ ; б) –  $\eta = 1.5$ ; е) –  $\eta = 2.0$

трубе при данном числе  $Re$ .

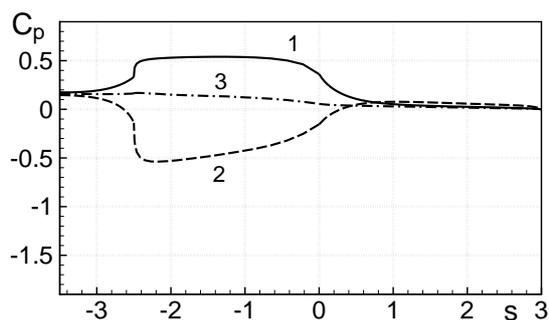
В поворотном колене реализуется достаточно сложное вихревое течение, но с нулевым интегралом завихренности по нормальному сечению трубы, т.е. в повороте генерируется симметричный относительно плоскости поворота парный продольный вихрь, занимающий практически все сечение трубы. При этом максимум модуля продольной завихренности достигается внутри поворотного



a



b



в

Рис. 3. Изменение коэффициента давления вдоль различных образующих, приведенный к давлению на выходе:

- 1 –  $\varphi = 180^\circ$  (вогнутая поверхность трубы); 2 –  $\varphi = 0^\circ$  (выпуклая поверхность трубы); 3 –  $\varphi = 90^\circ$  (боковая поверхность трубы);
- a) –  $\eta = 1.0$ ; б) –  $\eta = 1.5$ ; в) –  $\eta = 2.0$

го участка и его значение обратно пропорционально радиусу поворота, и угол поворота, при котором достигается максимум, уменьшается с увеличением радиуса поворота. Также можно отметить, что продольная (нормальная к сечению трубы) компонента завихренности

$$w_n = w_x \sin \alpha - w_y \cos \alpha$$

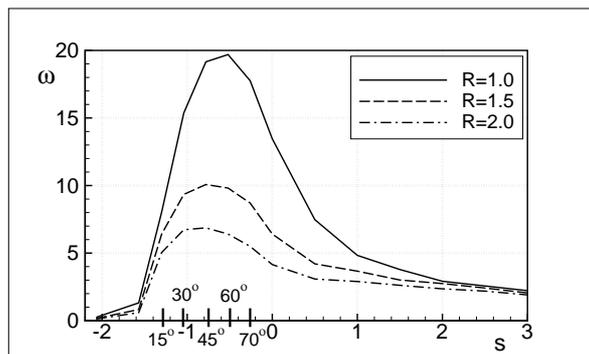


Рис. 4. Изменение максимума завихренности вдоль поворотного участка трубы при различных радиусах поворота

начинает формироваться на поверхности трубы симметрично относительно плоскости поворота еще до поворота. Так, на расстоянии полкальibra от входа в поворот максимум модуля безразмерной продольной завихренности при  $\eta = 1.0$  составляет  $|\tilde{w}| = 0.25$  и находится практически на поверхности трубы близко к образующей  $\varphi = 90^\circ$ , а в сечении входа в поворот ее значение уже составляет  $|\tilde{w}| = 1.32$ . При этом максимум практически остается на поверхности трубы, но смещается к образующей трубы ( $\varphi = 60^\circ$ ). При увеличении радиуса поворота трубы значение максимума модуля продольной завихренности уменьшается, так, при входе в поворот при  $\eta = 1.5$  максимум модуля  $|\tilde{w}| = 0.82$ , а при  $\eta = 2.0$  –  $|\tilde{w}| = 0.58$ . То есть значение максимума модуля завихренности при увеличении радиуса поворота в два раза уменьшается более чем в два раза, и смещение точки максимума в сторону выпуклой образующей ( $\varphi = 0^\circ$ ) при  $\eta = 2.0$  значительно меньше, чем при  $\eta = 1.0$ . Таким образом, результаты расчетов отражают качественную картину зарождения пары продольных вихрей именно на поверхности трубы, за счет трансформации компонент  $w_x$  и  $w_z$  вектора завихренности в компоненту  $w_z$ , равную  $-w_n$  на входном участке трубы, за счет возникающего поперечного градиента давления на повороте трубы. При этом значение максимума модуля продольной завихренности пропорционально разности значений давления на вогнутой и выпуклой образующих поверхности поворотного колена. Так, при  $\eta = 1.0$  в сечении трубы на входе в поворот разность коэффициентов давления  $\Delta C_p$  (рис. 3) равна 1.0, при  $\eta = 2.0$  в этом же сечении  $\Delta C_p = 0.47$ . Следует обратить внимание, что максимум  $\Delta C_p$  на вогнутой поверхности поворотного участка относительно слабо зависит от ра-

