

УДК 532.517.4:536.24

DOI: 10.30987/1999-8775-2021-11-20-35

И.Е. Лобанов

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА НА ВОЗДУХЕ В ТРУБАХ С ТРЕУГОЛЬНЫМИ И КВАДРАТНЫМИ ТУРБУЛИЗАТОРАМИ С $d/D=0,95\div 0,90$ И $t/D=0,25\div 1,00$ ПРИ ВЫСОКИХ КРИТЕРИЯХ РЕЙНОЛЬДСА $Re=10^6$

Проведены математические моделирования теплообменного процесса в прямых и круглых горизонтальных трубах с выступами с  $d/D=0,95\div 0,90$  и  $t/D=0,25\div 1,00$  треугольного и квадратного сечений при больших числах Рейнольдса ( $Re=10^6$ ) на базе многоблочных вычислительных технологий, основанных на решениях факторизованным и конечно-объёмным алгоритмом рейнольдсовых уравнений и уравнений энергии. Показано, что для более высоких квадратных выступов и при более вы-

соких числах Рейнольдса ограниченное повышение  $Nu/Nu_{ГЛ}$  сопровождается значительным повышением относительного гидросопротивления в тем большей степени, чем выше число Рейнольдса; для треугольных турбулизаторов это сохраняется и даже углубляется.

**Ключевые слова:** моделирование, турбулизатор, труба, поперечное сечение, диафрагма, критерий Рейнольдса, теплоноситель, модель Ментера.

I.E. Lobanov

## THEORETICAL MATHEMATICAL MODELING OF HEAT EXCHANGE IN PIPES WITH TRIANGULAR AND SQUARE TURBULATORS WITH $d/D=0.95\div 0.90$ , $t/D=0.25\div 1.00$ AND HIGH REYNOLDS NUMBERS $Re=10^6$

Mathematical modeling of heat exchange process in straight and round horizontal pipes with protrusions and  $d/D=0.95\div 0.90$ ,  $t/D=0.25\div 1.00$  of triangular and square sections with large Reynolds numbers ( $Re=10^6$ ) are carried out on the basis of multiblock computing technologies based on solutions of factored and finite-volume algorithm of RANS equations and energy equations. It is shown that for higher square

protrusions and at higher Reynolds numbers, a limited increase in  $NU/NU_{ГЛ}$  is accompanied by a significant increase in relative hydroresistance in accordance with the higher Reynolds number; for triangular turbulators, this persists and even deepens.

**Key words:** modeling, turbulator, pipe, cross-section, carrier, Reynolds number, heat carrying agent, SST model.

### Введение

#### Актуальность исследования интенсификации теплообмена

Общеизвестный и вполне практически апробированный метод смерчевой (вихревой) интенсификации теплоотдачи состоит в нанесении системы турбулизаторов на стенках омываемой поверхности канала с периодическим расположением [5]. Изучение структур течений с интенсификацией потока, как правило, делались экспериментальным способом [5, 6], однако, существующие новые расчётные исследования в данном направлении были не очень многочисленными [1–4], но только

частичным образом посвящаются непосредственно исследованию структуры интенсифицированных потоков; определённая часть из этих способов (к примеру, частично работы [7–9, 4]) применяют исключительно осреднённые (интегральные) приёмы к вышеуказанной задаче. В последнее время интенсивным образом получили развитие многоблочно-вычислительные технологии для решений задачи вихревых теплофизики и аэромеханики, базирующиеся на пересекającychся структурированной сетке.

Настоящая статья напрямую предназначена изучению структур течений с интенсифицированным потоком в трубах с турбулизаторами; интенсификация теплообмена осуществляется за счёт поверхностных периодических турбулизаторов тре-

угольных и квадратных профилей для высоких значений ( $Re = 10^6$ ) критериев Рейнольдса, для которых на данном этапе не получены надёжные экспериментальные сведения.

### Прогрессивные тенденции развития теоретических исследований интенсифицированного теплообмена

Теоретические научные исследования для местных (локальных) и для интегральных (осреднённых) характеристик течений и теплоотдачи в каналах турбулизаторами треугольных и квадратных поперечных сечений представляются преимущественно перспективными в направлениях разработок, базирующихся на многоблочно-вычислительных технологиях с специализированными распараллеленными пакетами, специализированные направления коих можно изложить нижеследующим образом.

1. В процессе развития специфичной многоблочно-вычислительной технологии [1–4], которая основана на разномасштабно-пересекающейся структурированной сеточной совокупности с целью высокоэффективных и уточнённых решений для нестационарной 2-мерной и для нестационарной 3-х-мерной задачи в отношении конвективного теплообмена в круглой прямой трубе с организованными искусственными шероховатостями в форме турбулизаторов в гомогенных рабочих средах в достаточно широких диапазонах для критерия Рейнольдса ( $Re = 10^4 \dots 10^6$ ) и для критерия Прандтля ( $Pr = 0,7 \dots 12$ ).

Отличительным признаком от существующих версий пакетов [1–4] следует признать то, что методологическая основа была дополнена применением периодических граничных условий, которые позволили оценить асимптотические показатели интенсифицированных течения и теплообмена в трубах с дискретными шероховатостями.

Модифицирование модели позволяет поднять эффективности при вычислительных операциях при моделировании, осуществлять коррекцию по кривизне на линии токов. Для канала с выступами детер-

минированию подвергаются: распределение поверхностных местных и осреднённых термических и силовых параметров (давление, трение, тепловой поток, сопротивление течению, гидравлические потери), профили скоростных составляющих, давление, температура, параметры, описывающие турбулентность потока (энергия турбулентности, вязкость турбулентная, тензорные компоненты для рейнольдсового напряжения, диссипация, генерация, и т.п.).

2. Первоначальная система с дифференциальными уравнениями в частных производных, т.е. уравнений Рейнольдса, Навье-Стокса, смыкается при помощи специфических модификаций в плане учёта кривизны у линий токов благодаря модели Менгера для переносов напряжений сдвига. основополагающие данные про управляющие уравнения, оптимальные граничные условия можно почерпнуть в работе [10].

Применяются процедуры для коррекций давлений и для коррекций средне-массовых температур, которые основываются на периодичности оригинальных граничных условиях.

Методологии для решений относительно основополагающих уравнений базируются на процедуре коррекций давлений, которые основываются на схематичном расщеплении по различным физическим процессам.

Методические подосновы перспективных расчётных инструментов – это многоблочно-вычислительная технология, которая базируется на применении пересекающейся разномасштабной структурированной сетки, связанной с восприятием специфичных элементов структур смерчевых (вихревых) течений и распределений

температурных полей, обеспечивающая необходимую точность и повышенную эффективность, что сравнимо с применением т.н. адаптивной сетки.

3. Аналогичные многочисленные исследования интенсифицированного теплообмена в трубе и канале с турбулизаторами для меньших критериев Рейнольдса были выполнены в [19].

4. Первостепенное внимание необходимо уделить как на местные, так и осреднённые параметры, относящиеся к конвективной теплоотдаче, включая в себя составляющие (профили) скоростей, потери на прокачку теплоносителя, средняя по выделенным площадкам участков канальных стенок теплоотдача; расчётным результатам в отношении турбулентных ха-

рактеристик в членах в уравнениях для пульсационной турбулентной энергии (конвективный перенос, генерация, диффузионный перенос, диссипация). В системах при внешнем (наружном) обтекании с прямоугольными (квадратными) выступами аналогичный способ ранее применялся, например, в исследовании [11].

5. Основным направлением для настоящей статьи коротко следует назвать нижеследующим образом: на базе анализа относительно вихревых зон в канальных системах с треугольными и квадратными турбулизаторами выявить уровень относительной интенсификации теплообмена для повышенных ( $Re = 10^6$ ) критериях Рейнольдса.

### Постановка задачи теоретического исследования

Следует подчеркнуть, что структуры турбулентных потоков в трубах, где возникает необходимость интенсифицирования теплоотдачи, в немалой степени исследована как экспериментально, так и теоретически, что обусловило максимальное увеличение турбулентной пульсационной интенсивности для определённых областей потоков, для коих это даёт максимально эффективную интенсификацию.

Для цели оптимального применения отрывной зоны возникает необходимость знания механизма её взаимодействий с основными турбулентными потоками, а также механизмы процессов непосредственно в отрывных зонах, которые являются довольно весьма сложными. В качественном отношении на базе экспериментального материала эти процессы были выявлены в следующей степени: есть возможность целенаправленного использования вихревых зон для интенсифицирования теплоотдачи в каналах [5, 6].

