

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Казанский национальный исследовательский  
технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ»  
(КНИТУ-КАИ)

Институт авиации, наземного транспорта и энергетики

Кафедра теплотехники и энергетического машиностроения

Направление подготовки: 13.03.01 «Теплотехника и теплоэнергетика»

**К защите допустить**

**Зав. каф. Гортышев Ю.Ф.**

**(ФИО)**

**«\_\_» \_\_\_\_\_ 2022г.**

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА**

на тему: «Исследование обтекания и теплообмена в коридорных пучках труб  
с вихрегенераторами»

**ОБУЧАЮЩИЙСЯ**

Никифоров Илья Валерьевич

(фамилия, имя, отчество)

\_\_\_\_\_  
(подпись)

**РУКОВОДИТЕЛЬ**

д.т.н., Попов Игорь Александрович

(ученая степень, звание, фамилия, имя, отчество)

\_\_\_\_\_  
(подпись)

Казань 2022 г.

# Research on Flow and Heat exchange in corridor-type Tube Bundles with Vortex Generators

By  
Ilya Valerevich Nikiforov

Submitted to the Department of

in partial fulfillment of the Requirements for the degree of

BACHELOR OF SCIENCE

at the

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education  
«Kazan National Research Technical University named after A.N.Tupolev-KAI»  
(KNRTU-KAI)

Author	_____	Ilya Valerevich Nikiforov
	(signature)	
Supervisor	_____	Igor Alexandrovich Popov
	(signature)	Doctor of Science
Certified by	_____	_____
	(signature)	
date	_____	

Kazan 2022

**федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Казанский национальный исследовательский технический  
университет им. А.Н. Туполева-КАИ»  
(КНИТУ-КАИ)**

Институт (факультет), филиал авиации, наземного транспорта и энергетики  
Кафедра теплотехники и энергетического машиностроения  
Направление подготовки/специальность теплоэнергетики и теплотехники

**ЗАДАНИЕ**  
на выпускную квалификационную работу

обучающегося Никифорова Ильи Валерьевича  
(фамилия, имя, отчество)

1 Тема выпускной квалификационной работы  
Исследование обтекания и теплообмена в корридорных пучках труб с вихрегенераторами

утверждена приказом № 2310 – С(5729) от «28» апреля 2022г.

2 Срок сдачи обучающимся законченной ВКР « 15 » мая 2022 г.

3 Исходные данные к выпускной квалификационной работе: корридорный пучок  
теплообменных труб, длина которых 0,076 м и внешний диаметр 0,022 м. Сферические  
выемки на трубах с следующими геометрическими размерами: диаметр  $d=0,006$  м,  $h=0,003$   
м, продольный шаг  $t=0,012$  м, поперечный (по винтовой линии) шаг выступов  $s=0,008$  м,  
 $h/d=0,5$ .

Поперечный и продольный шаги корридорного пучка труб  $S_1= 0,044$  м и  $S_2=0,044$  м  
соответственно, что обеспечивало относительный шаг  $a=S_1/d_t$  и  $b=S_2/d_t$  и  $a \times b=2 \times 2$ .

Теплоноситель-воздух, давление–атмосферное, температура воздуха  $\approx 20$  °С. Расход = 0...  
50 мм<sup>3</sup>/мин.

Размеры канала 76×76 мм.

Температура поверхности труб 20...80 °С

4 Перечень подлежащих разработке вопросов и исходные данные к ним:

1. Современное состояние исследований гидродинамики и теплообмена в пучках труб:  
1.1 Особенности обтекания одиночного цилиндра. 1.2 Гидродинамика и теплообмен при  
обтекании коридорного пучка труб. 1.3. Методы повышения теплогидравлической  
эффективности пучков теплообменных труб. 1.4 Выводы по гл.1. и постановка цели и  
задач исследования. 2 Методология экспериментального исследования обтекания и  
теплоотдачи пучков труб с поверхностными интенсификаторами: 2.1 Объект  
исследования. 2.2 Описание экспериментального стенда. 2.3 Рабочий участок для  
исследования гидравлического сопротивления и теплоотдачи в пучках труб. 2.4 Рабочий  
участок для визуализации обтекания пучков труб и исследования количественных  
характеристик течения. 2.5 Методика проведения исследований гидравлического  
сопротивления и теплоотдачи в пучках труб. 2.6 Методика проведения визуализации  
обтекания одиночных и пучков труб и исследования количественных характеристик  
течения. 2.7 Методика обработки результатов исследований гидравлического  
сопротивления и теплоотдачи в пучках труб. 2.8 Методика обработки исследования  
количественных характеристик течения. 2.9 Оценка неопределенности измерений. 2.10  
Выводы по второй главе. 3 Анализ результатов экспериментального исследования: 3.1  
Тестовые опыты. 3.2 Исследование теплогидравлических характеристик пучков труб. 3.3  
Исследование структуры потока при обтекании одиночных труб. 3.4 Выводы по третьей  
главе.

5 Перечень графического материала (при наличии):

1. Принципиальная схема экспериментальной установки  
2. Сборочный чертеж

6 Консультанты по ВКР (при их наличии, с указанием относящихся к ним разделов):  
Специальная часть, Попов И.А.

*(наименование раздела, ФИО консультанта, подпись)*

Дата выдачи задания « 8 » февраля 20 22 г.

Руководитель ВКР

\_\_\_\_\_  
(подпись)

Попов И.А.

\_\_\_\_\_  
(ФИО)

Задание к исполнению принял

\_\_\_\_\_  
(подпись)

Никифоров И.В.

\_\_\_\_\_  
(ФИО)

### Календарный план выполнения ВКР

№ п/п	Наименование этапов (разделов) выпускной квалификационной работы	Срок выполнения этапов (разделов) ВКР	Примечание
1	Анализ обзора литературы по теме ВКР. Постановка цели и задачи исследования	08.02.2022– 27.02.2022	выполнено
2	Ознакомление с экспериментальной установкой. Описание методик проведения и отработки экспериментальных данных	28.02.2022– 13.03.2022	выполнено
3	Сбор рабочего участка. Тестовые опыты. Оценка неопределенности измерений.	14.03.2022– 21.03.2022	выполнено
4	Проведение экспериментального исследования	22.03.2022– 02.04.2022	выполнено
5	Обработка экспериментального исследования	03.04.2022– 19.04.2022	выполнено
6	Написание пояснительной записки	20.04.2022– 06.05.2022	выполнено
7	Оформление графической части и презентации. Подготовка доклада.	07.05.2022– 15.05.2022	выполнено
8	Подготовка документации к защите	12.05.2022– 25.05.2022	выполнено
9	Предварительная защита	24.05.2022	выполнено

Обучающийся	Никифоров И.В.	
_____	_____	_____
(подпись)	(Фамилия, инициалы)	( дата)
Руководитель	Попов И.А.	
_____	_____	_____
(подпись)	(Фамилия, инициалы)	( дата)

## Аннотация

ВКР 98 с., 24 рис., 12 табл., 66 источников., 1 прил.

Тема: Исследование обтекания и теплообмена в коридорных пучках труб с вихрегенераторами

В первой главе проведен аналитический обзор научно-технической литературы по теме исследования, на основе которого были сделаны выводы о современном состоянии исследований в области гидродинамики и теплообмена в пучках труб. В конце главы сформулированы цель и задачи исследования.

Во второй главе дано описание объекта исследования и экспериментального стенда. Разработаны и описаны методики проведения исследований интегральных и локальных характеристик. Описаны методики обработки экспериментальных данных. Дана оценка неопределенности получения экспериментальных данных.

В третьей главе проведено исследование гидравлического сопротивления коридорных пучков труб с различными компоновками вихрегенераторов на поверхностях, распределения локальных коэффициентов теплоотдачи по длине окружности труб, распределения теплоотдачи в рядах труб и средней теплоотдачи пучков труб. Определена интенсификация теплоотдачи и выявлены пучки труб с наибольшей и наименьшей теплоаэродинамической эффективностью. Проведена визуализация обтекания одиночных цилиндров с вихрегенераторами. Установлена зависимость картины обтекания, в том числе точки отрыва потока от плотности формирования выемок.

## Abstract

Research on flow and heat–exchange in corridor type tube bundles with vortex generators

In the first chapter, an analytical review of the scientific and technical literature on the topic of the study was carried out, on the basis of which conclusions about the current state of research in the field of hydrodynamics and heat transfer in tube bundles were drawn. At the end of the chapter the purpose and problems of the study are formulated.

The second chapter describes the object of the study and the experimental stand. Techniques for study of integral and local characteristics were developed and described. Methods for processing experimental data are described. An estimate of the uncertainty in obtained experimental data is given.

In the third chapter, the following was studied: the hydraulic resistance of in-line tube bundles with different arrangements of vortex generators on the surfaces, the distribution of local heat transfer coefficients along the tube circumference, the distribution of heat transfer in tube rows, and the average heat transfer of tube bundles. Tube bundles with the highest and lowest heat and aerodynamic efficiency are identified. Visualization of single cylinders with vortex generators was carried out. The dependence on the density of the formation of grooves of the flow pattern, including the point of separation of the flow, is established.



## Оглавление

Введение.....	10
Глава 1 Современное состояние исследований гидродинамики.....	
и теплообмена в пучках труб.....	12
1.1 Особенности обтекания одиночного цилиндра.....	12
1.2 Гидродинамика и теплообмен при обтекании коридорного пучка	
труб.....	23
1.3. Методы повышения теплогидравлической эффективности пучков	
теплообменных труб.....	29
1.4 Практическое использование пучков труб в теплоэнергетическом	
оборудовании.....	39
1.5 Выводы по первой главе и постановка цели и задач исследования.....	43
Глава 2 Методология экспериментального исследования обтекания.....	45
и теплоотдачи пучков труб с поверхностными интенсификаторами.....	45
2.1 Объект исследования.....	45
2.2 Описание экспериментального стенда.....	47
2.3 Рабочий участок для исследования гидравлического сопротивления	
и теплоотдачи в пучках труб.....	49
2.4 Рабочий участок для визуализации обтекания пучков труб и	
исследования количественных характеристик течения.....	51
2.5 Методика проведения исследований гидравлического	
сопротивления и теплоотдачи в пучках труб.....	52
2.6 Методика проведения визуализации обтекания одиночных и пучков	
труб и исследования количественных характеристик течения.....	53
2.7 Методика обработки результатов исследований гидравлического	
сопротивления и теплоотдачи в пучках труб.....	54
2.8 Методика обработки исследования количественных характеристик	
течения	62
2.9 Оценка неопределенности измерений.....	62
2.10 Выводы по второй главе.....	65

Глава 3 Анализ результатов экспериментального исследования.....	67
3.1 Тестовые опыты.....	67
3.2. Исследование теплогидравлических характеристик пучков труб. .	69
3.3 Визуализация обтекания одиночных цилиндров.....	73
3.4 Исследование структуры потока при обтекании одиночных труб. .	82
3.5 Выводы по третьей главе.....	85
Заключение.....	86
Библиография.....	90

## Введение

В настоящее время исследования по повышению тепловой эффективности и снижению сопротивления пучков труб при их поперечном обтекании актуально в связи с широким использованием пучков труб в аппаратах воздушного охлаждения технологических жидкостей, масел, природного газа, в котлах-утилизаторах и экономайзерах энергетических и промышленных котлоагрегатов, кожухотрубчатых теплообменниках при перекрестном токе теплоносителей (на которые приходится 80% всех теплообменников в мире), охладители холодильных систем и систем кондиционирования и вентиляции, и т.д.

Повышение теплоаэрогидравлической эффективности поперечно обтекаемых пучков теплообменных труб может быть достигнуто за счет либо интенсификации теплоотдачи, либо снижения их аэро или гидродинамического сопротивления, либо комбинацией данных методов.

Наиболее часто используемые и известные методы снижения сопротивления пучков труб, это повышение скорости обтекания пучка труб, заключающееся в возникновении в пограничном слое на обтекаемом теле турбулентного течения; использование хорошо обтекаемых профилей труб и выбора компоновочных решений пучков труб (с выбором рациональных поперечных и продольных шагов; шахматных, коридорных, комбинированных, неравномерных и прочих компоновок); установки дефлекторов и вихрегенераторов, вращения и вибрации труб в пучке для сужения зоны отрыва (аэродинамического следа).

Практически все методы снижения сопротивления пучков труб способствуют и повышению тепловой эффективности, т.е. интенсификации теплоотдачи за счет уменьшения толщины пограничного слоя, его турбулизации и уменьшения зоны рециркуляции с пониженной скоростью за трубами. Но дополнительно для повышения тепловой эффективности могут

использоваться – оребрение труб, микрошероховатость поверхности труб, пульсации потока, воздействие электростатических полей и т.п.

Количество литературных источников по пучкам труб по использованию вихрегенераторов для снижения аэродинамического сопротивления и повышения теплоотдачи при поперечном обтекании пучков труб органичено. Существует оптимальная компоновка генераторов вихрей на поверхности трубы, при которой теплогидравлическая эффективность трубы с генераторами превышает эффективность гладкой трубы. В литературе ранее показано, что при коридорном расположении труб в пучке при их поперечном обтекании сопротивление пучка (с геометрическими параметрами нанесенных выемок  $d = 0,002$  м,  $h = 0,00025$  м) снижается на 25%, интенсификация теплоотдачи для первого ряда составила не более 10%, а для глубинных рядов не наблюдалась.

## Глава 1 Современное состояние исследований гидродинамики и теплообмена в пучках труб

### 1.1 Особенности обтекания одиночного цилиндра

На рисунке 1.1 схематично представлены обтекание цилиндра в стационарно движущемся потоке со скоростью  $V$  и зависимость коэффициента лобового сопротивления  $C_D$  от  $Re$ .

Рисунок дает наглядное представление об общем характере обтекания течением жидкости цилиндра при различных  $Re$ . Мгновенная картина течения получается с помощью трассеров. Благодаря таким рисункам нам дается простое представление о сложной картине обтекания препятствий жидкостью.

I режим ( $Re < 5 \cdot 10^2$  – ползущее течение): При таких числах Рейнольдса поток ламинарный и установившийся. Однако в продольном сечении относительно цилиндра из-за замедленного течения поток асимметричен.

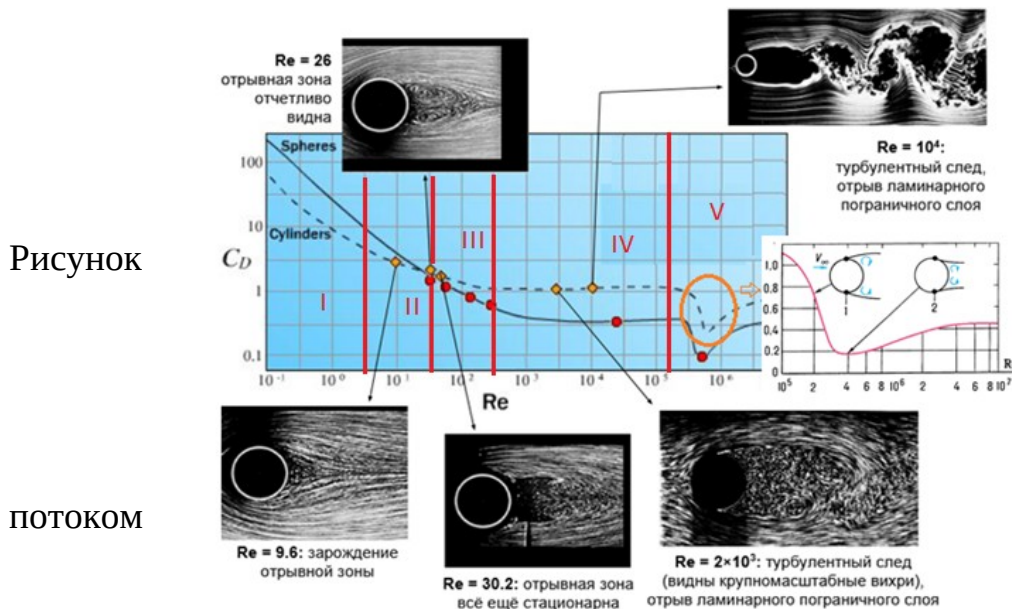
II режим ( $5 \cdot 10^2 \leq Re \leq 5 \cdot 10^3$  – течение с парой стационарных вихрей): Поток становится более асимметричным из-за роста критерия  $Re$ . За цилиндром образуются пара стационарных вихрей и след – это область замедленного потока, которая колеблется от одной стороны к другой. Таким образом, уменьшаются ширина следа и коэффициент лобового сопротивления  $C_D$  из-за возрастания числа Рейнольдса.