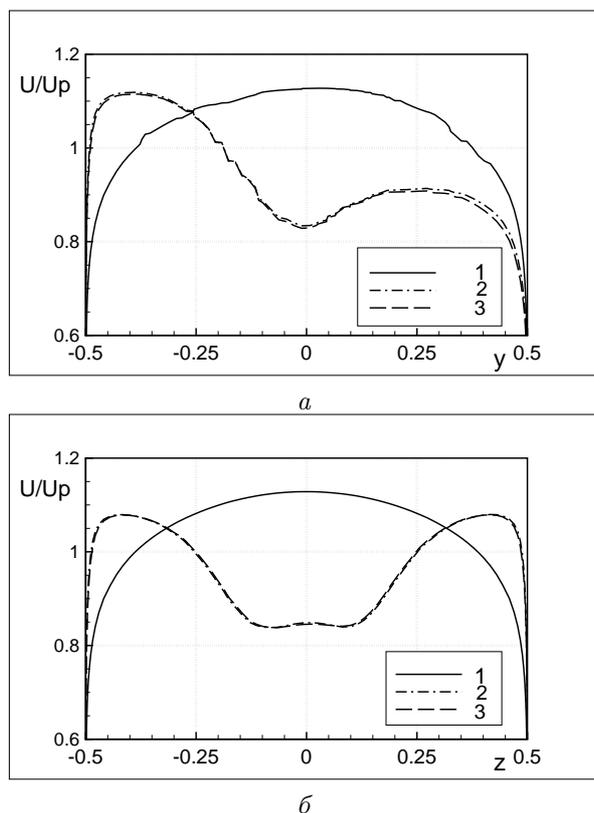


Рис. 5. Профили безразмерной продольной скорости: кривая 1 – прямая труба; кривая 2 –  $R_{II} = 1.5$ ; кривая 3 –  $R_{II} = 2.0$  в сечении  $\ell/d = 3$

диуса поворота, так при  $\eta = 1.0$  он составляет 0.8 и уменьшается до значения 0.53 при  $\eta = 2.0$ , в то время как на выпуклой образующей минимум  $\Delta C_p$  равен -1.85 при  $\eta = 1.0$ , а при  $\eta = 2.0$   $\Delta C_p$  равен всего -0.55. При этом распределение коэффициента давления достаточно равномерно по всей вогнутой образующей, тогда как на выпуклой образующей имеет место ярко выраженный минимум  $\Delta C_p$  на углах поворота  $\alpha$ , равных  $15 \div 18^\circ$ , слабо зависящих от радиуса поворота. Учитывая, что мы имеем практически линейную зависимость давления в плоскости поворота, значение  $\Delta C_p$  может служить оценкой величины трансформации поперечной завихренности в продольную.