Основная цель настоящего научного исследования состоит в том, чтобы теоретически исследовать вышеупомянутые вихревые зоны для трубы с выступами

квадратных и треугольных профилей при помощи факторизированных конечно-объёмных методов (ФКОМ-ов), которые были успешным образом апробированы в целях расчётов сходных потоков в исследованиях [1–4], в которых основное внимание было сделано на расчёты осреднённых характеристик интенсифицированных потоков и теплоотдачи.

В статье исследуются преимущественные интересные случаи для использования расположенных периодически и поверхностным образом выступов квадратных и треугольных профильных сечений в круглых и прямых трубах, т.е. объект исследования [5, 6]; конкретно:  $t/D = 0,25...1,00$ ;  $d/D = 0,94...0,90$ ;  $Re = 10^5...10^6$ ;  $Pr = 0,72$ ; ( $d$  и  $D$  – меньший и больший внутренние диаметры труб с выступами соответственно;  $t$  – шаги между выступами).

Поперечные сечения и расчётная сетка для прямых и круглых прямых труб с выступами (рёбрами) с поверхностным и поперечным установлением для течений с квадратными, треугольными и полукруглыми поперечными профилями показаны на рис. 1.

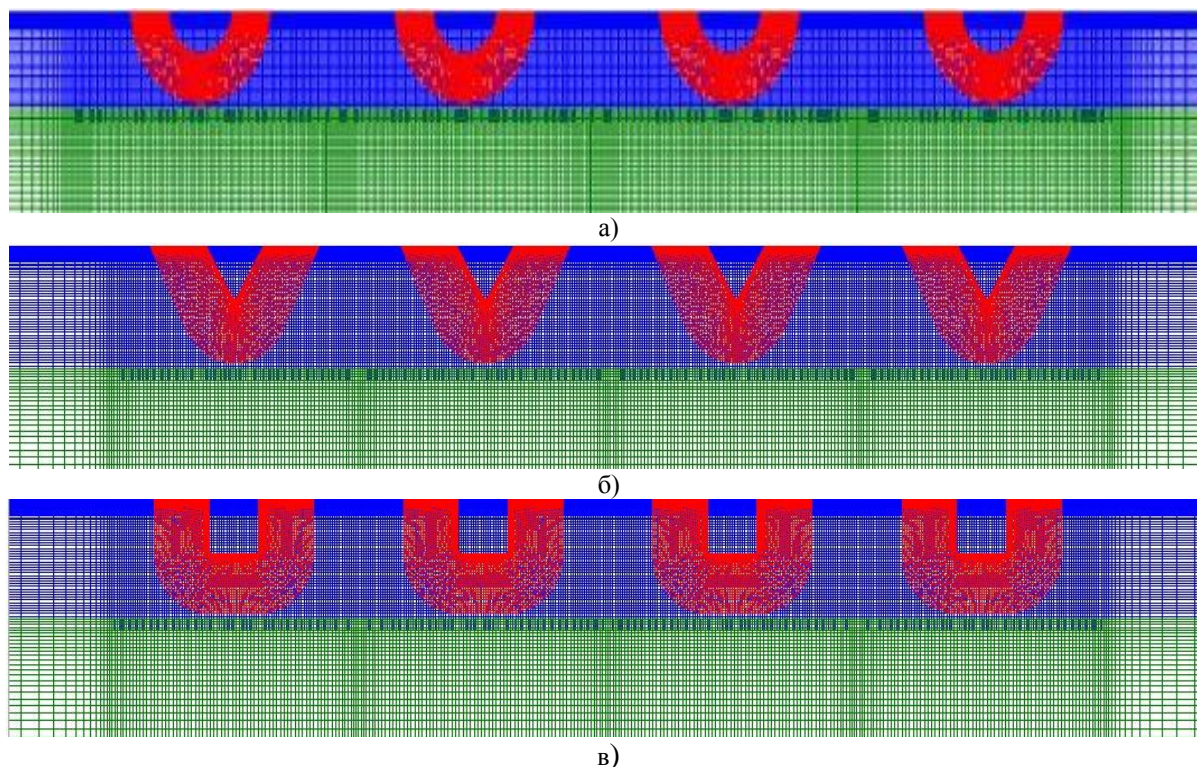


Рис. 1. Сетки труб, состоящие из количества секций с срединным расположением турбулизаторов: а – полукруглых, б – треугольных, в – квадратных. Входной и выходной участки гладкотрубные

В данной статье были рассмотрены выступы квадратных и треугольных профильных сечений, т.к. именно эти выступы

являются наиболее характерными при исследовании смерчевых (вихревых) зон в целях интенсифицирования теплоотдачи.

**Исследования структур для искусственно турбулизированных потоков в каналах с турбулизаторами квадратного и треугольного профилей для высоких критериев Рейнольдса  $Re = 10^6$  и их относительными высотами  $d/D = 0,90...0,95$  и относительными шагами между ними  $t/D = 0,25...1,00$**

В более ранних исследованиях (например, в [12, 13] и т.п.) в плане структуры потока были рассмотрены квадратные турбулизаторы с  $d/D=0,94$  и  $t/D=1,00$  при максимальном рассматриваемом числе Рейнольдса  $Re=10^5$  как качественно характерные.

Для более высоких чисел Рейнольдса ( $Re=10^6$ ) структура потока исследовалась для полукруглых турбулизаторов (например, в [14, 15] и т.п.). Для квадратных турбулизаторов аналогичные исследования были выполнены в работе [20]. Характер линий тока для квадратных и треугольных турбулизаторов будет качественно отличаться от полукруглых, следовательно, актуально исследование структуры потока для этих условий, основываясь на выше-

упомянутых предыдущих расчётных работах, в которых были проанализированы структуры соответствующих вихревых зон.

После вышеприведённого анализа следует перейти к сравнительному анализу вихревых зон для треугольных и квадратных турбулизаторов с прочими равными условиями, но для более высоких чисел Рейнольдса  $Re=10^6$  и  $Re=10^5$ .

Для этой цели на рис. 2 приведено сравнение линий токов для трубы с относительно низкими турбулизаторами треугольных и квадратных поперечного сечения при  $Re=10^5$  (верхние рисунки) и  $Re=10^6$  (нижние рисунки),  $d/D=0,95$ ,  $t/D=0,25$  для воздуха.

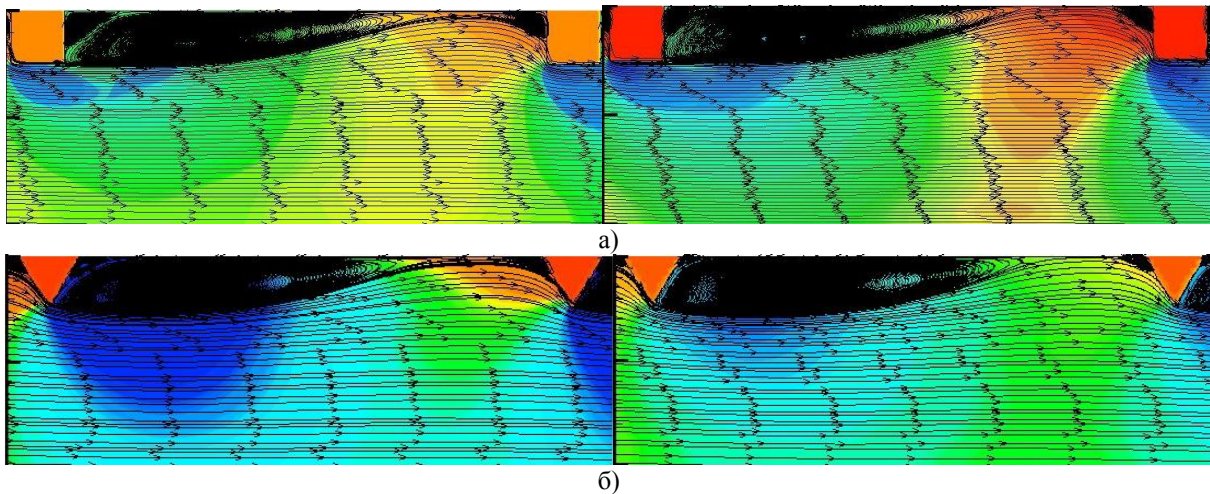


Рис. 2. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 0,25$  на воздухе

Из рис. 2 хорошо видно, что точки присоединения для обоих случаев расположены примерно на одинаковых расстояниях от квадратного турбулизатора; для них главные вихри в обоих случаях сохра-

няют внешние размеры, но внутри главных вихрей происходит качественная деформация при наращивании критерия Рейнольдса с  $Re = 10^5$  до и  $Re = 10^6$  (рис. 2).