III режим ( $5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^5$  – появление дорожки Кармана): След в данном интервале критерия Рейнольдса характеризуется двойным рядом равномерно расположенных вихрей. В расчете область  $2 \cdot 10^3 \leq Re \leq 5 \cdot 10^5$  представляет переходный режим.

IV режим ( $5 \cdot 10^5 \leq Re \leq 2 \cdot 10^6$  – автомодельный): Поток, который прилегает к цилиндру, является почти установившимся. За цилиндром вихреобразующие слои имеют неустойчивый характер и распадаются в беспорядочные структурные образования, характерные для турбулентности. Таким образом,

свободная турбулентность развивается в течениях со сдвигом без непосредственного влияния твердых границ потока.

V режим ( $Re > 2 \cdot 10^5$ ): Структурированность дорожки Кармана нарушается и приобретает турбулентный характер течения. При турбулентном перемешивании импульс от внешнего потока передается в пограничный слой, где скорости растут. Таким образом, из-за смещения точки отрыва вниз по потоку ширина застойной зоны за телом становится меньше. Образуется кризис сопротивления – резкое уменьшение сопротивления.



Следует отметить, что, отрыв жидкости происходит из-за того, что жидкость пограничного слоя, заторможенная поверхностным трением, перемещаться вдоль поверхности противоположно нарастающему давлению, не может (рис. 1.2). Жидкость к точке отрыва движется с двух сторон. Существует зона медленного рециркуляционного течения – это зона между твердой поверхностью и вихревым слоем. Таким образом, при возрастании числа  $Re$  вихреобразующие слои со сдвигом вокруг цилиндра менее устойчивы.

После точки отрыва происходит присоединение пограничного слоя за цилиндром (справа) к поверхности цилиндра. Ранее говорилось о зоне рециркуляционного течения. В этом диапазоне чисел Рейнольдса

турбулентность следа и слоев со сдвигом движется против поверхности цилиндра. Пограничный слой за ламинарной зоной отрыва становится турбулентным. Далее, завершающим, будет отрыв турбулентного пограничного слоя. Этот слой в отличие от ламинарного имеет более наполненный профиль скорости и выдерживает большие положительные градиенты давления. Из-за смещения вниз по потку точки отрыва в пограничном слое следует: уменьшение поперечного размера застойной зоны, аэродинамического сопротивления шара (уменьшается сопротивление давления). Однако сопротивление трения немного возрастает. Картина течения зависит от уровня турбулентности потока и шероховатости поверхности в области критических значений  $Re = 1,5 \cdot 10^5$  (коэффициент сопротивления резко уменьшается). Коэффициент лобового сопротивления медленно растет из-за устранения ламинарной зоны отрыва и расширения турбулентной части при больших числах  $Re$ . Слои со сдвигом вновь появляются, но они неустойчивы, что приводит к турбулентному течению в следе.

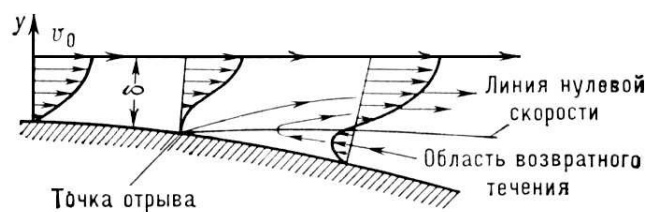


Рисунок 1.2 – Отходящие от поверхности тела точки отрыва

Зависимость числа  $Re$  и угла отрыва потока на цилиндре. При  $\phi = 80 - 85^\circ$  на поверхности цилиндра в области отрицательных градиентов давления потенциального течения происходит отрыв ламинарного течения. В диапазоне чисел  $Re = 10^3 \div 10^5$  поток ламинарный, но след турбулентный.

В турбулентном течении обмен количеством движения интенсивный. Следовательно, турбулентное течение больше сопротивляется

возрастающему положительному градиенту давления и трению. Таким образом,  $\varphi = 110^\circ$ , что больше, чем у ламинарного течения.

Возникновение обратного течения и образования вихрей характеризуется следом за точкой отрыва. Следует отметить, что размер следа зависит от характера течения потока и расположения точки отрыва. Чем след больше, тем сопротивление больше.

Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления цилиндра имеет вид, показанный на рис. 1.3. На рисунке видно, что первая автомодельная зона лежит в области чисел  $5 \cdot 10^2 < Re < 2 \cdot 10^5$  и характеризуется значением  $\zeta = 1,2$ .

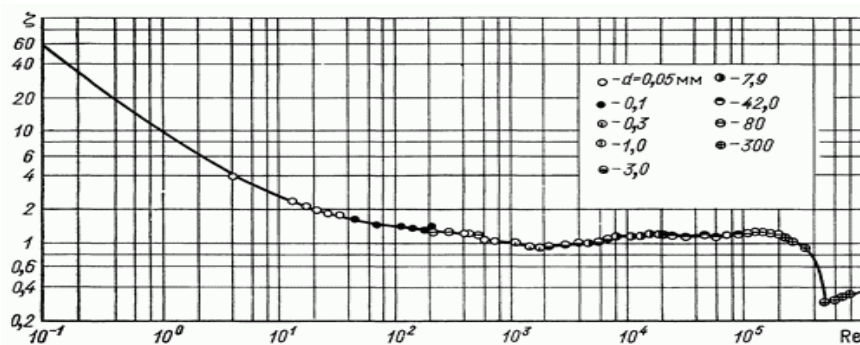


Рисунок 1.3 – Зависимость коэффициента сопротивления круглых цилиндров различных диаметров  $d$  от числа Рейнольдса (измерения Визельсберга)

На рис. 1.4 кривая 1 представляет изменение относительного коэффициента теплоотдачи по окружности поперечно обтекаемого цилиндра при числе Прандтля  $Pr=1$ . Кривая 2 показывает распределение относительного коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании цилиндра жидким натрием, т. е. при  $Pr \ll 1$ . Уменьшение коэффициента теплоотдачи от лба цилиндра к его середине (относительно направления потока) связано с нарастанием в этой области пограничного слоя. В точке



минимума начинается возрастание коэффициента теплоотдачи, связанное с развитием вихреобразования в кормовой области цилиндра. Отчетливо видно вырождение зон влияния отрыва пограничного слоя ( $\beta > 80$ ) для среды с  $Pr \ll 1$ .

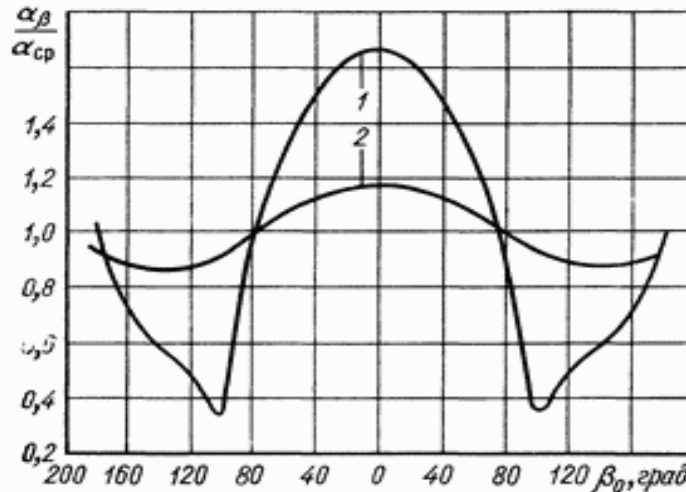


Рисунок 1.4 – Распределение теплоотдачи на окружности цилиндра, обтекаемого воздухом (1) и жидким металлом (2)

По опытам с потоком воздуха естественной турбулентности найдены значения коэффициентов  $C$  и  $m$  в степенной формуле:

$$Nu = C \cdot Re^m, \quad (1.1)$$

где  $Nu$  – число Нуссельта.

Как в случае обтекания пластины, так и здесь при больших числах  $Re$  закон теплоотдачи оказывается почти точно совпадающим с законом для турбулентного течения в трубе. Физические свойства относятся к средней температуре потока. Пересчет на жидкость с  $Pr$  не равного 0,72 может быть произведен по формуле:

$$Nu \approx 1,14 C \cdot Pr^{0,4} Re^m \quad (1.2)$$

Таблица 1.1 – Значения коэффициентов  $C$  и  $m$  в формуле (1.1) по ряду экспериментальных данных при  $Pr=0,72$

Re	5-80	$80 - 5 \cdot 10^3$	$(0,5 - 5) \cdot 10^4$	$> 5 \cdot 10^4$
C	0,81	0,695	0,197	0,023
m	0,40	0,46	0,60	0,80

Опыты Ульзамера, В. И. Гомелаури, А. А. Жукаускаса и др. подтверждают возможность использования формулы (1.2) для практических расчетов.

По Гильперту влияние температурного фактора  $c_t$  при поперечном обтекании газом бесконечного цилиндра определяется эмпирической формулой:

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = c_t^{m/4}, \quad (1.3)$$

т. е. влияние температурного фактора для теплоотдачи плохо обтекаемого тела обратно его влиянию в безотрывном течении.

Угол между направлением потока и осью цилиндра называется углом атаки. Приведенные выше формулы справедливы для угла атаки  $\beta = 90^\circ$ . На рис. 1.5 представлены результаты опытов по влиянию угла атаки на относительное изменение теплоотдачи цилиндра. В области углов  $90 - 70^\circ$  теплоотдача остается практически на одном и том же уровне. При  $\beta < 70^\circ$

коэффициент теплоотдачи существенно снижается. Для тел призматической формы данные о теплоотдаче получены Л. Д. Берманом и др.

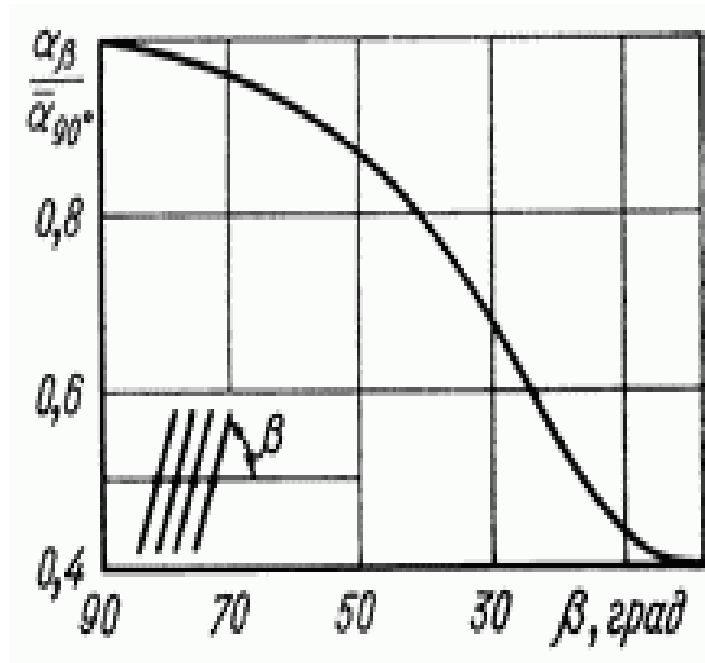


Рисунок 1.5 – Влияние угла атаки на теплоотдачу цилиндра

На теплоотдачу одиночной трубы заметно влияет также степень турбулентности набегающего потока жидкости. Степень возрастания теплоотдачи при увеличении степени турбулентности набегающего потока видна из табл. 1.2, составленной М. А. Михеевым.

При  $Pr \ll 1$  меняется как характер распределения коэффициента теплоотдачи по окружности трубы, так и его зависимость от скорости набегающего потока.

Таблица 1.2 – Степень изменения коэффициента теплопередачи одиночного цилиндра в потоках с неодинаковой турбулентностью

Автор	$\alpha / \alpha_0$	Условия проведение опыта
Гильперт	1,00	Свободная струя на выходе
Михеев	1,08	Замкнутая труба с успокоительной решеткой
Рейнер и Форнем	1,18	Замкнутая труба с успокоительной решеткой после вентилятора
Мак-Интайр	1,50	Замкнутая труба без успокоительной решетки сразу после вентилятора
Эйгенсон	1,60	Разомкнутая труба, но при наличии турбулизирующей решетки

При  $Pr \rightarrow 0$  поток можно считать потенциальным. Для этих вырожденных условий обтекание цилиндра было изучено Перси и Уинни, а также Грошем и Цессом. Это решение имеет вид:

$$Pr \rightarrow 0 \begin{cases} q_{cm} = \text{const}, Nu \rightarrow 1,34 \sqrt{Pe}; \\ T_{cm} = \text{const}, Nu \rightarrow 1,23 \sqrt{Pe}, \end{cases} \quad (1.4)$$

где  $Pe$  – число Пекле,

Эти формулы могут быть обобщены на числа  $0 < Pr < 0,1$  поправкой типа формулы в виде:

$$Pr \ll 1, Nu = C \sqrt{\left(1 - Pr^{\frac{1}{3}}\right) Pe}. \quad (1.5)$$

Здесь число Пекле:

$$Pe = \omega_0 \frac{D}{a}. \quad (1.6)$$

Примечательное явление, связанное с переходом течения в пограничном слое из ламинарной формы в турбулентную, наблюдается при обтекании тела с тупой кормовой частью, например, круглого цилиндра или шара. Из рисунка рис. 1.3. видно, что для круглого цилиндра при числах Рейнольдса равных  $\approx 5 \cdot 10^5$ , а для шара  $\approx 3 \cdot 10^5$ , коэффициент сопротивления  $C_w$  цилиндра и шара внезапно сильно уменьшается [9].

Впервые Г. Эйфелем было обнаружено явление [13], что при возникновении в пограничном слое на теле обтекания – шара, цилиндра, турбулентного течения резко уменьшается сопротивления. Внешний поток усиленно действует на пограничный слой из-за возникновения в пограничном слое турбулентного перемешивания. Точка отрыва перемещается вниз по течению. Если для пограничного слоя, который остается ламинарным, точка отрыва лежит около отметки  $90^\circ$ , то после турбулизации пограничного слоя она перемещается назад –  $110 - 140^\circ$ . Таким образом, область застойного течения за телом значительно суживается и распределение давления приближается к становится схожим с распределением давления при течении без трения.

Сужение застойной области приводит к значительному уменьшению сопротивления давления, что приводит к скачкообразному понижению кривой  $C_w = f(\Re)$  [9].

Парадокс Эйфеля: При числах Рейнольдса, близких к критическому числу  $\Re_{кр} = 150000$ , сопротивление сферы  $C$  фактически убывает. С помощью опыта этот парадокс подтвердил Прандтль [14]. Впереди экватора шара, который обтекался потоком воздуха, он укрепил на поверхности шара тонкое проволочное кольцо. Наличие кольца вызывает искусственную турбулизацию пограничного слоя при умеренном числе Рейнольдса. Сопротивление уменьшается также, как и увеличение числа Рейнольдса при отсутствии кольца [9].

На рисунках 1.6 и 1.7 показаны фотографии обтекания шара при докритическом состоянии течения (без кольца) и при послекритическом состоянии (с кольцом), соответственно. Застойная зона при докритическом состоянии шире, чем при послекритическом состоянии. Прандтль заметил, что скачок на кривых сопротивления шара и круглого цилиндра объясняется как результат перехода в пограничном слое из ламинарного течения в турбулентное [10].



Рисунок 1.6 – Осредненный поток при обтекании шара при  $Re = 15000$  [11]

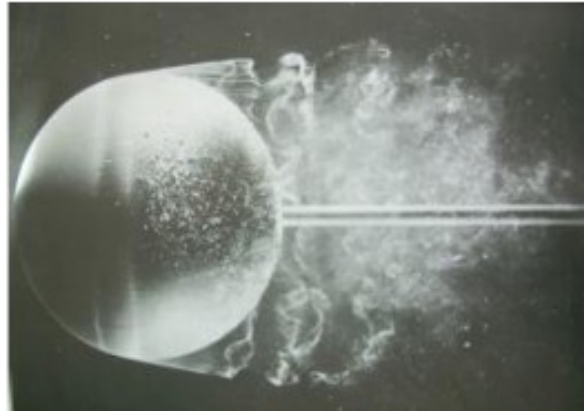


Рисунок 1.7 – Мгновенная картина обтекания при  $Re=30000$  шара с турбулизирующей проволочкой [11]

Следующий исследования представил Дюбуа. Он отметил, что сопротивление палки, тянущую со скоростью  $V$  в неподвижной воде больше, чем сопротивление палки, которую держат неподвижно в потоке, скорость которого такая же  $V$ . Объяснение парадокса Дюбуа таково: потоки жидкости всегда более или менее турбулентны, это приводит к понижению сопротивления аналогично понижению сопротивления при обтекании сферы, как показал Прандтль. Другими словами, свободная турбулентность потока вызывает переход к турбулентному движению в пограничном слое, что в свою очередь задерживает отрыв потока, сужая «след» и уменьшая связанное с этим лобовое сопротивление [12].