Анализ продольной завихренности  $w_n$  в поворотных сечениях показывает, что относительно плоскости поворота симметричность завихренности сохраняется на протяжении всего поворотного участка, максимумы модуля  $w_n$  перемещаются к образующим  $\varphi = \pm(25^\circ \div 30^\circ)$ , но остаются на поверхности трубы до угла поворота  $\alpha$ , равного  $60 \div 70^\circ$  в зависимости от радиуса поворота. При этом максимум модуля продольной завихренности

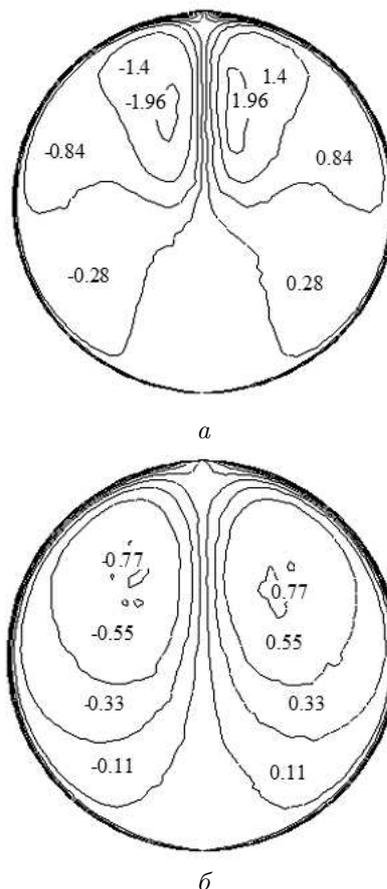


Рис. 6. Изолинии безразмерной продольной завихренности  $\tilde{w}_x = \tilde{w}_x d / U_p$  при  $R_{II}/d = 1.0$ : а – в сечении на выходе из поворотного участка; б – в сечении удаленном от входного участка  $\ell/d = 8$

резко растет при входе в поворот и достигает своего наибольшего значения при  $|\tilde{w}_n|_{max} = 19.69$  на углах поворота близких  $60^\circ$ , что значительно больше угла поворота, при котором  $\Delta C_p$  достигает своего максимума ( $\alpha \approx 15^\circ \div 18^\circ$ ). При увеличении радиуса поворота значения максимума модуля продольной завихренности уменьшаются и достигаются при меньших углах поворота. Так при  $\eta = 1.5$   $\alpha \approx 50^\circ$  и  $|\tilde{w}_n|_{max} = 10.05$ , а при  $\eta = 2.0$  значение  $|\tilde{w}_n|_{max} = 6.85$  достигается при угле поворота  $\alpha \approx 43^\circ$ . На выходе из поворотного участка максимум продольной завихренности сохраняет достаточно большое значение (до 65% от наибольшего значения соответствующего радиуса поворота), а затем уменьшается под действием вязкости (рис. 4) и уже на расстоянии трех калибров от поворота значения максимума продольной завихренности практически не зависят от радиуса поворота, сохраняя достаточно большое значение  $|\tilde{w}_n|_{max} = 2$ . Профиль продольной скорости на