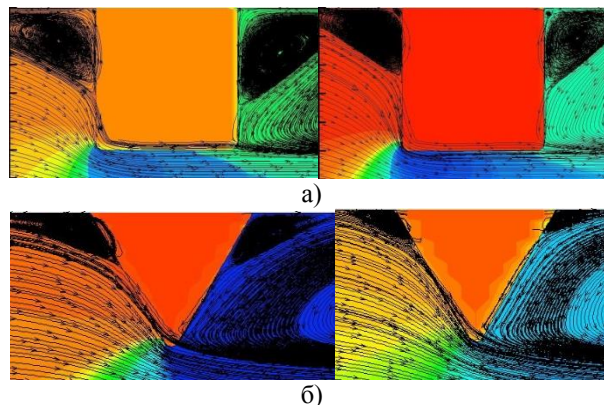


Рис. 3. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений для угловых вихрей до турбулизатора и за турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 0,25$  на воздухе

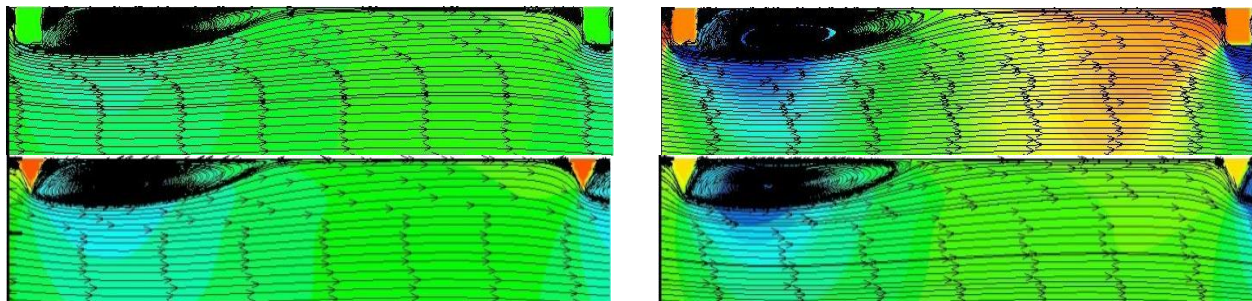
Для треугольных турбулизаторов точки присоединения также расположены примерно на одном и том же расстоянии от турбулизаторов, но качественная деформация основного вихря ещё сильнее выражена, чем у квадратных турбулизаторов: он деформируется сильнее при наращивании критерия Рейнольдса с  $Re = 10^5$  до и  $Re = 10^6$  (рис. 2) как в сторону ядра потока, так и направлении угловых вихрей. Понятно, что деформация главного вихря в основной поток обуславливает повышенное гидросопротивление для треугольных турбулизаторов по отношению к квадрат-

ным.

Деформация угловых вихрей показана на рис. 3, где видно, что угловой вихрь после квадратного турбулизатора уменьшается с повышением числа Рейнольдса, т.е. имеет место выдавливание главным вихрем этого углового вихря в сторону стенки. Что касается углового вихря до квадратного турбулизатора (рис. 3), то он также уменьшается с увеличением числа Рейнольдса, но в меньшей мере; точка отрыва смещается с увеличением числа Рейнольдса несколько ближе к турбулизатору. Для треугольных турбулизаторов подоб-

ные тенденции ещё более выражены (рис. 3): угловые вихри уменьшаются ещё сильнее, особенно вихрь за треугольным турбулизатором. При приращении относительного шага между отдельными турбулизаторами квадратного профиля ( $t/D = 0,50$ ) имеет место (рис. 4) увеличение ос-

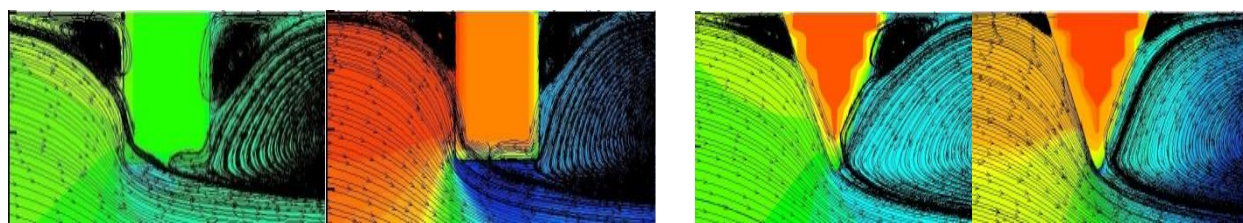
новного вихря в основной поток; точка присоединения для случаев с  $Re = 10^5$  и  $Re = 10^6$  находится приблизительно на том же расстоянии от турбулизатора. Для треугольных турбулизаторов подобная тенденция сохраняется (рис. 4).



а)

б)

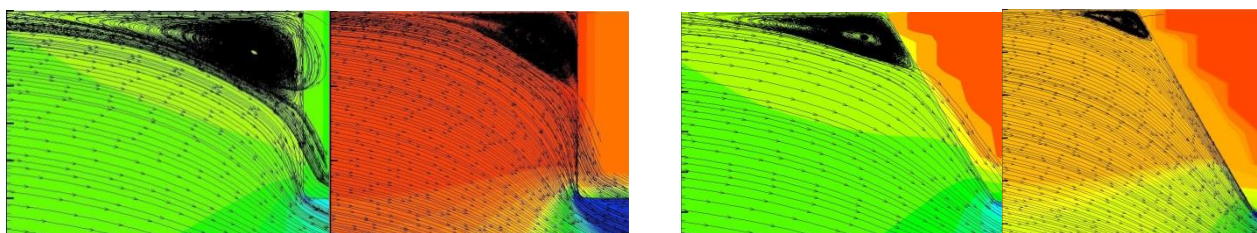
Рис. 4. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 0,50$  на воздухе



а)

б)

Рис. 5. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений для угловых вихрей до турбулизатора и за турбулизатором, а также над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 0,50$  на воздухе



а)

б)

Рис. 6. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений для угловых вихрей до турбулизатора: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 0,50$  на воздухе

Как видно из рис. 5, вихрь над квадратным турбулизатором при приращении критерия Рейнольдса сдвигается против течения, что и обуславливает больший выход главного вихря в основной поток.

Угловой вихрь до квадратного турбулизатора (рис. 6) при приращении критерия Рейнольдса до  $Re = 10^6$  становится уже значительно меньшим, чем для случая

с  $Re = 10^5$ , а точка отрыва базируется заметно ближе к турбулизатору, даже в большей степени, чем для аналогичного случая с  $t/D=0,50$ . Для углового вихря после квадратного турбулизатора (рис. 7) имеет место его уменьшение, а точка присоединения располагается ближе к турбулизатору приращении критерия Рейнольдса.

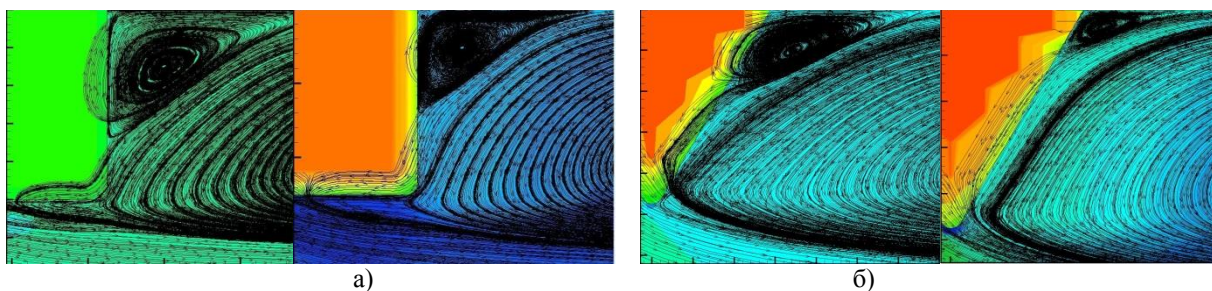


Рис. 7. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений для угловых вихрей за турбулизатором, а также над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 0,50$  на воздухе

Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция даже усиливается (рис. 6) и (рис. 7): угловые вихри вы-

давливаются основным вихрём в ещё большей степени, чем для квадратных турбулизаторов.