Также хорошо известно, какую большую роль сыграл в гидродинамике парадокс Эйлера- Даламбера. Исследование этого парадокса способствовало установлению общих свойств возмущений, вызываемых в жидкости движением твердого тела, а также выяснению механизма влияния вязкости жидкости зависимости от формы обтекаемого тела и ряда других эффектов.

Согласно парадоксу Эйлера – Даламбера при потенциальном обтекании тело не испытывает силы сопротивления. Позже было выяснено, что данный парадокс связан с идеализацией схемы течения, которое в действительности, во-первых, не обязано быть потенциальным, во-вторых, стационарным, в-

третьих характеризуется вязкостью, хотя и малой, но способной играть кардинальную роль. Таким образом, парадокс Даламбера связан с переупрощением модели [10].

Предложенное и использованное в работе Л.Прандтля проволочное кольцо на теле обтекания для искусственной турбулизации пограничного слоя при умеренных числах Рейнольдса с целью понижения сопротивления может быть заменено на другие типы вихрегенераторов [15,16]. Одним из таких типов вихрегенераторов могут служить системы сферических выемок, хорошо известных в литературе по интенсификации теплоотдачи.

## 1.2 Гидродинамика и теплообмен при обтекании коридорного пучка труб

В случае обтекания пучков труб влияние на число Нуссельта  $Nu$  оказывает схема расположения труб в пучке, поперечный  $s_1$ , продольный шаг  $s_2$  и число рядов труб  $z_p$  (рис. 1.8). Характеристиками пучка считают относительный поперечный шаг  $a_1 = s_1 / d$  и относительный продольный шаг  $a_2 = s_2 / d$ .

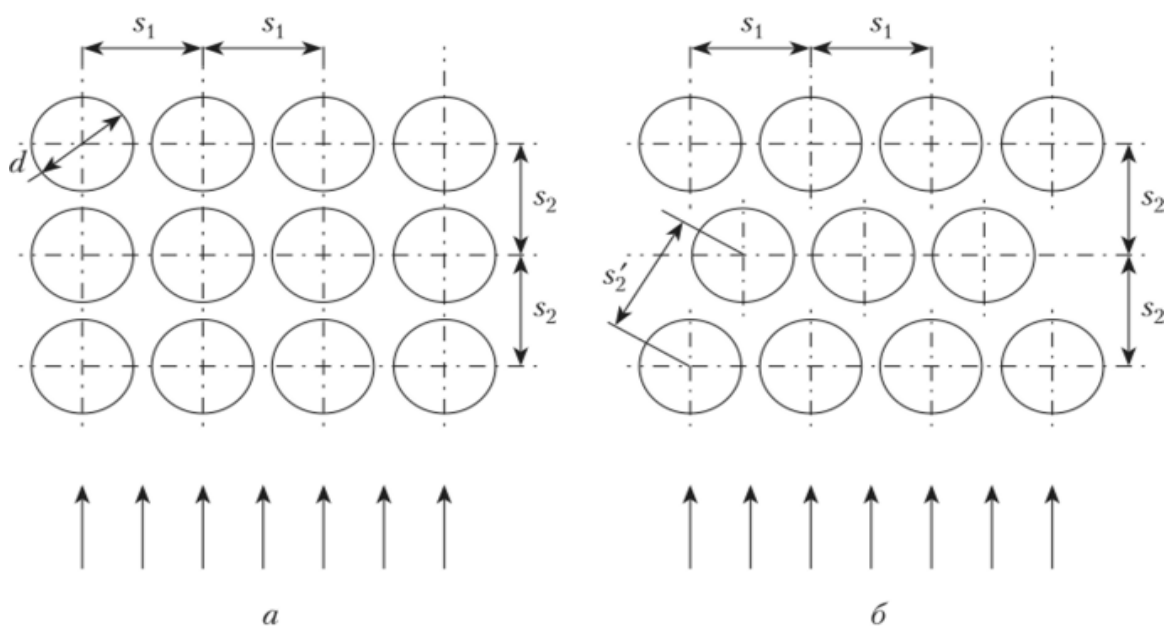


Рисунок 1.8 – Схема расположения труб в коридорных (а) и шахматных (б) пучках



При течении потока теплоносителя в межтрубном пространстве поперечно обтекаемого пучка можно выделить также ламинарный, смешанный и турбулентный режимы. Наиболее изучен смешанный режим омывания и теплоотдачи, имеющий место при  $Re = 10^3 \div 10^5$ . При этом в межтрубном пространстве движется турбулентный поток, а пограничный слой, формирующийся на лобовой части каждой трубы, имеет ламинарную структуру.

На рис. 1.9 показано изменение по периметру трубы локального коэффициента теплоотдачи в зависимости от угла  $\varphi$  для первого, второго и последующего рядов семирядного коридорного и шахматного пучков при смешанном режиме течения.

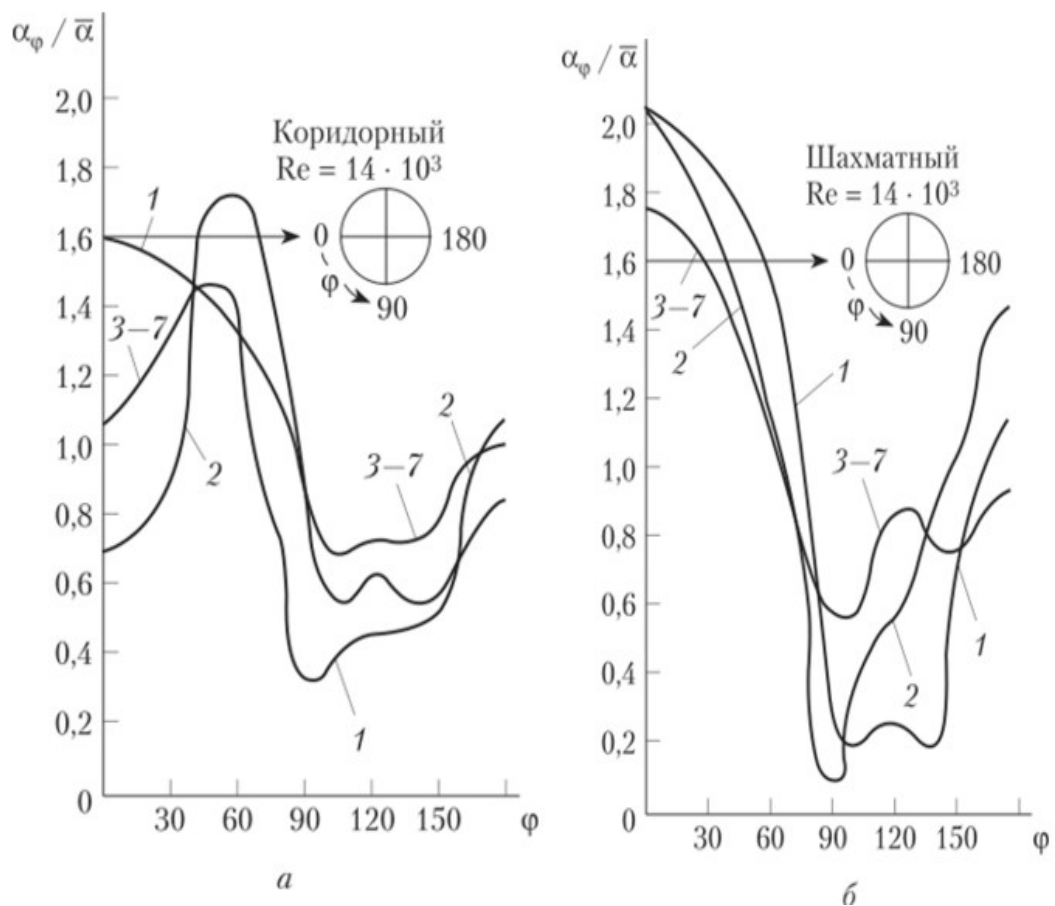


Рисунок 1.9 – Зависимость локального коэффициента теплоотдачи от угла  $\varphi$  рядов семирядных коридорного (рисунок а) и шахматного пучков для смешанного режима течения (рисунок б)

По оси абсцисс отложен азимутальный угол  $\varphi$ , отсчитанный от лобовой образующей, а по оси ординат – отношение  $\alpha_{\varphi} / \alpha$ , где  $\alpha_{\varphi}$  – значение локального коэффициента теплоотдачи;  $\alpha$  – среднее по периметру значение коэффициента теплоотдачи.

Из рис. 9.9 следует, что  $\alpha_{\varphi}$  для всех рядов шахматного пучка достигает максимума при  $\varphi=0^{\circ}$ , т.е. на лобовой поверхности трубы в месте удара набегающего потока о ее поверхность. То же наблюдается и для первого ряда коридорного пучка. Таким образом, во всех рядах шахматного пучка и в первом ряду коридорного пучка изменение локального коэффициента теплоотдачи по окружности трубы подчинено принципиально той же закономерности, что и для одиночной трубы.

Для второго и последующих рядов коридорного пучка максимальные значения  $\alpha_{\varphi}$  соответствуют азимутальным углам. Это объясняется тем, что поток теплоносителя, расширяющийся после местного сужения в просвете между трубами предыдущего ряда, встречается с поверхностью трубы последующего ряда именно в указанных зонах, разрушая формирующийся там пограничный слой.

Из анализа тех же кривых следует, что средний по периметру коэффициент теплоотдачи второго и особенно третьего ряда коридорного пучка больше коэффициента теплоотдачи первого ряда в связи с большей степенью турбулентности потока. После третьего ряда режим движения потока практически стабилизируется, вследствие чего средний по периметру коэффициент теплоотдачи всех последующих рядов остается одинаковым и равным коэффициенту теплоотдачи третьего ряда.

Коэффициент теплоотдачи в пучках труб зависит от размеров поперечного и продольного шагов. При смешанном режиме течения коэффициент теплоотдачи глубинных рядов коридорных пучков труб уменьшается при увеличении  $x_2/d$ . Для шахматных пучков при  $x_2/d < 2$

интенсивность теплоотдачи увеличивается с ростом относительного шага  $a_1$  и уменьшением относительного шага  $a_2$ .

Приведем уравнения подобия (рекомендованы по результатам обобщения многочисленных экспериментальных данных) для определения  $\alpha$  в третьем и последующих глубинных рядах пучков.

$$\overline{Nu}_{nom} = 0,6 \Re_{nom}^{0,5} Pr_{nom}^{0,6} c_t, \quad (1.7)$$

где  $\overline{Nu}_{nom}$  – число Нуссельта среднее по потоку.

Шахматные пучки при  $\Re_{nom} < 10$ :

$$\overline{Nu}_{nom} = 0,35 \Re_{nom} \quad (1.8)$$

$$\overline{Nu}_{nom} = 0,4 \Re_{nom}^{0,6} Pr_{nom}^{0,36} c_t; \quad (1.9)$$

$$\overline{Nu}_{nom} = 0,021 \Re_{nom}^{0,84} Pr_{nom}^{0,36} c_t; \quad (1.10)$$

где  $c_t$  – температурный фактор (для газов  $c_t=1$ );  $c_t = \left(\frac{Pr_{nom}}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$  при

$\Re_{nom} = 10^3 \div (2 \cdot 10^5)$  и  $s_2/x_2 \leq 2$

Коридорные пучки:

при  $Re_{пот} \leq 10^3$ :

$$\overline{Nu}_{nom} = 0,021 \Re_{nom}^{0,84} Pr_{nom}^{0,36} c_t; \quad (1.11)$$

при  $Re_{пот} \leq 10^3 \div (2 \cdot 10^5)$ :

$$\overline{Nu}_{nom} = 0,27 \Re_{nom}^{0,63} Pr_{nom}^{0,36} c_t; \quad (1.12)$$

при  $Re_{пот} \leq 10^3 \div (2 \cdot 10^5)$ :

$$\overline{Nu}_{nom} = 0,02 \Re_{nom}^{0,84} Pr_{nom}^{0,36} C_t. \quad (1.13)$$

В уравнениях (1.7) – (1.13) определяющий размер — наружный диаметр труб. Скорость теплоносителя определяют в сжатом сечении пучка (в самом узком сечении ряда). Для шахматных пучков это сечение часто определяют по диагональному (или косому) шагу:

$$s_2' = \sqrt{0,25(s_1^2 + s_2^2)}. \quad (1.14)$$

Коэффициент теплоотдачи труб первого ряда принимают равным 0,6 от найденного значения  $\alpha$  для третьего ряда. Для труб второго ряда при шахматном их расположении поправочный коэффициент равен 0,7, а для коридорного пучка принят равным 0,9 от значения  $\alpha$  для третьего ряда.

Средний коэффициент теплоотдачи для всего пучка, состоящего из  $z_p$  рядов, определяют по формуле усреднения:

$$\alpha_{пуч} = \frac{A_1 \bar{\alpha}_1 + A_2 \bar{\alpha}_2 + \dots + A_{z_p} \bar{\alpha}_{z_p}}{A_1 + A_2 + \dots + A_{z_p}}, \quad (1.15)$$

где  $A_1, A_2, \dots, A_{z_p}$  — площади наружных поверхностей первого, второго и  $z$ -го рядов труб;  $\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2, \dots, \bar{\alpha}_{z_p}$  — коэффициенты теплоотдачи соответственно первого, второго и  $z$ -го рядов труб.

Часто пучок состоит из труб одинакового диаметра и одинаковой длины. В этом случае для пучка с шахматным расположением:

$$\bar{\alpha}_w = \frac{z - 0,7}{z} \bar{\alpha}; \quad (1.16)$$

Для коридорного пучка:

$$\bar{\alpha}_{\text{кор}} = \frac{z-0,5}{z} \bar{\alpha}, \quad (1.17)$$

где  $\bar{\alpha}$  - коэффициент теплоотдачи третьего ряда.

Если набегающий на пучок труб поток значительно турбулизирован (например, в результате резкого расширения после вентилятора или насоса), то коэффициент теплоотдачи может приниматься одинаковым для всех рядов труб.

Расчет гидравлического сопротивления пучков гладких теплообменных труб шахматной компоновки по аэродинамическому сопротивлению с использованием зависимостей А.А. Жукаускаса [17]:

- в диапазоне чисел  $\text{Re} = 6 \cdot 10^2 \div 7 \cdot 10^3$

$$Eu = 0,71 \cdot \left( \frac{1}{a-1} \right)^{0,33} \cdot \text{Re}^{-0,15} \cdot z, \quad (1.18)$$

где  $z$  – количество рядов в пучке,  $a$  – относительный поперечный шаг;

- в диапазоне чисел  $\text{Re} = 7 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^5$

$$Eu = 2,6 \cdot \left( \frac{1}{a-1} \right)^{0,25} \cdot \text{Re}^{-0,29} \cdot z \quad (1.19)$$

и Н.В. Кузнецова [18]:

$$Eu = 1,93 \cdot (z+1) \cdot \text{Re}^{-0,25} \quad (1.20)$$

С пучком гладких теплообменных труб коридорной компоновки по аэродинамическому сопротивлению с использованием зависимостей А.А. Жукаускаса [17]:

- для большого межрядного пространства ( $b > 1,7$ ) в диапазоне чисел  $\text{Re} = 10^3 \dots 10^4$

$$Eu = 0,115 \cdot \left( \frac{1}{a-1} \right)^{0,75} \cdot z, \quad (1.21)$$

где  $z$  – число рядов в пучке.

- для пучков с  $b > 1,7$  в диапазоне  $Re = 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ :

$$Eu = 0,26 \cdot \left( \frac{b-0,8}{a-1} \right) \cdot z \cdot Re^r, \quad (1.22)$$

где  $r = -0,12 \cdot \frac{1}{b}$  – степень при числе  $Re$ .