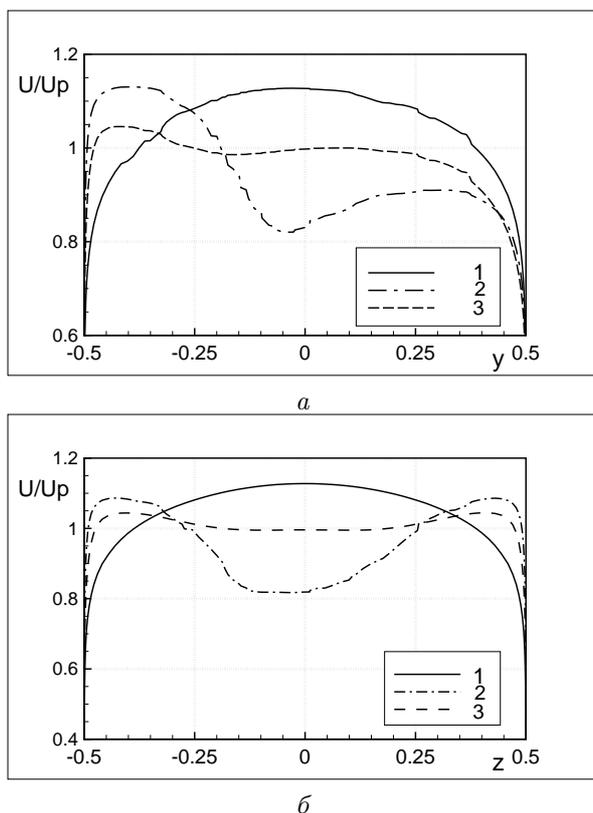


Рис. 7. Профили безразмерной продольной скорости: кривая 1 – прямая труба; кривая 2 – в сечении  $l/d = 3$ ; кривая 3 – в сечении  $l/d = 8$

этом расстоянии от поворота также уже практически не зависит от радиуса поворота, но остается существенно отличающимся от осесимметричного трубного профиля за счет образовавшихся двух симметричных продольных вихрей (рис. 5) с минимумом скорости на оси трубы.

С удалением от поворота интенсивность завихренности продолжает уменьшаться, но скорость вырождения ее тоже уменьшается, и на расстоянии 8 калибров значение максимума продольной завихренности составляет  $|\tilde{w}_n|_{max} \approx 0.77$ , но при этом вихри приобретают классическую форму (рис. 6). Профиль продольной скорости на этом расстоянии от поворота остается еще не осесимметричным с максимумом скорости у вогнутой образующей, но этот максимум только на 3,5% превышает значение скорости на оси трубы (рис. 7), в то время как на выходе из поворота эта разность превышала 25%. На рис. 8 представлены проекции векторов скорости на нормальную плоскость сечения трубы на различных расстояниях от поворотного участка. На этих рисунках четко просле-

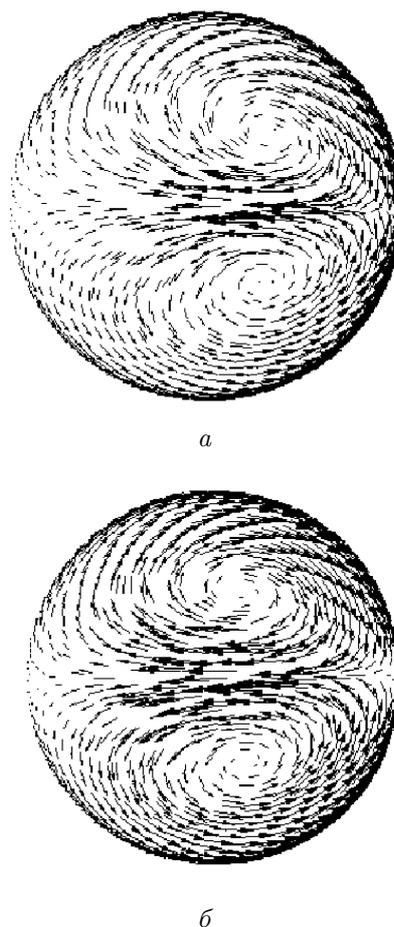


Рис. 8. Проекция вектора скорости на плоскость сечения трубы на различных расстояниях после поворота: а –  $l/d = 3$ ; б –  $l/d = 8$

живается изменение положения центров вихрей с удалением от поворотного участка.