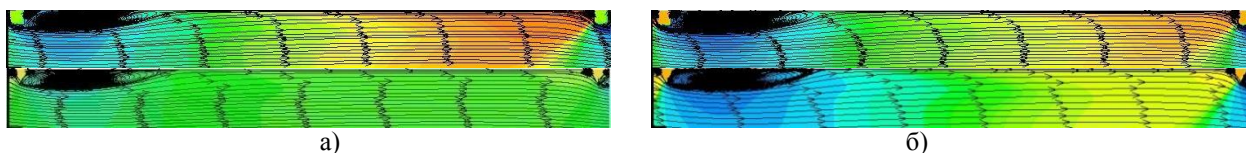


Рис. 8. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе

Для больших относительных (безразмерных) шагов между турбулизаторами квадратного профиля на рис. 8 приведено сравнение по линиям токов для труб с относительно низкими турбулизаторами

квадратного и треугольного поперечных сечений при  $Re=10^5$  (верхние рисунки) и  $Re = 10^6$  (нижние рисунки),  $d/D=0,95$ ,  $t/D = 1,00$  для воздуха.

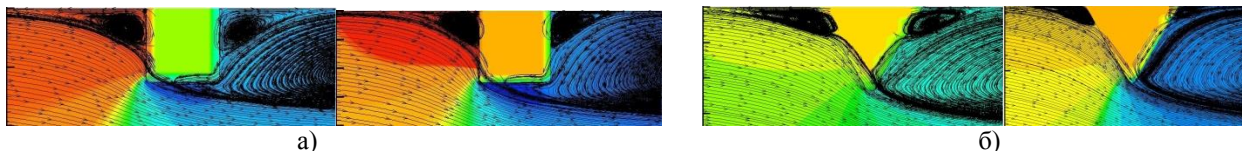


Рис. 9. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений до турбулизатора, за турбулизатором, а также над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе

Как видно из рис. 8, что точки присоединения для обоих случаев расположены примерно на одинаковых расстояниях от треугольного и квадратного турбулизаторов, но главный вихрь будет деформироваться при приращении критериев Рейнольдса, что видно на рис. 9, где показано сравнение по линиям токов для труб с турбулизаторами квадратного и треугольного

поперечных сечений до турбулизатора, за турбулизатором, а также над турбулизатором. При приращении критериев Рейнольдса до  $Re=10^6$  основной вихрь будет смещаться в сторону ядра потока (рис. 8) и (рис. 9). До квадратного турбулизатора точка отрыва смещается в сторону течения, а высота углового вихря ещё больше уменьшается (рис. 10).

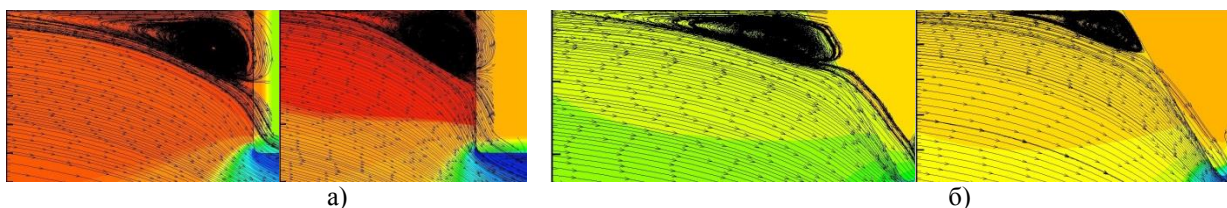


Рис. 10. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратного и треугольного поперечного сечения до турбулизатора: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе

Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция только усиливается: точка отрыва располагается ещё

ближе за турбулизатором, а высота вихря становится ещё меньше (рис. 10).

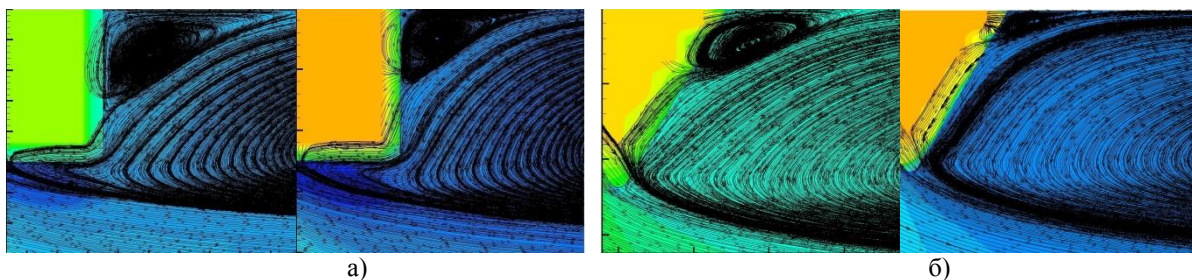


Рис. 11. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений до турбулизатора, за турбулизатором, а также для части большого вихря: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе

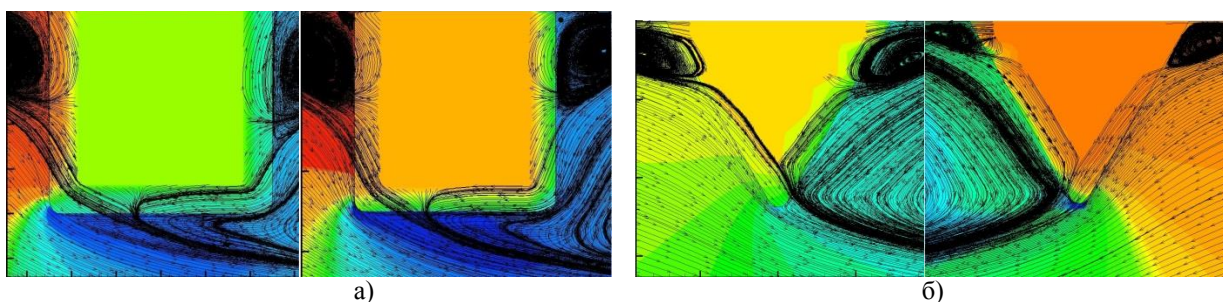


Рис. 12. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,95$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе

Угловой вихрь после квадратного турбулизатора ещё более выдавливается основным потоком к стенке при приращении критериев Рейнольдса (рис. 11). Вихрь над квадратным турбулизатором (рис. 12) заметно смещается против течения, что приводит к тому, что главный вихрь больше выходит в сторону ядра потока (рис. 12) – последнее обстоятельство обуславливает увеличение гидравлического сопротивления. Для турбулизаторов с треугольным поперечным профилем выдавливание основным вихрём углового вихря после турбулизатора становится ещё большим

(рис. 11). Выход главного вихря в ядра основных потоков при  $Re = 10^6$  для турбулизаторов треугольного профиля сравнимым с квадратными (рис. 12), поэтому и их гидравлические сопротивления становятся сравнимыми.

Сравнение по линиям токов для труб с относительно высокими турбулизаторами треугольного и квадратного поперечных сечений при  $Re = 10^5$  (верхние рисунки) и  $Re = 10^6$  (нижние рисунки),  $d/D = 0,90$ ,  $t/D = 0,25$  для воздуха приведено на рис. 13.

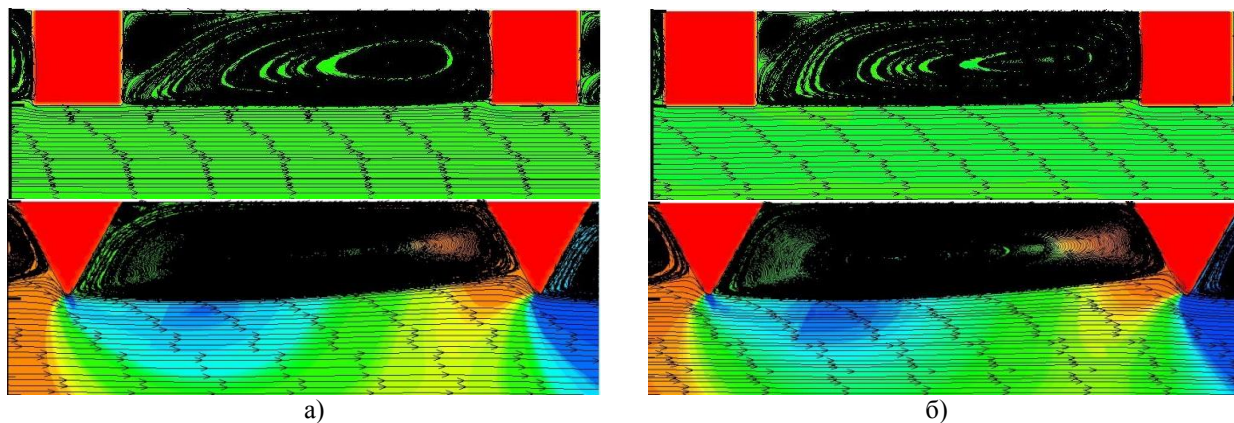


Рис. 13. Сравнение линий токов для труб с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений при  $Re = 10^5$  (а) и  $Re = 10^6$  (б);  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 0,25$  на воздухе