и Н.В. Кузнецова [18]:

$$Eu = 0,265 \cdot \left( \frac{b-0,8}{a-1} \right)^2 \cdot z \cdot Re^m, \quad (1.23)$$

где  $m = 0,88 \cdot \left( \frac{a-1}{b-1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1$  – степень при числе  $Re$ .

### 1.3. Методы повышения теплогидравлической эффективности пучков теплообменных труб

Теплогидравлическая эффективность пучков труб может быть оценена как отношение прироста теплоотдачи за счет использования какого-либо конструкторского решения (в том числе интенсификации теплоотдачи) к приросту гидравлического или аэродинамического сопротивления пучка труб:

$$\varepsilon = \left( \frac{Nu}{Nu_0} \right) / \left( \frac{Eu}{Eu_0} \right), \quad (1.24)$$

где 0 – для первоначального пучка труб (без реконструкции).

Повышение теплогидравлической эффективности пучков труб может быть достигнуто за счет интенсификации теплоотдачи, либо за счет снижения аэродинамического сопротивления. Часто оба метода могут работать одновременно. Методы интенсификации теплоотдачи, которые могут быть использованы для пучков труб описаны в [19,20].

К ним можно отнести увеличение скорости и пульсации потока, оребрение или увеличение площади теплоотдачи, нанесение микрошероховатости или вихрегенераторов (способствующих турбулизации потока и уменьшению зоны отрыва потока), добавка частиц в поток, вращение и вибрация труб, наложение электростатических полей.

Режимы обтекания различных пучков труб описаны в работах [21,22]. Показано, что снижения аэрогидродинамического сопротивления можно достичь за счет увеличения скорости потока до  $Re = 1,5 \cdot 10^5$ , использованием более обтекаемых форм труб, варьированием шага труб и компоновки трубного пучка, использование различных дефлекторов до и после труб (гасящих вихреобразования, использование вихрегенераторов (уменьшающих зону отрыва за трубами, т.е. аэродинамический след, а так же вибрации труб).

Весь комплекс методов повышения теплогидравлической эффективности пучков труб представлен на блок схеме рисунка 1.10.

Из множества методов повышения теплогидравлической эффективности для последующего его анализа были выбраны исследования влияния форм труб, использование дефлекторов и пассивных методов интенсификации теплоотдачи. Результаты поиска литературы по исследованию указанных методов на снижение аэрогидродинамического сопротивления при поперечном обтекании одиночных труб представлены в таблице 1.3.

Анализ данных показал, что наилучшие результаты получены при испытании: каплевидных, плоскоовальных, овальных форм труб.

Наилучшие результаты показывает использование на поверхности сферических и плоскоовальных выемок, а также продольных проволочных и пластинчатых накладок на поверхности труб под углом  $50^\circ - 60^\circ$  к набегающему потоку.

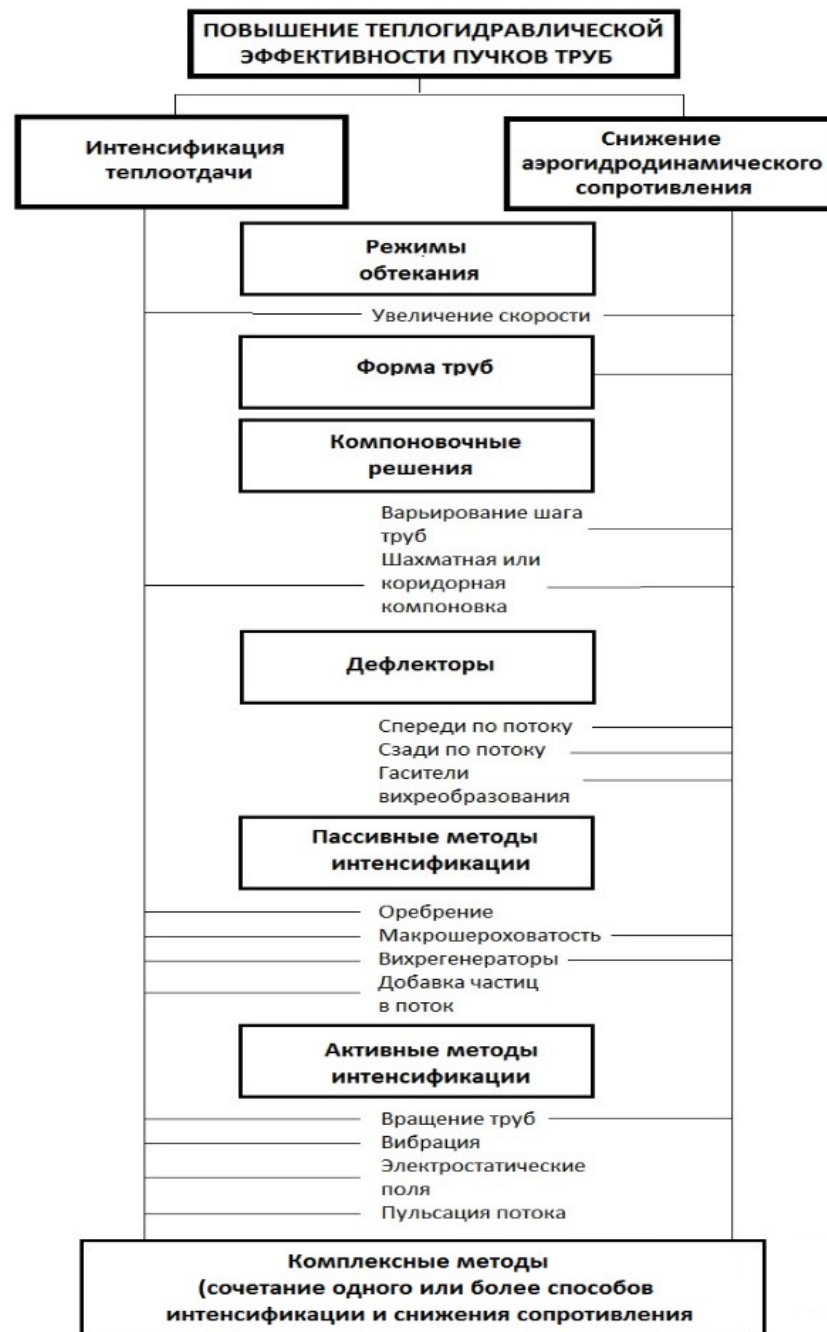
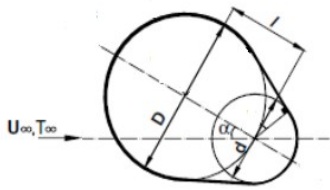
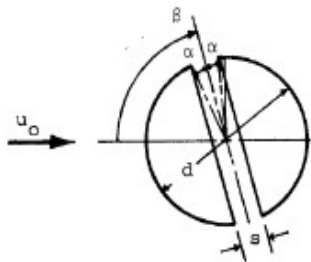
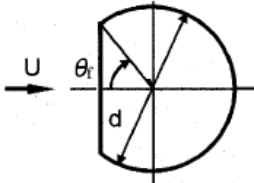
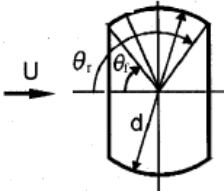
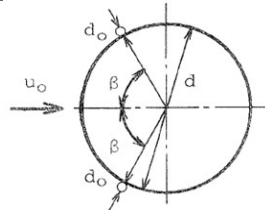


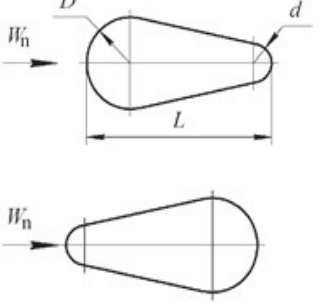
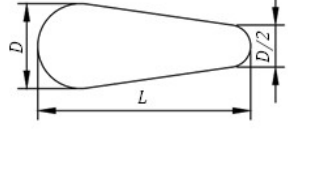
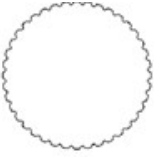
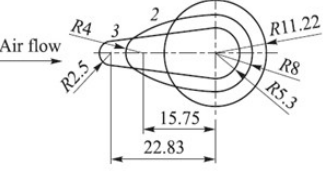
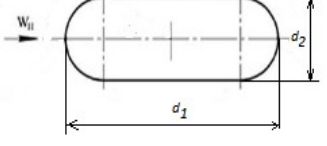
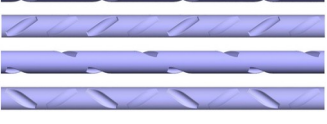
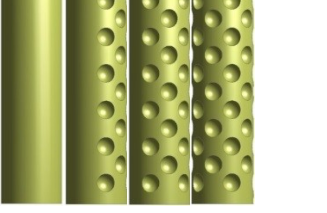
Рисунок 1.11 – Комплекс методов повышения теплогидравлической эффективности пучков труб



Таблица 1.3 – Исследования влияния формы и пассивных методов интенсификации на снижение аэро и гидродинамического сопротивления при поперечном обтекании одиночных труб

Схема	Характеристики	Диапазон скоростей/ чисел Рейнольдса	Вид исследования
	$0^\circ < \alpha < 180^\circ$ $d=12 \text{ мм}$ $D=22 \text{ мм}$ $l=11; 29 \text{ и } 66 \text{ мм}$ $l/D=0,5; 1,3; 3$	$1,5 \cdot 10^4 < Re < 2,7 \cdot 10^4$	Эксперимент [23]
	$d=34 \text{ и } 50 \text{ мм}$ $s/d=0,56-0,185$	$4,4 \cdot 10^3 < Re < 6,5 \cdot 10^4$	Эксперимент [24]
 	$20 < d < 80 \text{ мм}$ $\theta_f = (30-60)^\circ$ $\theta_r = 127^\circ$	$0,5 \cdot 10^4 < Re < 8 \cdot 10^5$	Эксперимент [25]
	$\beta=50 \text{ и } 60^\circ$ $d_0=0,4-1 \text{ мм}$ $d=34; 40; 50 \text{ мм}$ $l/D=0,5; 1,3; 3$	$1,3 \cdot 10^3 < Re < 9,6 \cdot 10^4$	Эксперимент [26]

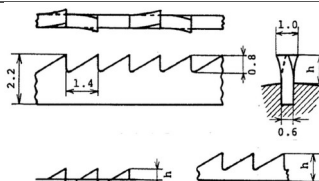
Продолжение таблицы 1.3

	$D = 0.038, 0.028, 0.024, 0.018 \text{ м}$ $d = 0.01 \text{ м}$ $L = 0.051 \text{ м}$	$10000 < Re < 40000$	Эксперимент [27]
	$D=8-22,5 \text{ мм}$ $L=22,5-33,841 \text{ мм}$ $L/D=1-4$	$U=1-15 \text{ м/с}$	Численное [28]
	$D$ – диаметр цилиндра, $\Delta=0; 0,005; 0,01$ – глубина траншеи (в долях $D$ )	$Re = 60$ , маслом М20, воздух	Численное [29]
	Параметры на рисунке	$8.1 \cdot 10^3 < Re < 19.2 \cdot 10^3$	Численное [30]
	$d1/d2= 105/38 \text{ мм}$ $d1/d2= 45/15 \text{ мм}$	$1,5 \cdot 10^4 < Re < 2,5 \cdot 10^4$	Эксперимент [31]
		$70 < Re < 800$	Численное[32]
	$d_t=0,02 \text{ м}$ $F_d= 50, 75 \text{ и } 100 \%$ $f=F_d/F_0=1,21; 1,31; 1,41$ $d=0,006 \text{ м}$ , $h=0,003 \text{ м}$ $t=0,012$	$70 < Re < 800$	Численное [33]

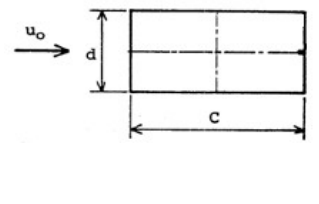
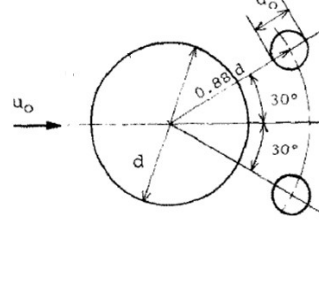
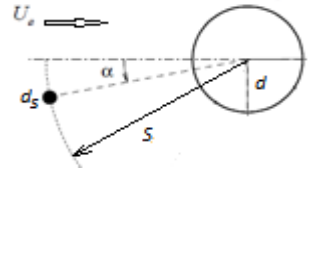
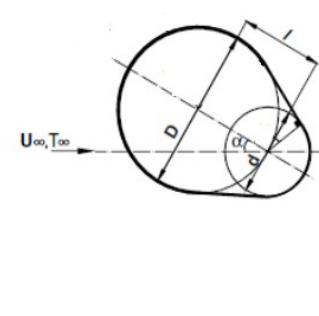
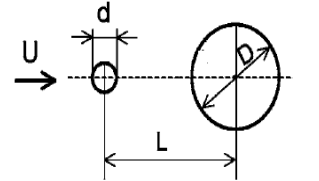
	м, $s=0,008$ $h/d=0,5$		
--	------------------------	--	--

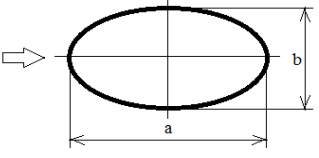
Продолжение таблицы 1.3

	$d_0=1,5-2$ мм $\beta$ $\beta=55-70^\circ$	$Re = 9 \cdot 10^4$	Эксперимент[34]
	$d = 34$ мм $b = 3$ мм $a = 10-60$ мм $a/d=0,29-1,76$ $b/d=0,088$ . $g=150$ мм	$u_0=6-20$ м/с $1,3 \cdot 10^4 < Re < 4,4 \cdot 10^4$	Эксперимент[35]
	$d = 15, 20, 30$ и $40$ мм $\alpha=0^\circ-45^\circ$	$u_0=6-30$ м/с $3,85 \cdot 10^3 < Re < 7,7 \cdot 10^4$	Эксперимент[36]
	$\beta=15-90^\circ$ $d_0=0,1-2$ мм $d=50$ мм $l/D=0,5; 1,3; 3$	$Re = 5 \cdot 10^4$	Эксперимент[37]
	$\beta=30-75^\circ$ $d=34$ мм $h=0,2-1,5$ мм	$Re = -(0,875-6,97) \cdot 10^4$	Эксперимент[38]

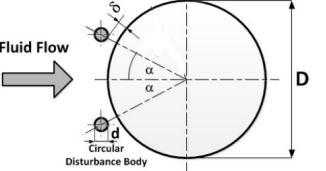
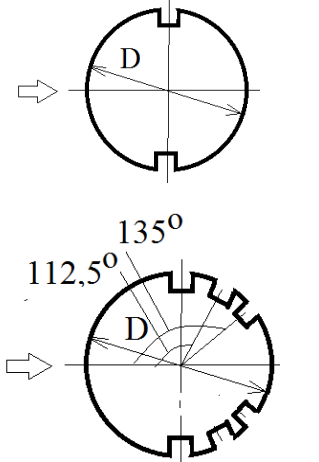
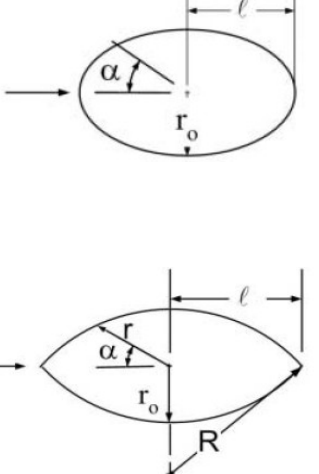
			
-----------------------------------------------------------------------------------	--	--	--