При рассмотрении траекторий "меченых" частиц, запущенных в поток перед поворотным участком симметрично относительно плоскости поворота (рис. 9), обращает на себя внимание неравномерность закрутки частиц при их прохождении поворота и дальнейшем продвижении. До поворота частица перемещается вдоль образующей, на которой она запущена, но уже непосредственно перед поворотом заметно смещение частиц со своей начальной образующей. В поворотном участке частицы подхватываются образующимися там вихрями и по спиралевидным траекториям от поверхности трубы перемещаются к плоскости симметрии поворота. "Меченые" частицы, попавшие в эту плоскость, резко замедляют скорость вращения по поверхности вихрей, и за время прохо-

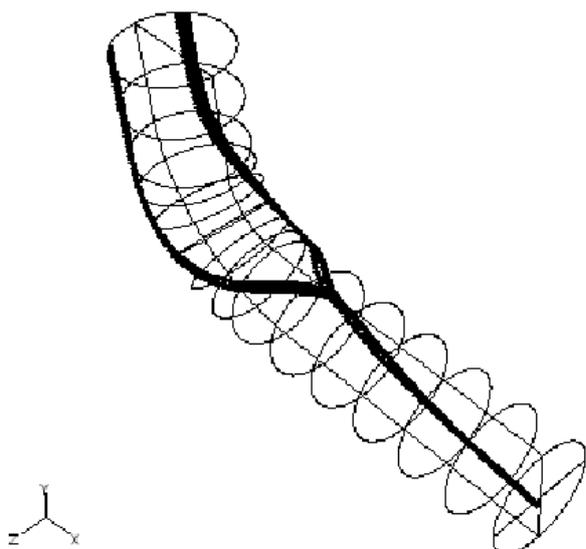


Рис. 9. Траектории частиц на участке трубы длиной  $\ell/d = 5$ , начальное сечение которого удалено от поворота на расстояние  $\ell/d = 3$

ждения до выходного сечения, отстоящего от поворота на расстоянии трех калибров, совершают четверть оборота по поверхности вихрей. Значение этого угла спиральности зависит от радиуса поворота трубы: с уменьшением угла поворота угол спиральности увеличивается, но незначительно, а при удалении от поворота на расстояние более трех калибров зависимость от радиуса поворота практически не прослеживается.

## ВЫВОДЫ

Структура потока и гидравлические потери поворотных участков при турбулентном режиме течения существенно зависят от радиуса поворота.

Гидравлические потери резко возрастают при  $\eta \leq 1$ , когда за поворотом образуются возвратные зоны течения. При  $\eta > 1$  увеличение гидравлических потерь поворотного участка по сравнению с прямолинейным участком трубы в основном связано с образованием пары продольных вихрей. Структура вихревого течения на повороте при  $\eta > 1$  практически не зависит от радиуса поворота, но интенсивность завихренности образовавшихся вихрей существенно зависит от радиуса поворота: чем меньше радиус поворота, тем она больше. Однако на расстоянии от поворота, большем трех калибров, и интенсивность завихренности перестает зависеть от радиуса поворота, что связано со скоростью вырождения завихренности, которая зависит не только от вязкости среды, но и от величины завихренности. При этом продольные вихри сохраняются на расстоянии, превышающем 10 калибров от поворота, а следовательно, и профиль скорости остается не осесимметричным. Однако местные коэффициенты гидравлических потерь на таких расстояниях от поворота уже не превышают коэффициенты гидравлических потерь прямолинейных труб.

1. Ellis L. B., Joubert P. N. Turbulent shear flow in a curved duct // J. Fluid Mech.– 1974.– **62**, N 1.– P. 65–84.
2. Berger S. A., Talbot L., Yao L. S. Flow in curved pipes // Ann. Rev. Fluid Mech.– 1983.– **15**.– P. 461–512.
3. Bovendeerd P. H. W., Steenhoven A. A., Vosse F. N. Steady entry flow in curved pipe // J. Fluid Mech.– 1987.– **177**.– P. 233–246.
4. Chauve M. P., Sciestel R. Influence of weak wall undulations on the structure of turbulent pipe flow: an experimental and numerical study // J. Fluid Mech.– 1985.– **160**.– P. 47–85.
5. Siggers J. H., Waters S. L. Unsteady flows in pipes with curvature // J. Fluid Mech.– 2008.– **600**.– P. 133–165.