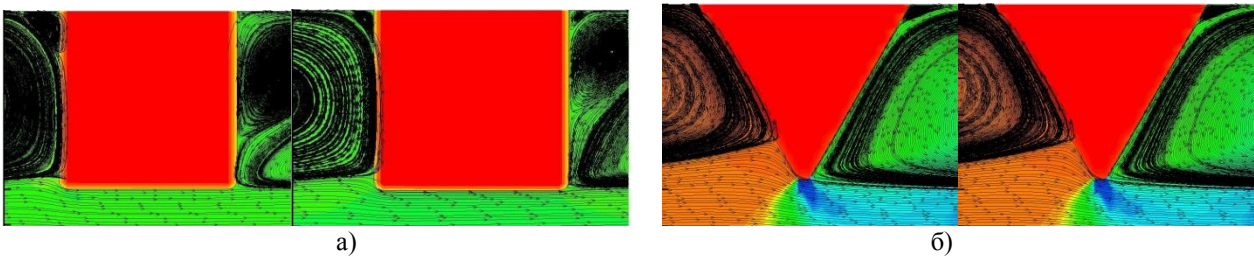


Рис. 14. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 0,25$  на воздухе

Деформация главного вихря для квадратных турбулизаторов при приращении критериев Рейнольдса происходит также за счёт выдавливания углового вихря за турбулизатором. Для более высоких

квадратных турбулизаторов угловой вихрь достигает больших размеров, чем для низких; для турбулизаторов треугольного профиля вышеуказанная тенденция менее выражена (рис. 13 и рис. 14).

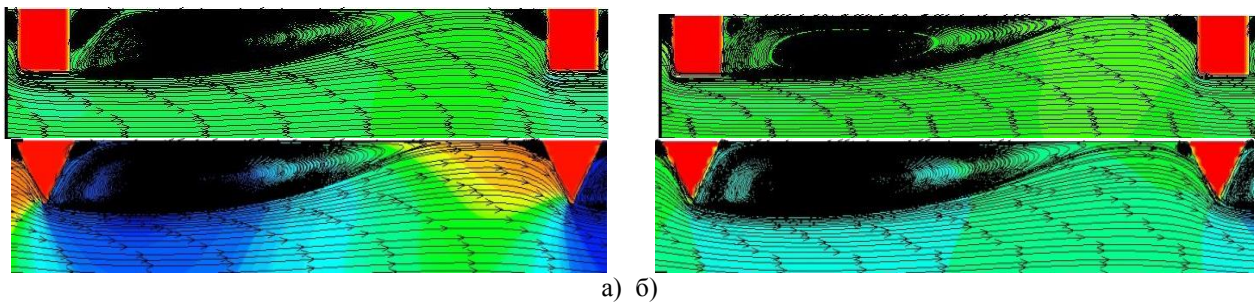


Рис. 15. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 0,50$  на воздухе

Выдавливание основным вихрём угловых вихрей более выражено для высоких турбулизаторов, чем для низких — для треугольных турбулизаторов это ещё более выражено, чем для квадратных (рис. 14).

Угловой вихрь до турбулизатора для высоких квадратных турбулизаторов вы-

давливается почти совсем, в отличие от низких (рис. 14); для треугольных турбулизаторов это выдавливание выражено ещё сильнее (рис. 14). Над квадратным турбулизатором не возникает вихрей как для малых, так и для больших турбулизаторов (рис. 3) и (рис. 14).

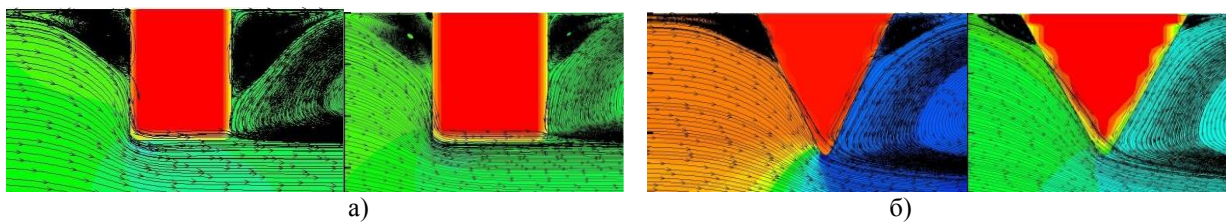


Рис. 16. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений до турбулизатора, за турбулизатором, а также над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 0,50$  на воздухе

Присоединение основного вихря к последующему треугольному турбулизатору происходит гораздо ближе к стенке, чем у квадратных турбулизаторов, у кото-

рых это присоединение расположено почти в верхней точке последующего квадратного турбулизатора (рис. 14).

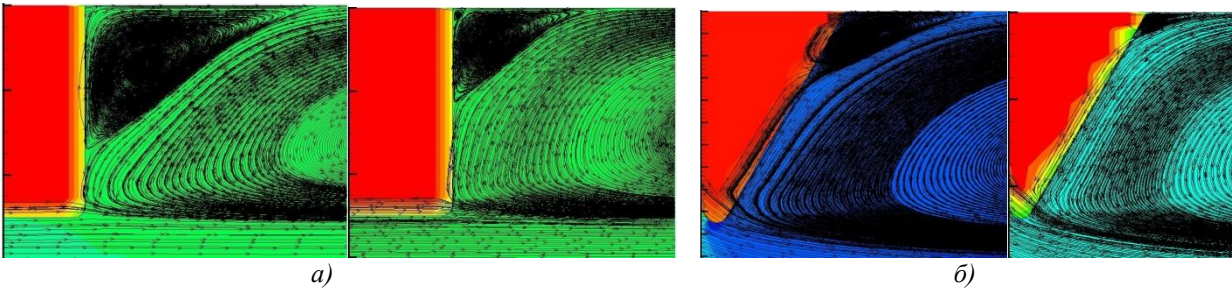


Рис. 17. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений за турбулизатором, а также над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 0,50$  на воздухе

При наращивании относительных (безразмерных) шагов между турбулизаторами ( $t/D=0,50$ ) для высоких квадратных турбулизаторов также имеет место (рис. 15) увеличение основного вихря в основной по-

ток, и точка присоединения для случаев с  $Re=10^5$  и  $Re=10^6$  находится приблизительно на том же расстоянии от турбулизатора. Для турбулизаторов треугольного профиля данная тенденция сохраняется (рис. 15).

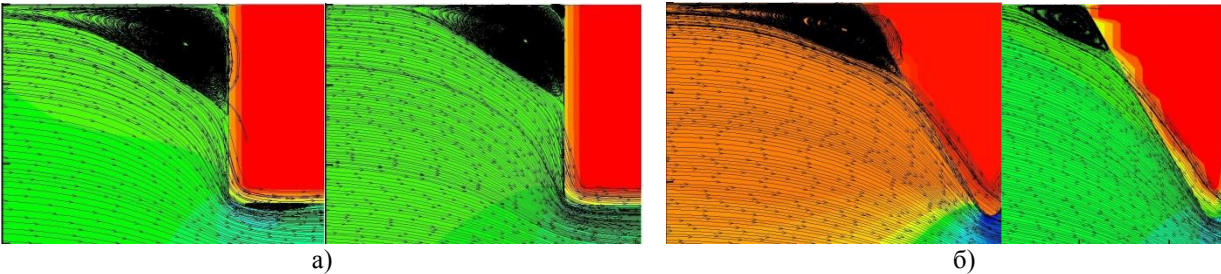


Рис. 18. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений до турбулизатора: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 0,50$  на воздухе

Угловой вихрь за квадратным турбулизатором (рис. 16) и (рис. 17) деформируется в значительной степени при приращении критериев Рейнольдса, а точка отрыва расположена гораздо ближе к квадратному турбулизатору, а вихря над квадратным турбулизатором почти не наблюдается (ср.

рис. 16 и рис. 17 с рис. 5). Для треугольных турбулизаторов угловой вихрь за турбулизатором при приращении критерия Рейнольдса уменьшается очень значительно, гораздо сильнее, чем для квадратных турбулизаторов (рис. 16) и (рис. 17).

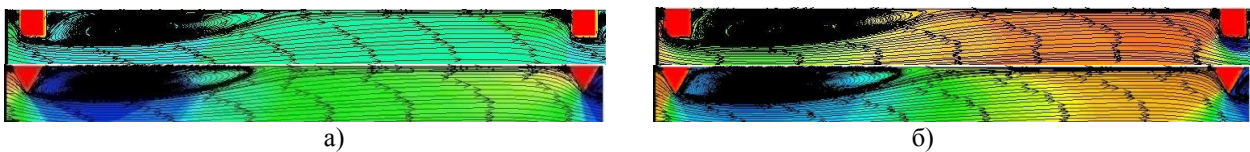


Рис. 19. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе

Вышесказанное не увеличивает гидравлического сопротивления в случае квадратных турбулизаторов, в отличие от случая, когда вихрь над турбулизатором генерируется.