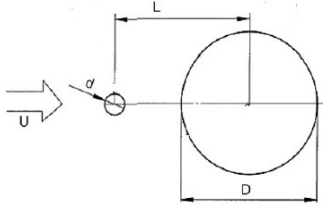
Продолжение таблицы 1.3

	$d = 10, 20 \text{ и } 30 \text{ мм}$ $C/d = 0.1 - 4.0$	$u_0 = 6 - 40 \text{ м/с}$ $1.56 \cdot 10^4 < Re < 5.77 \cdot 10^4$	Эксперимент [39]
	$d_0 = 4 - 6 \text{ мм}$ $d = 34 \text{ мм}$ $l/D = 0.5; 1.3; 3$ $d_0/d = 0.118 - 0.294$	$u_0 = 6 - 20 \text{ м/с}$ $1.3 \cdot 10^4 < Re < 54.4 \cdot 10^4$	Эксперимент [40]
	$0.047 < d_s/d < 0.125$ $d = 25.4 \text{ мм}$ $1.375 < S/d < 2.5$ $0^\circ < \alpha < 90^\circ$	$Re = 32000$	Эксперимент [41]
	$0 \leq \alpha \leq 360^\circ$ $d = 12 \text{ мм}$ $D = 22 \text{ мм}$ $l = 11; 29 \text{ и } 66 \text{ мм}$ $l/D = 0.5; 1.3; 3$	$2 \cdot 10^4 < Re < 3.4 \cdot 10^4$	Эксперимент [42]
	$D = 40 \text{ мм}$ $d = 1 - 12 \text{ мм}$ $L = 40 - 120 \text{ мм}$	$1.5 \cdot 10^4 < Re < 6.2 \cdot 10^4$	Эксперимент [43]

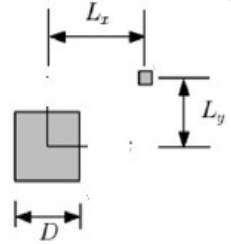
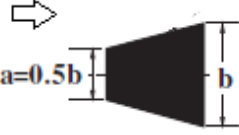
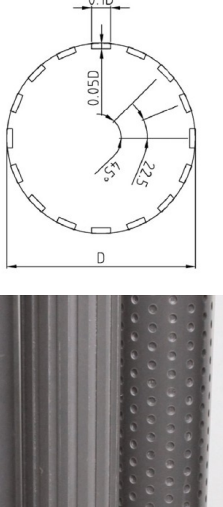
	$a/b=1/3$ $b=50 \text{ мм}$ $0 \leq \alpha \leq 90$	$0,8 \cdot 10^4 < Re < 7,9 \cdot 10^4$	Эксперимент [44]
-----------------------------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------	----------------------------------------	---------------------

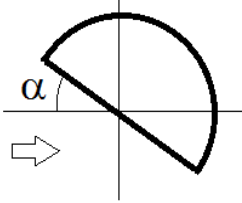
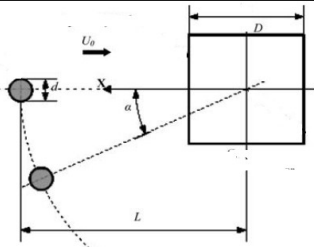
Продолжение таблицы 1.3

	$D=25 \text{ и } 37,5 \text{ мм}$ $d/D=0.16 \text{ и } 0.107$ $d=4 \text{ мм}$ $\alpha=20-60^\circ$ $\delta=0.4 \text{ мм}$	$5,21 \cdot 10^4 < Re < 15,6 \cdot 10^4$	Эксперимент [45]
	$D=40 \text{ мм}$	$0,5 \cdot 10^4 < Re < 9 \cdot 10^4$	Эксперимент, численное [46]
	Соотношение осей 0,3, 0,5 и 0,8  $(r \cos \alpha)^2 + (r \sin \alpha + R - r)^2 = R^2$	$500 < Re < 1 \cdot 10^4$	Численное [47]

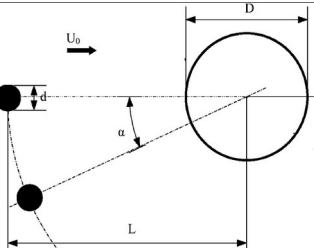
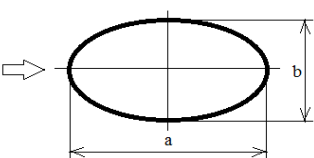
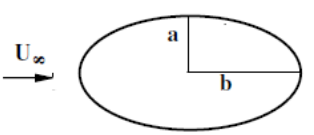
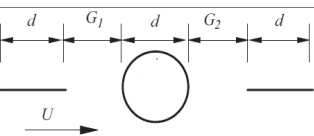
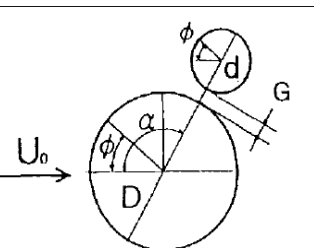
	$d/D = 0.05-0.5$ $L/D = 1.2-9$	$ReD = 200$	Численно [48]
-----------------------------------------------------------------------------------	-----------------------------------	-------------	---------------

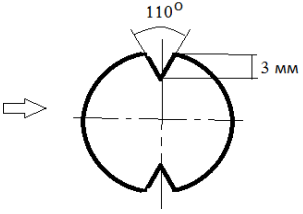
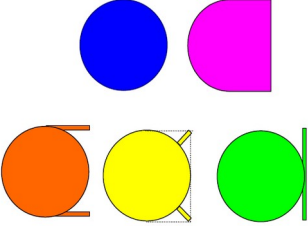
Продолжение таблицы 1.3

	$d/D = 0.2$  $Lx = 1.6D$ $Ly = 1.05D$  $Lx = 0.7D$ $Ly = 1.0D$	$Re = 100 \text{ и } 125$	Численное [49]
	$b = 1$ $a = 0.5b$	$Re = 1-150$	Численное [50]
	$D=40 \text{ и } 100 \text{ мм}$	$Re = 7.4 \cdot 10^3 - 8 \cdot 10^4$	Эксперимент [51]

	$D = 25 \text{ мм}$ $0-180^\circ$	$2.2 \cdot 10^3$ to $4.5 \cdot 10^4$	Численное [52]
	$D = 60 \text{ мм}$ $d/D = 0.1, 0.167,$ $0.267, 0.367,$ $0.417, 0.5$ $L/D = 1.5 - 4.7,$ $\alpha = 0-65^\circ$	$Re_D =$ $82000$ $Re_D =$ $5200.$	Экспериментальное [53]

Продолжение таблицы 1.3

	$D = 60 \text{ мм}$ $d/D = 0.1,$ $0.167, 0.267,$ $0.367, 0.417,$ $0.5$ $L/D = 1.5 - 4.0$ $\alpha = 0-45^\circ$	$Re = 82000$	Эксперимент [54]
	Угол натекания $10^\circ 30^\circ 45^\circ$	$Re = 1.5-10$	Численное [55]
	$0.2 < E < 5$	$0.01 < Re < 40$	Численное [56]
	$G_1/d = 0-15$ $G_2/d = 0-5$	$Re = 30, 100,$ $160$	Численное [57]
	$D = 40 \text{ мм}$ $d = 18 \text{ мм}$ $d/D = 0.45.$ $G = 2.5$ $\alpha = 90-180^\circ.$	$Re = 10^4$ и $4.1 \times 10^4$	Численное, экспериментальное [58]

	D = 40mm	$ReD = 2 \times 10^4$	Численное [59]
		$Re=2 \times 10^4-10^5$	Экспериментальное [60]

Активные методы управления следом за трубами – вращение, продольные и поперечные вибрации труб [61–63], электромагнитные поля [64], пульсации потока [65,66], и т.д.

Для дальнейшего рассмотрения и экспериментального исследования выделены трубы со сферическими выемками в качестве вихрегенераторов на поверхности труб.

#### 1.4 Практическое использование пучков труб в теплоэнергетическом оборудовании

Трубные пучки-незаменимая составляющая в конструкции теплообменных аппаратов. Именно они применяются для нагрева жидкости или воздуха, участвующих в процессе теплообмена. Трубные пучки представляют собой достаточно простую конструкцию, состоящую из набора поперечно-оребранных плетей. Они прочно скреплены между собой посредством специального каркаса.

Использование трубных пучков в отопительных и водоснабжающих системах имеет очень важное значение. Особенно при подогреве сетевой и химически очищенной воды, к подогревателям данного типа предъявляются высокие технические и эксплуатационные требования.

Сегодня производители могут предложить трубные пучки для использования в следующих отраслях:

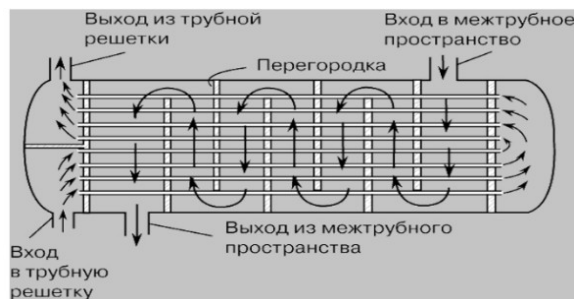


- нефтегазовая;
- нефтеперерабатывающая;
- химическая и нефтехимическая;
- металлургическая;
- газоперерабатывающая;
- сельскохозяйственный комплекс.

Исходя из целей эксплуатации, трубные пучки подразделяются на несколько основных видов:

- пучки труб маслоохладителей;
- подогревателей сетевой воды;
- подогревателей природного газа;
- холодильных систем компрессора.

На рисунках 1.12–1.17 представлены схемы и изображения реальных теплообменных аппаратов с трубными пучками.



а)



б)

Рисунок 1.12 – ТА (теплообменный аппарат) кожухотрубный: а) схема течения теплоносителя в ТА; б) внешний вид ТА

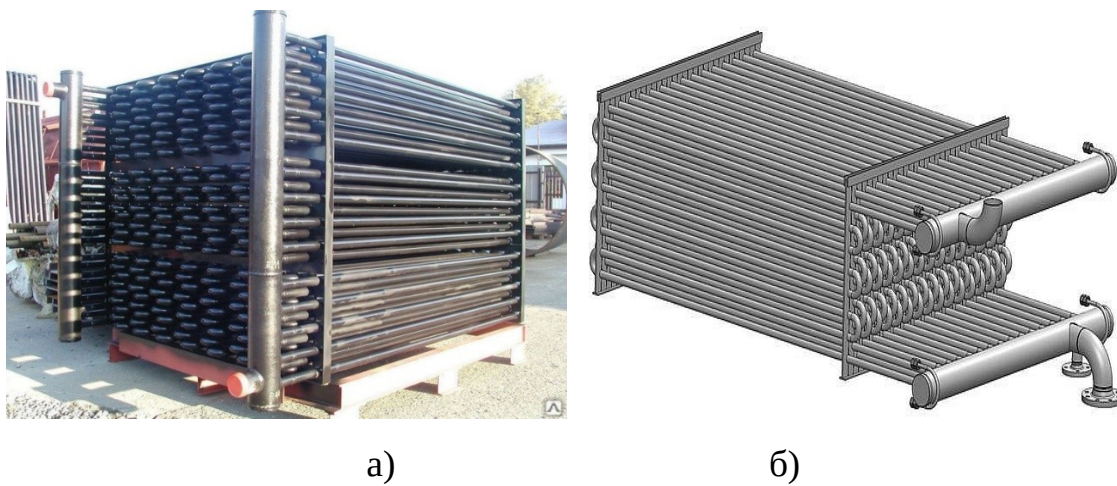


Рисунок 1.13 – Экономайзеры: а) реальное изображение; б) 3-D модель

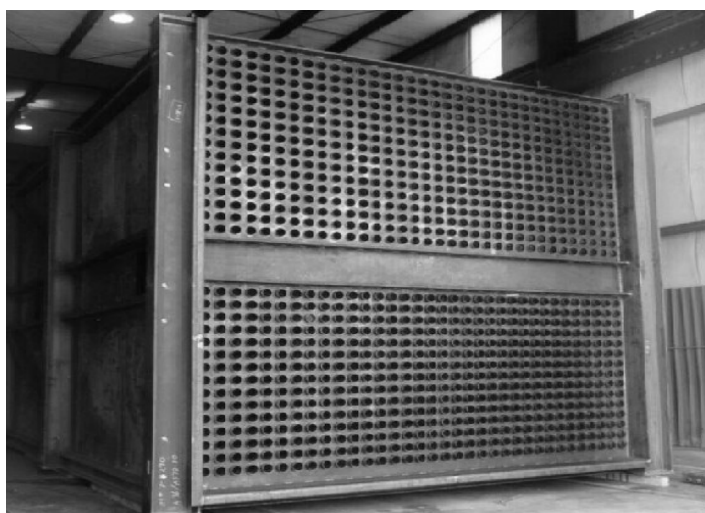


Рисунок 1.14 – Котел-утилизатор



Рисунок 1.15 – Радиатор холодильной системы

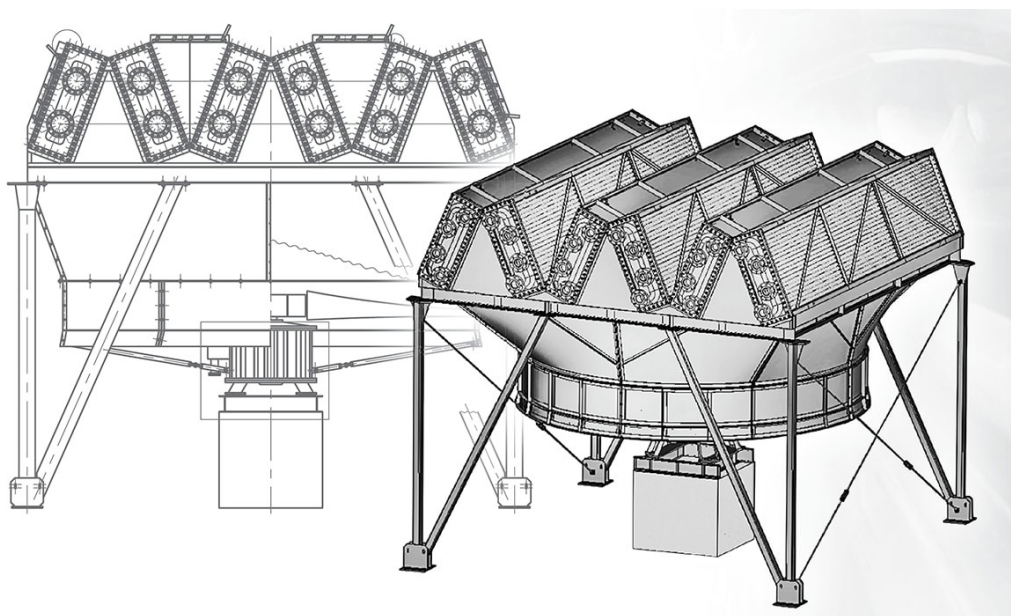


Рисунок 1.16 – АВО (аппарат воздушного охлаждения)



Рисунок 1.7 – АВО газа компрессорной станции

### 1.5 Выводы по первой главе и постановка цели и задач исследования

Проведенный анализ результатов исследований по литературным источникам показал:

1. Пучки труб широко используются в технических задачах, таких как котлы-утилизаторы, экономайзеры, фильтры рабочих жидкостей, в кожухотрубных системах. На долю трубного оборудования приходится 80% всего мирового рынка оборудования.

2. В литературе имеется большое количество исследований режимов течения, сопротивления и теплопередачи различных типов трубных пучков в широком диапазоне режимов и геометрических параметров.

3. В научной и справочной литературе имеются зависимости для расчета теплопередачи и сопротивления гладких и оребренных пучков труб.

На основе проведенного аналитического обзора научно-технической литературы сформулирована цель исследования и поставлены конкретные исследовательские задачи:

Цель: Провести экспериментальное исследование картины обтекания пучков труб с поверхностными вихрегенераторами для оценки снижения сопротивления и повышения теплогидравлической характеристики теплообменного аппарата на их основе.

Задачи:

1. Спроектировать рабочий участок и подобрать оборудование для проведения исследований структуры обтекания одиночных и пучков теплообменных труб с вихрегенераторами.
2. На основе визуализации обтекания труб с различной плотностью нанесения вихрегенераторов определить угол отрыва потока (размер отрывной зоны) и влияние на него плотности нанесения вихрегенераторов.
3. Провести экспериментальное исследование сопротивления в коридорных теплообменных труб с различной плотностью нанесения вихрегенераторов в виде сферических выемок с использованием имеющегося экспериментального стенда.
4. Провести экспериментальное исследование теплоотдачи в коридорных пучках теплообменных труб с различной плотностью нанесения вихрегенераторов в виде сферических выемок с использованием имеющегося экспериментального стенда.



## Глава 2 Методология экспериментального исследования обтекания и теплоотдачи пучков труб с поверхностными интенсификаторами

### 2.1 Объект исследования

Опытные образцы представляют собой цилиндры с выемками длиной 0,076 м и наружным диаметром  $d_t=0,022$  м. Выемки были нанесены на поверхности цилиндров в шахматном порядке и занимали 50, 75 и 100 % от площади поверхности образцов.

Размеры опытных образцов: длина 0,076 м, наружный диаметр образцов  $d_t=0,022$  м. Увеличение площади поверхности образцов составляет  $f=1,21$ ; 1,31; 1,41, соответственно. Основные геометрические размеры выемок: диаметр  $d=0,006$  м,  $h=0,003$  м, продольный шаг  $t=0,012$  м, поперечный (по винтовой линии) шаг выступов  $s=0,008$  м (рисунок 2.1). Исследовались относительно глубокие выемки  $h/d=0,5$ .

В рабочем участке опытные образцы исследовались при коридорном расположении (рисунок 2.2) при продольных  $S_1$  и поперечных  $S_2$  шагах образцов. Для коридорной компоновки относительные шаги равнялись :  $S_1=0,044$  м и  $S_2=0,044$  м, а относительный шаг при этом  $a=S_1/d_t$  и  $b=S_2/d_t$  и  $a \times b=2 \times 2$ .

Теплофизические свойства воздуха в канале при обтекании опытных образцов определялись исходя из температуры и давления воздуха на входе в рабочий участок.

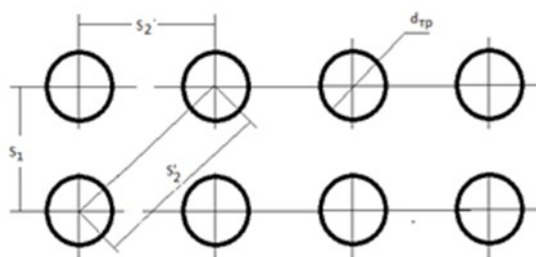

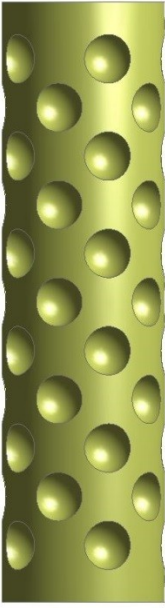
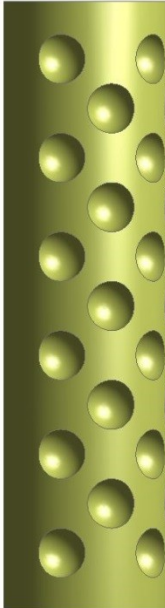
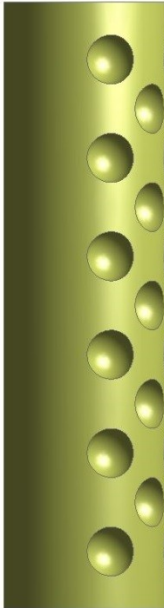

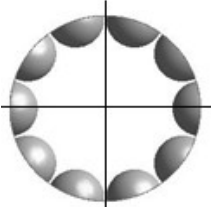
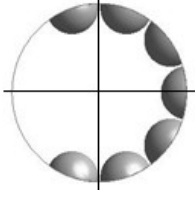


Рисунок 2.1 – Схема компоновки опытных образцов в рабочем участке

Таблица 2.1 – Опытные образцы

Гладкие трубы	Труба со сферическими выемками		
	Трубы №3	Трубы №2	Трубы №1
Ø 22 мм	10 рядов лунок $5 \times 6 + 5 \times 5 = 55$	7 рядов лунок $4 \times 6 + 3 \times 5 = 39$	5 рядов лунок $3 \times 6 + 2 \times 5 = 28$
			
			
			
f=1	f=1,41	f=1,31	f=1,21

## 2.2 Описание экспериментального стенда

Экспериментальный стенд представляет собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа и состоит из следующих основных частей:

- системы подготовки и подачи рабочего тела, воздуха;
- рабочего участка;
- системы измерений

Схема экспериментального стенда представлена на рис. 2.15, внешний вид экспериментальной установки представлен на рис. 2.16.

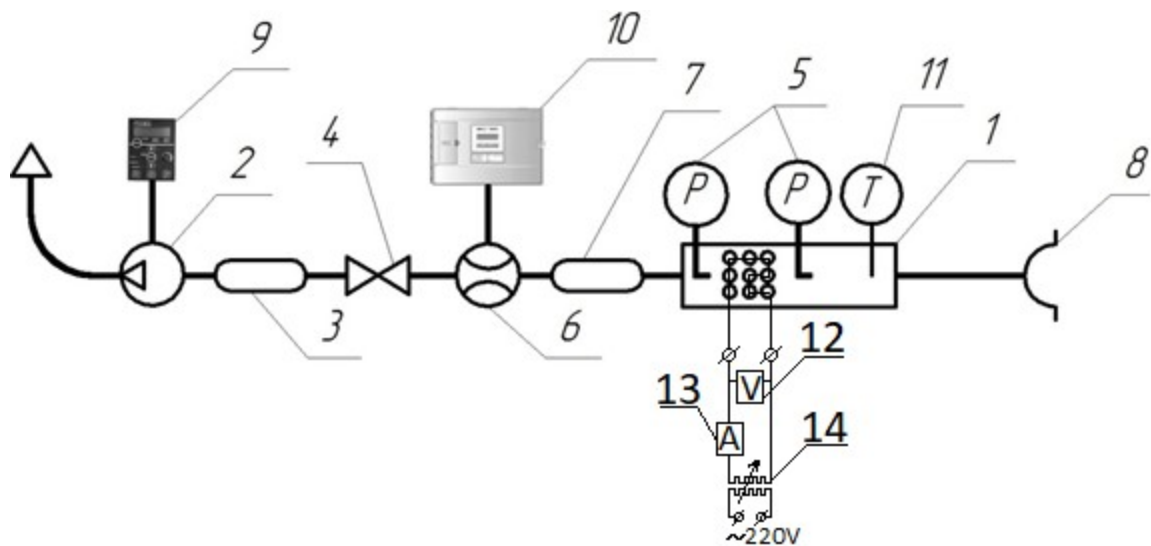
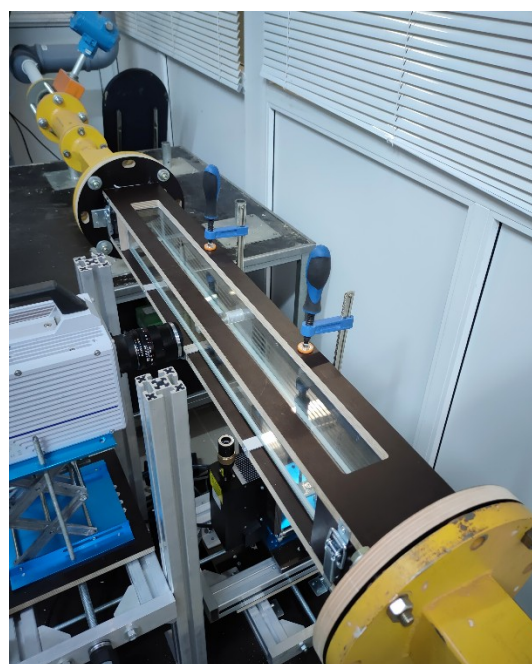


Рисунок 2.2 – Схема экспериментального стенда для исследования теплогидравлических характеристик поперечно-обтекаемых труб: 1 - рабочий участок, 2 - компрессор, 3 - ресивер, 4 - вентиль, 5 – измерители давления, 6 - расходомер, 7 – кондиционер воздушного потока, 8 - воздухозаборник, 9 – преобразователь частоты, 10 – регистратор, 11 -измеритель температуры, 12 – вольтметр, 13 – амперметр, 14 – регулируемый трансформатор напряжения





а)



б)

Рисунок 2.3 – Внешний вид экспериментальной установки для исследования гидравлических характеристик поперечно-обтекаемых труб: а) общий вид экспериментальной установки; б) рабочий участок

Система подготовки, подачи воздуха в рабочий участок и контроля его параметров содержит входное устройство 8, размещенное в камере для подготовки смеси воздуха и частиц глицерина для последующей визуализации течения и измерений PIV-методом, кондиционер воздушного потока 7 служит для компенсации прямых участков перед расходомером и обеспечения трубного профиля скорости на входе в рабочий участок, ресивер 3, центробежный компрессор 2 марки ВТ-140. Компрессор, всасывающего типа, объемной производительностью 220 м<sup>3</sup>/ч, ресивер имеет размеры 1,8×1,8×0,6 м. Входное устройство представляет собой прямой участок длиной 4 м, для стабилизации течения.

Для регулирования расхода воздуха используется частотно-регулируемый привод (ЧРП) 9, который позволяет плавно изменять производительность компрессора. Вентиль 4 отключает трубопровод от

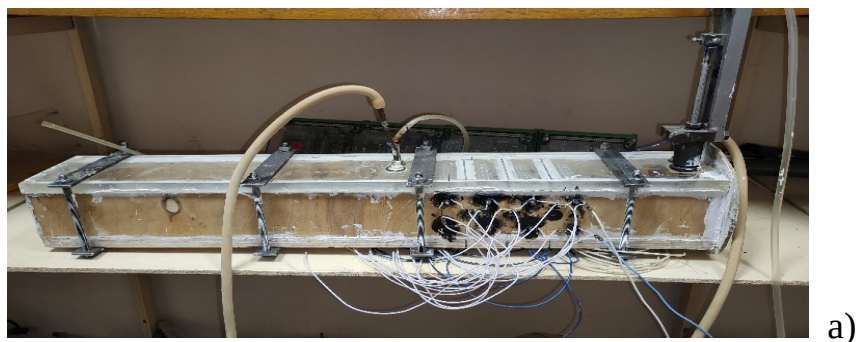
компрессора. Расход воздуха через рабочий участок контролируется посредством ультразвукового расходомера 6 марки ИРВИС-РС4-Ультра со встроенным датчиком давления и температуры.

### 2.3 Рабочий участок для исследования гидравлического сопротивления и теплоотдачи в пучках труб

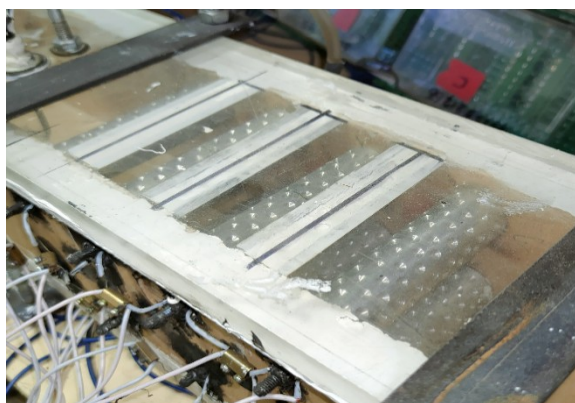
Рабочим участком является прямоугольный канал длиной  $L=0,7$  м, высотой  $A=0,078$  м, шириной  $B=0,074$  м с горизонтально расположенными поперек потока трубками, рабочий участок в готовом виде представлен на рисунке 2.4.

Измерительная система позволяет определять перепад полного давления на рабочем участке измерителями давления ПРОМА-ИДМ 5. На координатных устройствах размещены трубки Пито, которые используются для определения полного давления. На входе и на выходе из рабочего участка расположены отборники диаметром 0,8 мм, при помощи которых определяется перепад статического давления. Перепады давления измерялись для изотермических условий течения воздуха. Температура воздуха измерялась на входе в участок.

Измерительная система позволяет определять перепад полного давления на рабочем участке измерителями давления ПРОМА-ИДМ 5. На координатных устройствах размещены трубки Пито, которые используются для определения полного давления. На входе и на выходе из рабочего участка расположены отборники диаметром 0,8 мм, при помощи которых определяется перепад статического давления. Перепады давления измерялись для изотермических условий течения воздуха. Температура воздуха измерялась на входе в участок.



а)



б)



в)

Рисунок 2.4 – Рабочий участок для исследования гидравлических характеристик поперечно-обтекаемых труб: а) общий вид рабочего участка; б) опытные образцы канале; в) рабочий участок изнутри

Измерительная система позволяет определять перепад полного давления на рабочем участке измерителями давления ПРОМА-ИДМ 5. На координатных устройствах размещены трубки Пито, которые используются для определения полного давления. На входе и на выходе из рабочего участка расположены отборники диаметром 0,8 мм, при помощи которых определяется перепад статического давления. Перепады давления измерялись для изотермических условий течения воздуха. Температура воздуха измерялась на входе в участок.

В ходе эксперимента производится нагрев всего трубного пучка. Для этого в каждую трубку вставляется керамический сердечник с намотанной на него нихромовой проволокой диаметром  $d=0,5$  мм, которая для изоляции

покрыта слюдой. Все нагреватели подключены последовательно к электрической цепи. Мощность электронагревателей регулируется на трансформаторе напряжения 14.

С помощью вольтметра 12 и амперметра 13 контролируется напряжение и сила тока на нагревателях.

На поверхности труб в среднем их сечении равномерно по периметру расположены четыре хромель-копелевых термопары для измерения температуры поверхности труб. Все термопары заведены на коммутатор автоматизированной системы сбора и обработки информации National Instruments.

#### 2.4 Рабочий участок для визуализации обтекания пучков труб и исследования количественных характеристик течения

Рабочий участок представляет собой канал прямоугольной формы (рисунок 2.5) длиной  $L=1,0$  м, высотой  $A=0,076$  м, шириной  $B=0,076$  м. Участок выполнен из стекла для проведения визуализации и измерения параметров потока (скорости, степени турбулентности, завихренности, точек отрыва и т.д.) PIV-методом.

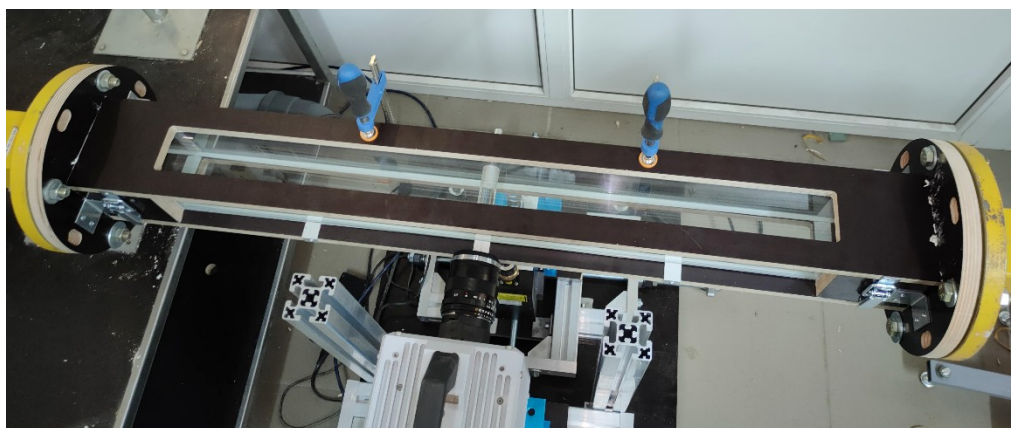


Рисунок 2.5 – Рабочий участок для реализации PIV-метода исследования структуры поперечного обтекания труб



В центральной части рабочего участка устанавливается пучок труб с вихрегенераторами (рисунок 2.6).



Рисунок 2.6 – Внешний вид тела обтекания в рабочем участке

Визуализация осуществляется с использованием высокоскоростной видеокамеры Photron SA 4 со сменными объективами. Для подсветки используется лазер SSP-ST-532-NB-5-5-LED-V-AS. Высокоскоростная камера и лазер установлены на координатных столах с трехмерным передвижением приборов для фокусировки изображения и подсветки (рисунок 2.12).

Для визуализации на установке устанавливается парогенератор Hurricane 1200. Рабочая жидкость для производства пара – глицерин Д-98. Пар вместе с воздухом подается через воздухозаборник.

## 2.5 Методика проведения исследований гидравлического сопротивления и теплоотдачи в пучках труб

- 1) Проверяется работоспособность всех узлов и агрегатов стенда.
- 2) включается центробежный компрессор ВТ-140 и с помощью частотно-регулируемого привода устанавливается необходимая производительность компрессора (расход).

3) Включается система нагрева теплообменных труб и трансформатором устанавливается необходимая мощность нагрева, которая контролируется вольтметром и амперметром.