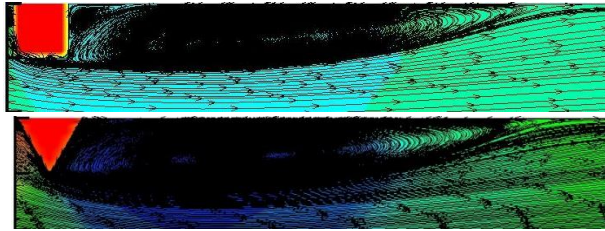
Угловой вихрь до квадратного турбулизатора (рис. 18) незначительно уменьшается, но точка отрыва располагается заметно ближе в сторону потока при приращении критериев Рейнольдса (рис.

18). Для турбулизаторов треугольного профиля эта тенденция ещё сильнее проявляется: угловой вихрь до треугольного турбулизатора уменьшается значительно, а точка отрыва располагается ещё ближе в сторону направления потока, чем для турбулизаторов квадратного профиля (рис. 18).

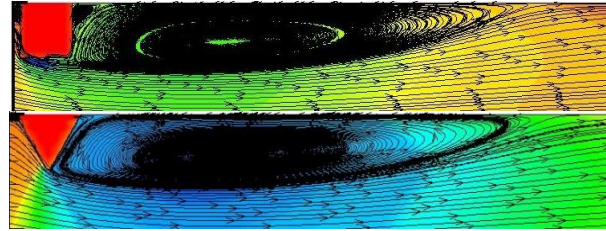
Для больших относительных (безразмерных) шагов между относительно

высокими турбулизаторами треугольного и квадратного поперечных сечений на рис. 19 приведено сравнение линий тока для труб при  $Re = 10^5$  (верхние рисунки) и  $Re = 10^6$  (нижние рисунки),  $d/D = 0,90$ ,  $t/D = 1,00$  для воздуха.

Здесь также имеет место деформация



а)



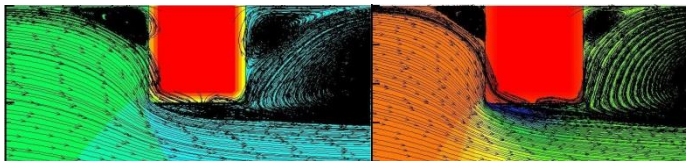
б)

Рис. 20. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений за турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе

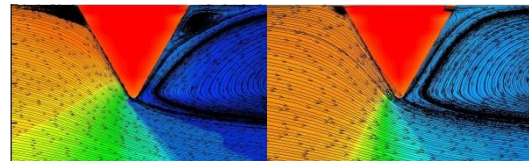
Как видно из рис. 20, точки присоединения потоков за квадратным турбулизатором для случая с более высокими числами Рейнольдса уже будет располагаться определённо ближе к турбулизатору, чем для случая с меньшими числами Рейнольдса, т.е. будет смещаться против направления течения, что приводит к снижению интенсификации теплообмена. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохранится (рис. 20).

Угловой вихрь за квадратным турбулизатором (рис. 21) при больших числах Рейнольдса значительно меньше, чем при

меньших, что обусловлено его выдавливанием за счёт основного течения. Кроме того, точка присоединения углового вихря за квадратным турбулизатором также ощутимо смещается против направления основного течения, что несколько увеличивает гидросопротивление. За треугольным турбулизатором угловой вихрь при приращении критериев Рейнольдса до  $Re = 10^6$  вообще нивелируется (рис. 21), т.е. выдавливается практически полностью основным вихрём, что несколько снижает гидросопротивление.

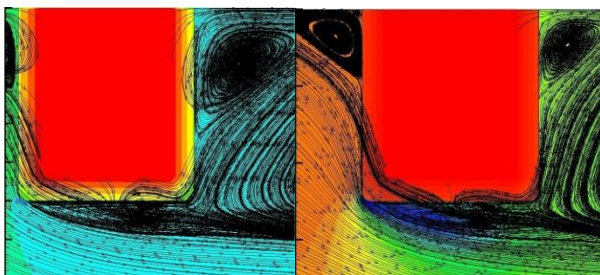


а)

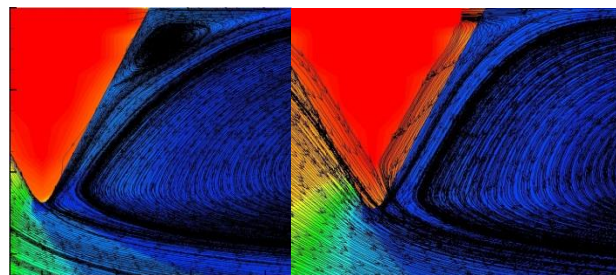


б)

Рис. 21. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений за турбулизатором, до турбулизатора, а также над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$  (б);  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе



а)



б)

Рис. 22. Сравнение линий токов для трубы с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных сечений за турбулизатором и над турбулизатором: а –  $Re = 10^5$ ; б –  $Re = 10^6$ ;  $d/D = 0,90$ ;  $t/D = 1,00$  на воздухе

Вихрь над квадратным турбулизатором (рис. 22) несколько увеличивается в размерах, немного сдвигается против направления течения и распространяется в сторону ядра потока, что обуславливает ощутимое увеличение гидравлического сопротивления. Для турбулизаторов треугольных поперечных профилей при приращении критериев Рейнольдса вплоть до  $Re = 10^6$  происходит большее внедрение главного вихря в ядро течения (рис. 22), линии тока располагаются под большим углом к оси потока (рис. 22), что увеличивает гидросопротивление канала.

Следовательно, на основе анализа линий тока можно резюмировать, что при больших числах Рейнольдса  $Re = 10^6$  и  $d/D = 0,95...0,90$  и  $t/D = 0,25...1,0$  для квадрат-

ных турбулизаторов, в отличие от полукруглых [14–19], увеличение относительной интенсификации теплообмена довольно невелико, поскольку имеет место смещение точки отрыва против течения, и сопровождается оно сравнительно масштабным ростом гидравлического сопротивления, вследствие того, что главный вихрь значительно деформируется и распространяется в ядро потока, в том числе, за счёт увеличения вихря над турбулизатором. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохранится, но в меньшей степени, чем для квадратных турбулизаторов, т.е. треугольные турбулизаторы в этом смысле будут занимать промежуточное положение между полукруглыми и квадратными турбулизаторами.

### **Влияние структур с вихревыми зонами между периодическими турбулизаторами потока и поверхностным расположением квадратного и треугольного поперечных профилей на интегральные (осреднённые) характеристики потока и теплообмена ( $Re = 10^6$ ; $d/D = 0,90...0,95$ ; $t/D = 0,25...1,00$ )**

В результате проведённых численных расчётов ранее были получены локальные (местные) и осреднённые (интегральные) характеристики течения и теплообмена в прямых круглых горизонтальных трубах с турбулизаторами квадратных и треугольных поперечных профилей [1–9] для чисел Рейнольдса  $Re \leq 10^5$ .

Основной целью данной работы является выявление тех аспектов, которые ещё не были ранее раскрыты для чисел Рейнольдса вплоть до  $Re \leq 10^6$ .

Как показали расчёты, относительная интенсификация теплообмена  $Nu/Nu_{г\text{л}}$  для круглых и прямых труб с относительно низкими квадратными турбулизаторами для  $d/D = 0,95$ ,  $t/D = 0,25$  при  $Re=10^6$  практически на 5,6 % выше, чем при  $Re=10^5$  с прочими равными условиями; для  $t/D = 0,50$  этот относительный интенсифицированный теплообмен выше примерно на 4,6 %; для  $t/D = 1,00$  данное увеличение относительного теплообмена ещё меньше и составляет всего порядка 3,7 %. Для треугольных турбулизаторов данные показатели составляют соответственно: 4,1 %, 3,5 % и 3,1 %, т.е. оно определённее ниже, чем для квадратных турбулизаторов.

Расчётная, относительная интенсификация теплообмена  $Nu/Nu_{г\text{л}}$  для круг-

лых и прямых труб с относительно высокими квадратными турбулизаторами для  $d/D = 0,90$ ,  $t/D = 0,25$  при  $Re = 10^6$  практически на 3,1 % выше, чем при  $Re = 10^5$  с прочими равными условиями; для  $t/D = 0,50$  этот относительный интенсифицированный теплообмен выше примерно на 2,4%; для  $t/D = 1,00$  данное увеличение относительного теплообмена ещё меньше и составляет всего порядка 1,7 %. Для треугольных турбулизаторов данные показатели составляют соответственно: 3,1%, 1,7 % и 0,2 %, т.е. оно определённее ниже, чем для квадратных турбулизаторов, причём оно ещё ниже соответствующих показателей для относительно низких турбулизаторов.