4) После установление режима производится измерение температуры воздуха на входе в рабочий участок, давление на входе и выходе из рабочего участка, расход воздуха через рабочий участок, температуры поверхностей всех труб, сила тока в системе нагрева труб, падение напряжения на каждой теплообменной трубе.

5) Устанавливается новый режим течения и/или нагрева (новый расход) теплообменных труб, и измерения повторяются.

6) По окончании всех измерений выключается система нагрева теплообменных трубок. Отключается компрессор.

## 2.6 Методика проведения визуализации обтекания одиночных и пучков труб и исследования количественных характеристик течения

1) Проверяется работоспособность всех узлов и агрегатов стенда.

2) Включается высокоскоростная видеокамера. В канал рабочего участка помещается метка в виде листа миллиметровой бумаги. Производится калибровка изображения, обеспечивающая четкость при заданном разрешении и частоте съемки. Главным параметром настройки является обеспечение изображения в 10 пиксель на 1 мм. Лист миллиметровой бумаги после настройки удаляется из канала.

3) Включается парогенератор и устанавливается нужная концентрация частиц в потоке.

4) Включается лазер и производится его фокусировка среднего сечения исследуемого объекта – теплообменной трубы. Фокусировка производится с помощью трехмерных координатных столиков.

5) При помощи программного обеспечения высокоскоростной камеры устанавливается необходимая частота кадров съемки, обеспечивающая видимость единичных частиц глицерина в воздушном потоке. При

установившемся режиме производится видеосъемка. Снимаются показания расходомера.

6) Производится смена расхода воздуха с помощью частотно-регулируемого привода на компрессоре и повторяется пункт 5.

7) По окончании эксперимента последовательно выключаются лазер, видеокамера, парогенератор и компрессор.

## 2.7 Методика обработки результатов исследований гидравлического сопротивления и теплоотдачи в пучках труб

### 1) Расчет числа Эйлера

В качестве входных параметров для расчета числа Эйлера используются следующие параметры:  $h_t, d_t, n$ .

Площадь поверхности трубки  $A_t, [м^2]$  рассчитывается по формуле

$$A_t = h_t \cdot d_t \cdot \pi, \quad (2.1)$$

где  $h_t$  – высота трубки,  $[м]$ ;  $d_t$  – диаметр трубки,  $[м]$ .

Площадь проходного сечения канала  $A_{ch}, [м^2]$  рассчитывается по формуле:

$$A_{ch} = H_{ch} \cdot W_{ch}, \quad (2.2)$$

где  $H_{ch}$  – высота канала,  $[м]$ ;  $W_{ch}$  – ширина канала,  $[м]$ .

Площадь минимального проходного сечения канала  $A_{min}, [м^2]$  рассчитывается по формуле:

$$A_{min} = A_{ch} - h_t \cdot d_t \cdot n, \quad (2.3)$$

где  $n$  – количество трубок в трубном пучке;  $s_2$  – диагональный шаг между трубками в пучке, [м];  $z$  – количество рядов в пучке.

Относительные геометрические параметры:

Относительный поперечный шаг:

$$a = \frac{s_1}{d_t}, \quad (2.4)$$

где  $s_1$  – поперечный шаг между трубками в пучке, [м].

Относительный продольный шаг:

$$b = \frac{s_2}{d_t}, \quad (2.5)$$

где  $s_2$  – продольный шаг между трубками в пучке.

Относительный диагональный шаг:

$$c = \frac{1 - \frac{d_t}{s_2}}{a - 1}, \quad (2.6)$$

где  $s_2$  – диагональный шаг между трубками в пучке, [м],  $a$  – относительный поперечный шаг.

Далее производится вычисление чисел Эйлера по следующей схеме:

1. Производится расчет массового расхода в канале. В виду того, что значения объемного расхода измеряются в нормальных кубометрах в час, для расчета массового расхода используются следующие значения нормального давления и нормальной температуры  $\dot{m}, [\frac{\text{кг}}{\text{с}}]$ :



$$\dot{m} = \frac{P_{norm} \cdot \dot{V}_{norm}}{R_{air} \cdot T_{norm}}, \quad (2.7)$$

где  $P_{norm} = 101325 \text{ Па}$  – "нормальное" атмосферное давление,  $\dot{V}_{norm}$  – объемный расход воздуха [н.мЗ .ч],  $R_{air} = 287,15 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$  – газовая постоянная воздуха,  $T_{norm} = 273,15^\circ \text{С}$  – "нормальная" температура потока.

2. Рабочее давление в канале  $P_{ch}$ , [Па] определяется как:

$$P_{ch} = P_{atm} - P_{vac}, \quad (2.8)$$

где  $P_{atm}$  – атмосферное давление, [Па];  $P_{vac}$  – вакуумметрическое давление в канале, [Па].

3. По средней температуре воздуха рассчитывается плотность воздуха в канале  $\rho_{air}$ ,  $[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}]$ :

$$\rho_{air} = \frac{P_{ch}}{R_{air} \cdot \bar{T}_f}, \quad (2.9)$$

где  $P_{ch}$  – рабочее давление в канале, [Па];  $R_{air}$  – газовая постоянная воздуха,  $[\frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}]$ ,  $\bar{T}_f$  – средняя температура потока,  $[^\circ\text{С}]$ .

4. Вычисляется скорость потока в минимальном сечении канала  $w$ ,  $[\frac{\text{м}}{\text{с}}]$ :

$$w = \frac{\dot{m}}{\rho_{air} \cdot A_{min}}, \quad (2.10)$$

где  $\rho_{air}$  – плотность воздуха,  $A_{min}$  – площадь минимального проходного сечения канала,  $[\text{м}^2]$ .

5. Динамическая вязкость воздуха в канале рассчитывается по уравнению связи динамической вязкости и температуры потока  $\mu_{air}, [Pa \cdot c]$  [38]:

$$\mu_{air} = 0,2073201 \cdot 10^{-6} \cdot (\bar{T}_f + 273,15)^{0,787431}. \quad (2.11)$$

6. Рассчитывается средний перепад давления по длине канала  $\Delta P_{av}, [Pa]$ :

$$\Delta P_{av} = \frac{\Delta P_{st} + \Delta P_{din}}{2}, \quad (2.12)$$

где  $\Delta P_{st}$  — перепад статического давления, [Па];  $\Delta P_{din}$  — перепад динамического давления, [Па].

7. Рассчитывается число Рейнольдса:

$$Re_d = \frac{\rho_{air} \cdot w \cdot d_t}{\mu_{air}}. \quad (2.12)$$

8. Рассчитывается число Эйлера:

$$Eu = \frac{\Delta P_{av}}{\rho_{air} \cdot w^2}. \quad (2.13)$$

9. Коэффициент трения рассчитывается как:

$$C_f = \frac{2 \cdot \Delta P_{av}}{\rho_{air} \cdot w^2}. \quad (2.14)$$

2) Расчет коэффициентов теплоотдачи и числа Нуссельта

В качестве входных параметров, кроме упомянутых выше, используются:

Результаты измерений:

-  $T_{w_i}^i$  – температура стенки  $i$ -й трубки, в точке установки термопары, расположенной под углом  $\varphi$  к потоку (рисунок 2.15), [°C]

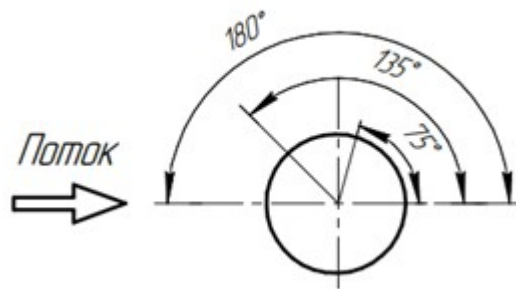


Рисунок 2.15 – Расположение термопар

-  $U_{tot}$  – общий перепад напряжения на нагревателе, [В];

Рассчитанные параметры потока

-  $C_p = 1005$  – удельная изобарная теплоемкость воздуха. Ввиду того, что данная величина не изменяется в диапазоне температур, при котором проводился эксперимент, величина принята равной константе  $\left[ \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ .

Теплопроводность воздуха  $\lambda_f$ ,  $\left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} \right]$  рассчитывается по формуле:

$$\lambda_f = 0,244 + 0,0000763636 \cdot \overline{T}_f. \quad (2.15)$$

Кинематическая вязкость воздуха  $\nu_{air}$ ,  $\left[ \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$ :

$$\nu_{air} = \frac{\mu_{air}}{\rho_{air}}. \quad (2.16)$$

Температуропроводность воздуха  $a_f, \left[ \frac{M^2}{c} \right]$ :

$$a_f = 0,5735255 \cdot 10^{-9} \cdot (\bar{T}_f + 273,15)^{1,853622}. \quad (2.17)$$

Число Прандтля потока:

$$Pr_f = \frac{\eta_{air}}{a_f} \quad (2.18)$$

Средняя температура i-й трубки  $\bar{T}_w^i, [^\circ C]$ :

$$\bar{T}_w^i = \frac{\sum T_{w_e}^i}{4}. \quad (2.19)$$

Средняя температура стенки трубок  $\bar{T}_w, [^\circ C]$ :

$$\bar{T}_w = \frac{\sum \bar{T}_w^i}{11}. \quad (2.20)$$

Число Прандтля при температуре стенки  $Pr_w$  рассчитывается аналогично числу Прандтля при температуре потока (уравнение 2.18) последовательным пересчетом динамической вязкости потока (уравнение 2.11), кинематической вязкости потока (уравнение 2.16) и температуропроводности потока (уравнение 2.17) при средней температуре стенки  $\bar{T}_w$  (уравнение 2.20).

Далее производится вычисление чисел Нуссельта по следующей схеме.

1. Рассчитывается локальный температурный напор  $\Delta T_{w_\phi}^i$  (на  $i$ -й трубке, в точке под углом  $\phi$  к потоку),  $[\text{°C}]$ , температурный напор по каждой трубке  $\Delta T_i$ ,  $[\text{°C}]$ , а также средний температурный напор  $\overline{\Delta T}_i$ ,  $[\text{°C}]$ :

$$\Delta T_{w_\phi}^i = T_{w_\phi}^i - T_f^i, \quad (2.21)$$

$$\Delta T_w^i = \overline{T}_w^i - T_f^i, \quad (2.22)$$

$$\Delta \overline{T}_w = \overline{T}_w - \overline{T}_f, \quad (2.23)$$

2. Температура потока в окрестности  $i$ -й трубки  $T_f^i$ ,  $[\text{°C}]$  вычисляется на основе предположения о линейном характере роста температуры по длине участка как:

$$T_f^i = T_{\text{вх}} + \frac{T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}}{L_{ch}} \cdot L_{ch}^i, \quad (2.24)$$

где  $L_{ch}$  - расстояние между термopарами на входе и выходе, а  $L_{ch}^i$  - есть расстояние от входа до  $i$ -й трубки,  $T_{\text{вх}}$  - температура потока на входе,  $[\text{°C}]$ ,  $T_{\text{вых}}$  - температура потока на выходе,  $[\text{°C}]$ .

3. Производится расчет количества тепла, выделившегося на каждой трубке  $Q_i$ ,  $[\text{Вт}]$ :

$$Q_i = U_i \cdot I \quad (2.25)$$

где  $U_i$  - перепад напряжения на  $i$ -й трубке;  $[\text{В}]$ ,  $I$  - сила тока в цепи,  $[\text{А}]$ .

4. Вычисляется количество тепла, переданное потоку  $Q$ ,  $[\text{Вт}]$ :

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}). \quad (2.26)$$

5. А затем проверяется выполнение теплового баланса  $\Delta Q, [\%]$ :

$$\Delta Q = \frac{Q - \sum Q_i}{Q} \cdot 100. \quad (2.27)$$

В ходе проведенных экспериментов расхождение теплового баланса  $\Delta Q$  не превышало значения 5 %.

6. Рассчитываются значения локальных коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_\varphi^i$  (на  $i$ -й трубке, в точке под углом  $\varphi$  к потоку),  $\left[ \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \right]$ , средние значения коэффициентов теплоотдачи по каждой трубке  $\alpha^i, \left[ \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \right]$ , а так же среднее значение коэффициента теплоотдачи в эксперименте  $\bar{\alpha}, \left[ \frac{Bm}{m^2 \cdot K} \right]$ :

$$\alpha_\varphi^i = \frac{Q_i}{A_t \cdot \Delta T_{w_\varphi}^i}, \quad (2.28)$$

$$\alpha^i = \frac{Q_i}{A_t \cdot \Delta T_w^i}, \quad (2.29)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{Q}{11 \cdot A_t \cdot \Delta \bar{T}_w}. \quad (2.30)$$

7. Рассчитываются величины локальных чисел Нуссельта  $Nu_\varphi^i$  (на  $i$ -й трубке, в точке под углом  $\varphi$  к потоку), средние значения чисел Нуссельта по каждой трубке  $Nu^i$ , а так же среднее значение числа Нуссельта эксперименте  $\bar{Nu}$ :

$$Nu_\varphi^i = \frac{\alpha_\varphi^i \cdot d_t}{\lambda_f}, \quad (2.31)$$

$$Nu^i = \frac{\alpha^i \cdot d_t}{\lambda_f}, \quad (2.32)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{\alpha} \cdot d_t}{\lambda_f}. \quad (2.33)$$

## 2.8 Методика обработки исследования количественных характеристик течения

Для обработки исследования применяется PIV-метод, это цифровая трассерная визуализация или лазерная анемометрия по изображениям частиц, которая позволяет измерять векторные поля скорости в выбранном сечении потока газа или жидкости.

Поток жидкости или газа засеивается твердыми частицами или трассерами, сечение потока засвечивается или "вырезается" минимум дважды световым ножом. Засветившиеся частицы регистрируются цифровой камерой (рисунок 2.16). Результатом становится два или более изображений, последующая обработка которых позволяет рассчитать смещение трассеров за время между вспышками лазера и построить поле скоростей.

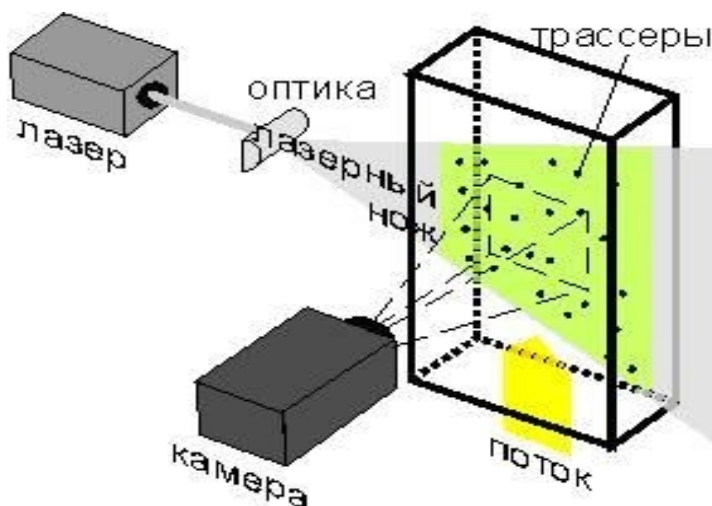


Рисунок 2.16 – модель PIV установки

## 2.9 Оценка неопределенности измерений

Оценка неопределенности измерений производилась на основе положений, изложенных в нормативных актах: ГОСТ-34100-1-2017 [41-43]. Определение неопределенности измерения было выполнено на основе модельного подхода, изложенного в работах [44, 45]. Результат измерения записывается следующим образом:

$$Y = y \pm u_p, P = 0,95, \quad (2.34)$$

где  $y$  – результат измерения;  $u_p$  – расширенная неопределенность измерения;  $P$  – значение доверительной вероятности.

Измеряемую величину  $Y$  на практике обычно не измеряют непосредственно, а определяют на основе  $N$  входных величин  $X_1, X_2 \dots X_n$  посредством функциональной зависимости:

$$Y = f(X_1, X_2 \dots X_n). \quad (2.35)$$

Входные величины  $X_1, X_2 \dots X_n$  рассматриваются как измеряемые величины, которые зависят от других величин и имеют свои входные оценки  $x_1, x_2 \dots x_n$ .

Стандартная неопределенность типа A,  $u_A$  – это среднеквадратическое отклонение средних арифметических показаний, которое служит характеристикой разброса значений величины  $\bar{x}_i$ .

$$u_A(\bar{x}_i) = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_i)^2}, \quad (2.36)$$

где  $n$  — количество измерений одного и того же значения величины.