Вышеуказанные параметры интенсификации теплообмена для квадратных турбулизаторов определённее меньше, чем для полукруглых турбулизаторов [14, 19]); для треугольных турбулизаторов эти параметры ещё ниже, несмотря на то, что по отношению к гладкой трубе с прочими равными условиями относительный теплообмен будет больше.

Таким образом, для рассматриваемых условий для квадратных турбулизаторов

( $Pr = 0,72$ ,  $Re \leq 10^6$ ,  $d/D = 0,95 \dots 0,90$ ,  $t/D = 0,25 \dots 1,00$ ) увеличение относительного интенсифицированного теплообмена  $Nu/Nu_{ГЛ}$  при увеличении числа Рейнольдса с  $Re = 10^5$  до  $Re = 10^6$  с прочими равными условиями относительно невелико, в особенности для открытых впадин (классификация, сгенерированная в работах [4, 7–9, 12, 13]) при  $t/D = 1,00$ . Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохраняется, но показатели  $(Nu/Nu_{ГЛ})|_{Re=10^6}$  для треугольных турбулизаторов несколько выше, чем для квадратных турбулизаторов.

Как видно из выше представленных картин вихревых зон для турбулизаторов данного вида, превалирование переноса импульса над переносом теплоты при больших числах Рейнольдса  $Re=10^6$  довольно велико, поскольку возвратные течения довольно существенны, имеет место выход главного вихря в ядра потоков, что значительно увеличивает гидравлическое сопротивление. Для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция менее

## Выводы

В статье были проведены математические моделирования теплообменного процесса в прямых и круглых горизонтальных трубах с турбулизаторами с  $d/D = 0,95 \dots 0,90$  и  $t/D = 0,25 \dots 1,00$  треугольных и квадратного поперечных профилей при больших числах Рейнольдса ( $Re=10^6$ ) на фундаменте с многоблочными вычислительными технологиями, которые основаны на решениях посредством конечно-объемной и факторизованной процедуре уравнений Рейнольдса, а также уравнений энергии.

Было установлено, что относительная интенсификация теплообмена  $[(Nu/Nu_{ГЛ})|_{Re=10^6}]/[(Nu/Nu_{ГЛ})|_{Re=10^5}]$  в круглых трубах с квадратными турбулизаторами на воздухе для больших чисел Рейнольдса ( $Re = 10^6$ ), что вполне может быть актуально в применяемых в теплообменниках каналах, может быть выше при масштабном приращении гидравлического сопротивления, чем для немного меньших

выражена, чем для квадратных турбулизаторов: возвратные течения менее выражены, могут даже практически полностью выдавливаться; выход главного вихря в ядра потоков тоже довольно существенный, что также обуславливает высокое гидросопротивление.

Следовательно, в статье на основе анализа вихревых (смерчевых) зон между турбулизаторами квадратных и треугольных профилей было показано, что для более высоких квадратных турбулизаторов и при более высоких числах Рейнольдса незначительное возрастание относительного критерия Нуссельта  $Nu/Nu_{ГЛ}$  сопровождается значительным повышением относительного гидросопротивления по причине очень значительного влияния возвратных течений, которые могут натекать непосредственно на сам турбулизатор в тем большей степени, чем выше число Рейнольдса; для треугольных турбулизаторов вышеуказанная тенденция сохраняется и даже углубляется.

чисел ( $Re = 10^5$ ), для относительно высоких турбулизаторов потока  $d/D = 0,90$  для всего рассматриваемого диапазона для параметра безразмерных шагов между ними  $t/D = 0,25 \dots 1,00$  немногим более 3%; для турбулизаторов треугольных поперечных профилей аналогичные показатели примерно такие же.

При более низких квадратных турбулизаторах с  $d/D = 0,95$  данное увеличение относительного теплообмена для больших чисел Рейнольдса ( $Re = 10^6$ ) сравнительно с меньшими числами ( $Re = 10^5$ ) не превышает 6%; для турбулизаторов треугольных поперечных профилей аналогичные показатели составляют немногим более 4%.

Для всего рассматриваемого исследуемого диапазона относительная интенсификация выше для малых шагов, чем для больших при аналогичных одинаковых условиях как для квадратных, так и для треугольных турбулизаторов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дрейцер Г. А. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами / Г. А. Дрейцер, С. А. Исаев, И. Е. Лобанов // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: труды XIV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А. И. Леонтьева. — М.: МЭИ, 2003. — Т.1. — С. 57—60.
2. Дрейцер Г. А. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодическими выступами / Г. А. Дрейцер, С. А. Исаев, И. Е. Лобанов // Вестник Московского авиационного института. — 2004. — Т. 11. — № 2. — С. 28—35.
3. Дрейцер Г. А. Расчет конвективного теплообмена в трубе с периодически расположенными поверхностными турбулизаторами потока / Г. А. Дрейцер, С. А. Исаев, И. Е. Лобанов // Теплофизика высоких температур. — 2005. — Т. 43. — № 2. — С. 223—230.
4. Лобанов И. Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах : специальность 01.04.14 «Теплофизика и теоретическая тепло-техника»: дисс. на соискание ученой степени д-ра техн. наук / Лобанов Игорь Евгеньевич; Московский Авиационный институт (государственный технический университет). — Москва, 2005. — 632 с.
5. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. — М.: Машиностроение, 1990. — 208 с.
6. Эффективные поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп [и др.] — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 408 с.
7. Лобанов И. Е. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.): в 4-х томах. / И. Е. Лобанов, Л. М. Штейн // Том I. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением основных аналитических и численных методов. — М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2009. — 405 с.
8. Лобанов И. Е. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.): в 4-х томах / И. Е. Лобанов, Л. М. Штейн // Том II. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением неосновных аналитических и численных методов. — М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2010. — 290 с.
9. Лобанов И. Е. Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. (Общая теория интенсифицированного теплообмена для теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве.): в 4-х томах / И. Е. Лобанов, Л. М. Штейн // Том III. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением многослойных, супермногослойных и композитных моделей турбулентного пограничного слоя. — М.: МГАКХиС, 2010. — 296 с.
10. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб / Ю. А. Быстров, С. А. Исаев, Н. А. Кудрявцев, А. И. Леонтьев. — СПб: Судостроение, 2005. — 398 с.
11. Ashrafian A. Roughness Effects in Turbulent Channel Flow / A. Ashrafian, H. I. Andersson // Turbulence, Heat Transfer and Mass Transfer 4. — New York, Wellington (UK): Begell House Inc., 2003. — P. 425—432.
12. Лобанов И. Е. Теоретическое исследование структуры вихревых зон между периодически, поверхностно расположенными турбулизаторами потока прямоугольного поперечного сечения / И. Е. Лобанов // Известия вузов. Авиационная техника. — 2011. — № 4. — С. 64—66.
13. Лобанов И. Е. Моделирование структуры вихревых зон между периодически расположенными турбулизаторами потока прямоугольного поперечного сечения / И. Е. Лобанов // Математическое моделирование. — 2012. — Т. 24. — № 7. — С. 45—58.
14. Лобанов И. Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса / И. Е. Лобанов // Отраслевые аспекты технических наук. — 2013. — № 9. — С. 8—18.
15. Лобанов И. Е. Математическое моделирование теплообмена и потока в круглых трубах с относительно высокими выступами полукруглого поперечного сечения при течении воздуха при больших числах Рейнольдса / И. Е. Лобанов // SCI-ARTICLE.RU. — 2019. — № 71 (июль). — С. 63—76.
16. Лобанов И. Е. Математическое моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса / И. Е. Лобанов // Отраслевые аспекты технических наук. — 2013. — № 9. — С. 8—18.
17. Лобанов И. Е. Теоретическое математическое моделирование течения и теплообмена в прямых круглых трубах с турбулизаторами полукруглого поперечного сечения, а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших чис-

- лах Рейнольдса / И. Е. Лобанов. – Текст : электронный // Ped-library.ru : веб-портал профессионального сетевого педагогического сообщества. – URL: <https://ped-library.ru/1548529792>. – Дата обращения 15.03.2019.
18. **Лобанов И. Е.** Математическое низкорейновское моделирование теплообмена в трубах с турбулизаторами на воздухе при больших числах Рейнольдса / И. Е. Лобанов. – Текст : электронный // Инновационные подходы в отраслях и сферах : электронный журнал. — 2019. — Том № 4. — Выпуск № 2 (февраль, 2019). — URL: <http://inf16.ru/vypusk-2-fevral-2019>. – Дата обращения: 25.08.2019.
  19. **Лобанов И. Е.** Теория теплообмена в трубах с турбулизаторами при  $d/D=0,95\div 0,90$  и  $t/D=0,25\div 1,00$ , а также в шероховатых трубах, на воздухе при больших числах Рейнольдса  $Re=1000000$  / И. Е. Лобанов. – Текст : электронный // Ped-library.ru : веб-портал профессионального сетевого педагогического сообщества. – URL: <https://ped-library.ru/1561232054> - Дата обращения: 27.06.2019.
  20. **Лобанов И. Е.** Математическое моделирование теплообмена в трубах с квадратными турбулизаторами при  $d/D=0,95\div 0,90$  и  $t/D=0,25\div 1,00$  на воздухе при больших числах Рейнольдса  $Re=1000000$  / И. Е. Лобанов. Текст : электронный // Ped-library.ru : веб-портал профессионального сетевого педагогического сообщества. - URL: <https://ped-library.ru/1572707532> - Дата обращения: 15.07.2019.
1. **Dreitser G. A.** Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions / G. A. Dreitser, S. A. Isaev, I.E. Lobanov // Problems of gas dynamics and heat and mass transfer in power plants: Proceedings of the XIV School-Seminar of Young Scientists and Specialists under the guidance of Academician of the Russian Academy of Sciences A.I. Leontiev. — M.: MEI, 2003. — Vol.1. — pp. 57—60.
  2. **Dreitser G. A.** Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodic protrusions / G. A. Dreitser, S. A. Isaev, I. E. Lobanov // Vestnik of Moscow Aviation Institute. — 2004. — Vol. 11. — no. 2. — pp. 28—35.
  3. **Dreitser G. A.** Calculation of convective heat transfer in a pipe with periodically located surface flow turbulators / G. A. Dreitser, S. A. Isaev, I. E. Lobanov // High Temperature (Teplofizika Vysokikh Temperatur). — 2005. — Vol. 43. — no. 2. — pp. 223—230.
  4. **Lobanov I. E.** Mathematical modeling of intensified heat exchange during turbulent flow in channels : specialty 01.04.14 "Thermophysics and theoretical heat engineering": Dr. habil. Thesis / Lobanov Igor Evgenyevich; Moscow Aviation Institute. — Moscow, 2005. — 632 p.
  5. **Kalinin E. K.** Intensification of heat exchange in channels / E. K. Kalinin, G. A. Dreitser, S. A. Yarkho. – Moscow, Mashinostroeniye, 1990. — 208 p.
  6. **Efficient heat exchange surfaces** / E.K. Kalinin, G.A. Dreitser, I.Z. Kopp. – Moscow: Energoatomizdat, 1998. — 408 p.
  7. **Lobanov I. E.** Promising heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat exchange for heat exchangers used in modern metallurgical production.): in 4 volumes. / I. E. Lobanov, L. M. Shtein // Vol.1. Mathematical modeling of intensified heat exchange during turbulent flow in channels using basic analytical and numerical methods. — Moscow: Izdatelstvo Assotsiatsii Stroitel'nikh Vuzov, 2009. — 405 p.
  8. **Lobanov I. E.** Promising heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat exchange for heat exchangers used in modern metallurgical production.): in 4 volumes. / I. E. Lobanov, L. M. Shtein // Vol.II. Mathematical modeling of intensified heat exchange during turbulent flow in channels using nonbasic analytical and numerical methods. — Moscow: Izdatelstvo Assotsiatsii Stroitel'nikh Vuzov, 2010. — 290 p.
  9. **Lobanov I. E.** Promising heat exchangers with intensified heat exchange for metallurgical production. (General theory of intensified heat exchange for heat exchangers used in modern metallurgical production.): in 4 volumes. / I. E. Lobanov, L. M. Shtein // Vol.III. Mathematical modeling of intensified heat exchange during turbulent flow in channels using multilayer, super multilayer and compound models of turbulent boundary layer. – Moscow: MGAKKHiS, 2010. – 296 c.
  10. **Numerical modelling of vortex intensification of heat exchange in pipe bundles** / Yu. A. Bistrov, S. A. Isaev, N. A. Kudryavtsev, A. I. Leontyev. — St. Petersburg: Sudostroenie, 2005. — 398 p.
  11. **Ashrafian A.** Roughness Effects in Turbulent Channel Flow / A. Ashrafian, H. I. Andersson // Turbulence, Heat Transfer and Mass Transfer 4. — New York, Wellington (UK): Begell House Inc., 2003. — pp. 425—432.
  12. **Lobanov I.E.** Theoretical study of the structure of vortex zones between periodic, superficially located flow turbulators of rectangular cross-section / I.E. Lobanov // Izvestiya Vuzov. Aviatsionnaya Tekhnika. — 2011. — no. 4. — pp. 64-66.
  13. **Lobanov I. E.** Modeling of the structure of vortex zones between periodic surface-positioned turbulators of a rectangular cross-section flow / I. E. Lobanov // Matematicheskoe Modelirovanie. — 2012. — Vol. 24. — no. 7. — pp. 45-58.
  14. **Lobanov I.E.** Mathematical modeling of heat exchange in pipes with turbulators, as well as in rough pipes located outside with large Reynolds numbers / I.E. Lobanov // Branch Aspects of technical Sciences. — 2013. —no. 9. — pp. 8-18.
  15. **Lobanov I. E.** Mathematical modeling of heat exchange and flow in round pipes with relatively high

- protrusions of semicircular cross-section air flow with large Reynolds numbers / I. E. Lobanov // SCI-ARTICLE.RU. — 2019. — no. 71 (JUNE). — pp. 63-76.
16. **Lobanov I. E.** Mathematical modeling of heat exchange in pipes with turbulators, as well as in rough pipes located outside with large Reynolds numbers / I. E. Lobanov // Branch Aspects of technical Sciences. — 2013. — no. 9. — pp. 8-18.
17. **Lobanov I. E.** Theoretical mathematical modeling of flow and heat exchange in straight round pipes with turbulators of semicircular cross-section, as well as in rough pipes located outside with large Reynolds numbers / I. E. Lobanov // Ped-library.ru : web portal of the professional network pedagogical community. — URL: <https://ped-library.ru/1548529792>. — Accessed 15.03.2019.
18. **Lobanov I. E.** Mathematical low Reynolds modeling of heat transfer in pipes with turbulators in air with large Reynolds numbers / I. E. Lobanov // Innovatsionnie Podkhodi v Otrasyakh I Sferakh : electronic journal. — 2019. — vol. 4. — no. 2 (February, 2019). — URL: <http://inf16.ru/vypusk-2-fevral-2019>. — Accessed: 25.08.2019.
19. **Lobanov I. E.** Theory of heat transfer in pipes with turbulators if  $d/D=0.95\div 0.90$  and  $t/D=0.25\div 1.00$ , as well as in rough pipes outdoor with Reynolds numbers  $Re=1000000$  / I.E. Lobanov // Ped-library.ru : web portal of professional network pedagogical community. — URL: <https://ped-library.ru/1561232054> — Accessed: 27.06.2019.
20. **Lobanov I. E.** Mathematical modeling of heat transfer in pipes with square turbulators if  $d/D=0.95\div 0.90$  and  $t/D=0.25\div 1.00$  outdoor with Reynolds numbers  $Re=1000000$  / I. E. Lobanov // Ped-library.ru : web portal of professional network pedagogical community. — URL: <https://ped-library.ru/1572707532> - Accessed: 15.07.2019.

Ссылка для цитирования:

Лобанов, И.Е. Теоретическое математическое моделирование теплообмена на воздухе в трубах с треугольными и квадратными турбулизаторами с  $D/d=0,95\div 0,90$  и  $T/t=0,25\div 1,00$  при высоких критериях Рейнольдса  $Re=10^6$  / И.Е. Лобанов // Вестник Брянского государственного технического университета. — 2021. — № 11. — С. 33 - 48 . DOI: 10.30987/1999-8775-2021-11-20-35.

Статья поступила в редакцию 09.04.21.

Рецензент: д.физ.-мат.н., доцент Брянского государственного технического университета

Демидов А.А.

Статья принята к публикации 27.10.21.

#### Сведения об авторах:

**Лобанов Игорь Евгеньевич**, вед. науч. сотрудник, Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), e-mail: lloobbaannooff@live.ru.

**Lobanov Igor Evgenyevich**, Senior research scientist, Moscow Aviation Institute (National Research University), e-mail: lloobbaannooff@live.ru.