Неопределенность измерения типа В определяется на базе имеющихся априорных данных о средстве измерения. Если для некоторой входной величины  $i$  имеется значение не исключённой систематической погрешности с границами  $\pm \sigma_i$ , то ее неопределенность по типу В вычисляется как:

$$u_B(x_i) = \frac{\sigma_i}{\psi_i}, \quad (2.37)$$

где  $\psi_i$  — коэффициент соответствующий принимаемому закону распределения внутри границ неисключаемой систематической погрешности, равный:

- $\psi_i = \sqrt{3}$  — для равномерного (или неизвестного) закона распределения;
- $\psi_i = 2$  — при нормальном законе распределения и  $P = 0,95$ ;
- $\psi_i = \sqrt{6}$  — треугольный закон распределения;
- $\psi_i = \sqrt{2}$  — распределение по закону арксинуса.

Величина суммарной стандартной неопределенности определяется на основе неопределенностей входных величин и степеней их влияния, определяемых коэффициентами чувствительности  $c_i$ . Они отражают как оценка выходной величины будет изменяться с изменением оценок входных величин  $x_i$ :

$$c_i = \frac{\partial y}{\partial x_i} = \frac{\partial Y}{\partial X_i} \vee \dot{x}_{x_1, x_2, \dots, x_n} \cdot \dot{x}_i \quad (2.38)$$

Если корреляция между входными величинами отсутствует, то суммарная стандартная неопределенность определяется по формуле:

$$u_c(y) = \sqrt{c_1^2 \cdot u^2(x_1) + c_2^2 \cdot u^2(x_2) + \dots + c_n^2 \cdot u^2(x_n)}. \quad (2.39)$$

Или с учетом корреляции между входными величинами:

$$u_c(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N c_i^2 \cdot u^2(x_i) + 2 \cdot \sum_{j=1}^{N-1} \sum_{i=j+1}^N c_i \cdot c_j \cdot u(x_i) \cdot u(x_j) \cdot r(x_i, x_j)}, \quad (2.40)$$

где  $r(x_i, x_j) = \frac{u(x_i, x_j)}{u(x_i) \cdot u(x_j)}$  – оценка коэффициента корреляции, а  $u(x_i, x_j)$  — оценка ковариации  $x_i$  и  $x_j$ .

Величина расширенной неопределенности  $u_p$  получается путем умножения суммарной стандартной неопределенности  $u_c$  величины на коэффициент охвата  $k$ , по формуле:

$$u_p(y) = k \cdot u_c(y). \quad (2.41)$$

Коэффициент охвата  $k$  согласно [43] определяется величиной коэффициента Стьюдента, для уровня доверия 0,95 и эффективного числа степеней свободы  $\nu_{eff}$  [44]. При отсутствии вкладов неопределенности типа А, коэффициент охвата при доверительной вероятности  $P = 0,95$ , принимается равным  $k = 2$ .

Ввиду наличия неисключимых факторов стандартная неопределенность измерения термопар, согласно [46;47], определенная по типу В была принята равной  $u_B(T) = 2 \cdot ((0,53 \pm 0,00046 \cdot T)) / \sqrt{3}$ , при неизвестном законе распределения величины.

Оценка неопределенности измерения показала, что величина коэффициента гидравлического сопротивления  $E_u$  на водном стенде определяется с относительной расширенной неопределенностью  $u_p$  от 7,0 до 24,1%, значения числа Нуссельта 13,2 до 19,1%, и на воздушном:  $\xi$  с относительной расширенной неопределенностью 7,0 до 13,4%, значения числа Нуссельта 9,0 до 14,9%, при доверительной вероятности  $P=0,95$ . Бюджет неопределенности измерения величин представлен в приложении 1.

## 2.10 Выводы по второй главе

В ходе выполнения работ во второй главе дано описание экспериментального стенда и новых рабочих участков для исследования как интегральных характеристик в каналах с пучками труб – теплоотдачи и сопротивления, так и локальных характеристики – полей скоростей, турбулентности, точек отрыва, размеров отрывных зон. Разработаны и описаны методики проведения исследований интегральных и локальных характеристик. Описаны методики обработки экспериментальных данных. Дана оценка неопределенности получения экспериментальных данных.

## Глава 3 Анализ результатов экспериментального исследования

### 3.1 Тестовые опыты

Сравнение экспериментальных данных для канала с коридорной компоновкой пучков гладких теплообменных труб по среднему коэффициенту теплоотдачи труб третьего и последующих рядов производилось с расчетными данными, полученными с использованием зависимости А.А. Жукаускаса [17] при  $Re > 10^3$ :

$$Nu_d = 0,22 \cdot Re_d^{0,65} \cdot Pr^{0,36}. \quad (3.1)$$

Результаты сравнения представлены на рисунке 3.1

Отмечено удовлетворительное согласование данных с отклонениями 1–9%.

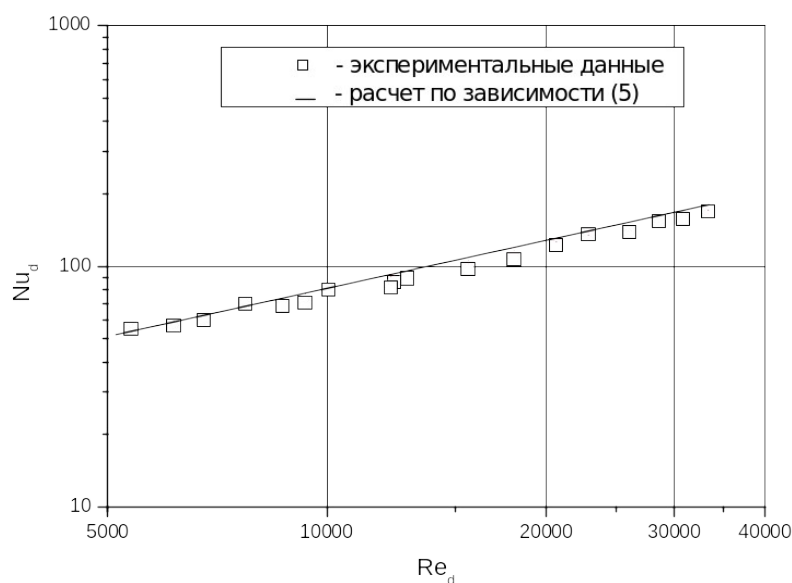


Рисунок 3.1 – Результаты тестовых опытов по теплоотдаче труб 4 ряда в канале с пучком трубы коридорной компоновки

Сравнение экспериментальных данных для канала коридорной компоновкой пучков гладких теплообменных труб по аэродинамическому сопротивлению производилось с расчетными данными, полученными с использованием зависимостей А.А. Жукаускаса [17]:

- для большого межрядного пространства ( $b > 1,7$ ) в диапазоне чисел  $Re = 10^3 \dots 10^4$

$$Eu = 0,115 \cdot \left( \frac{1}{a-1} \right)^{0,75} \cdot z, \quad (3.2)$$

где  $z$  – число рядов в пучке.

- для пучков с  $b > 1,7$  в диапазоне  $Re = 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ :

$$Eu = 0,26 \cdot \left( \frac{b-0,8}{a-1} \right) \cdot z \cdot Re^r, \quad (3.3)$$

где  $r = -0,12 \cdot \frac{b}{b-1}$  – степень при числе  $Re$ .

и Н.В. Кузнецова [18]:

$$Eu = 0,265 \cdot \left( \frac{b-0,8}{a-1} \right)^2 \cdot z \cdot Re^m, \quad (3.4)$$

где  $m = 0,88 \cdot \left( \frac{a-1}{b-1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1$  – степень при числе  $Re$ .

Результаты сравнения представлены на рисунке 3.4.

Отмечено удовлетворительное согласование данных с отклонениями 6–13%.

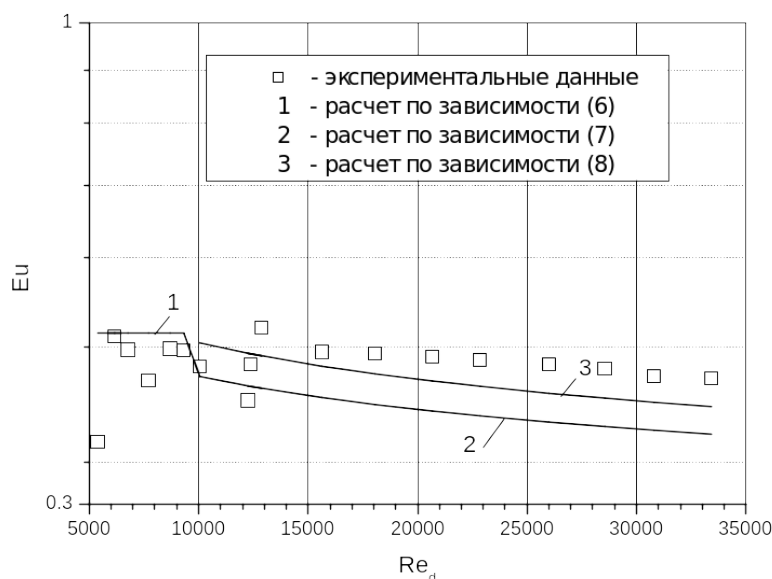


Рисунок 3.2 – Результаты тестовых опытов по аэродинамическому сопротивлению в канале с пучком труб при коридорной компоновке.

В целом, проведенные тестовые эксперименты показали, что воздушный экспериментальный стенд подходит для исследования обтекания пучков труб выемками сферической формы в широком диапазоне чисел  $Re = 700 \div 3,5 \cdot 10^4$  и охватывает ламинарный, смешанный и турбулентный режимы течения.

### 3.2. Исследование теплогидравлических характеристик пучков труб

Результаты экспериментального исследования аэродинамического сопротивления в канале коридорными пучками труб при различных вариантах нанесения вихрегенераторов представлены на рисунке 3.2. Показано, что в каналах с пучками труб №1 и №2 и №3 сопротивление увеличилось в среднем в 1,1 – 1,3 раз. Таким образом, нанесение сферических улублений незначительно увеличило коэффициент аэродинамического сопротивления коридорного пучка труб. Хотя при подобной компоновке на плоской поверхности увеличение сопротивления составляло бы 2,5 – 4 раза.

На рис. 3.4 показано распределение коэффициентов теплоотдачи в различных пучках труб при коридорной компоновке. Уровень теплоотдачи ряда №1 составляет 77%, а ряда №2 – 90% от уровня теплоотдачи третьего и четвертого рядов. Это качественно согласуется с литературными данными, в которых указывается, что теплоотдача первого ряда составляет 60%, а второго составляет приблизительно 90% от теплоотдачи третьего и последующих рядов.

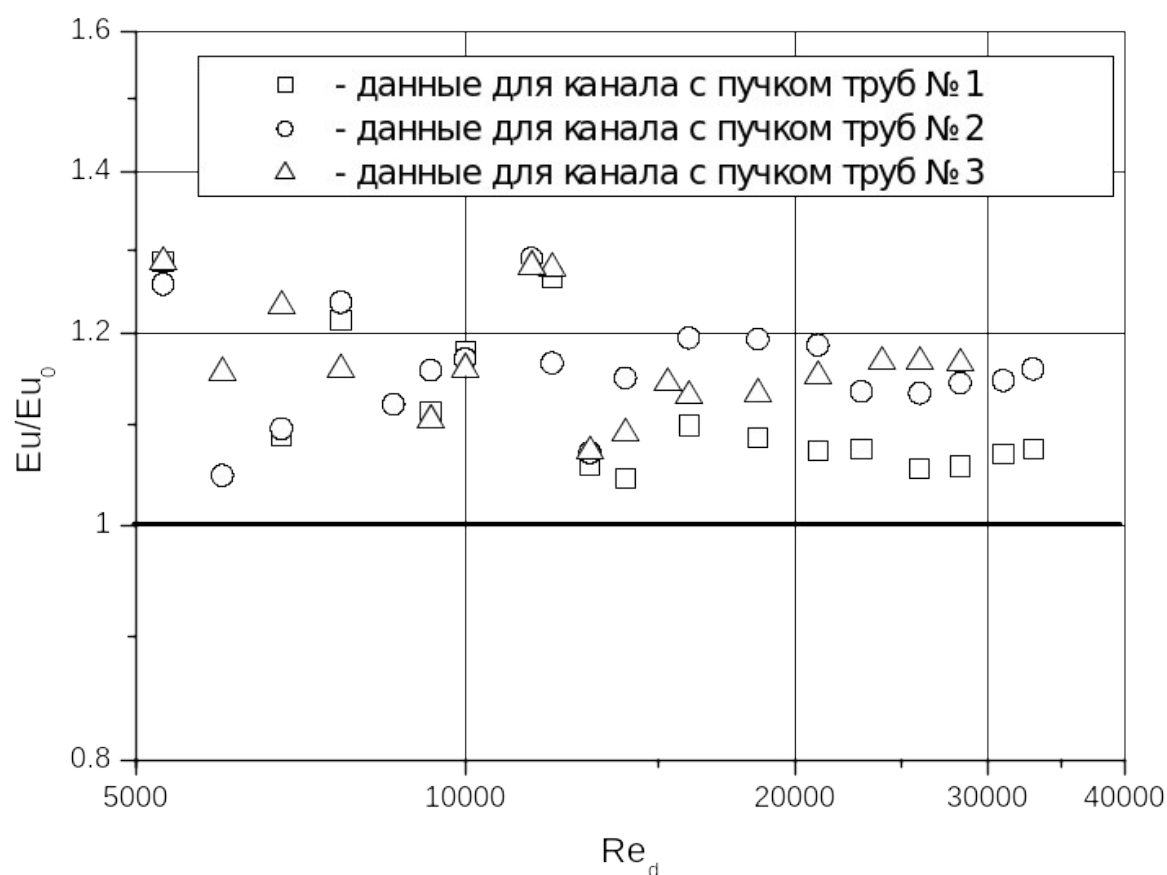


Рисунок 3.3 – Результаты экспериментального исследования сопротивления в канале с коридорным пучком труб

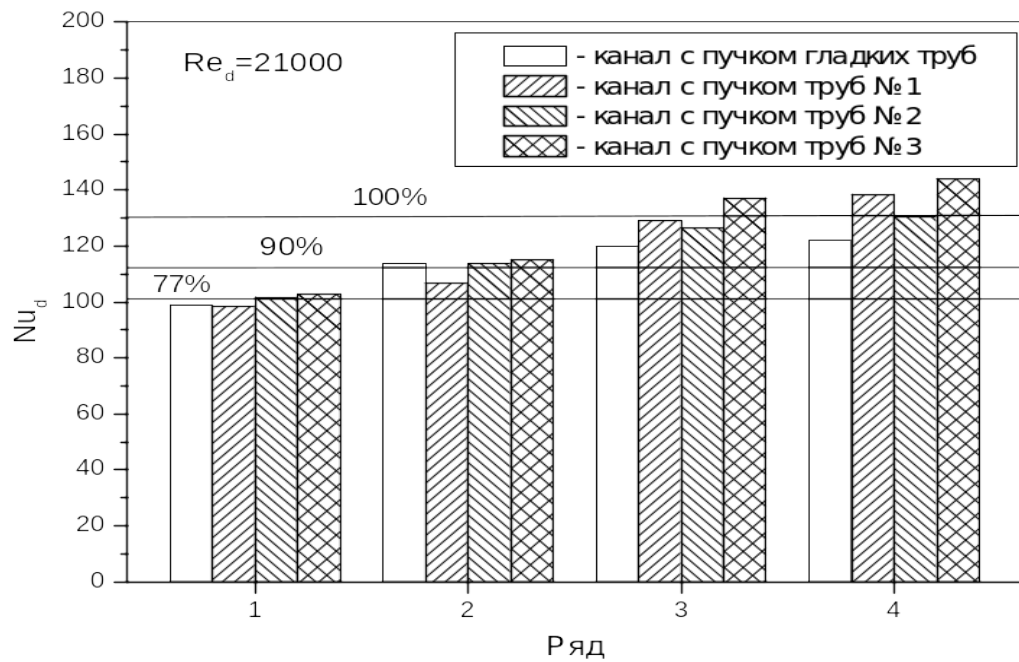


Рисунок 3.4 – Теплоотдача в различных рядах пучков труб при коридорной компоновке

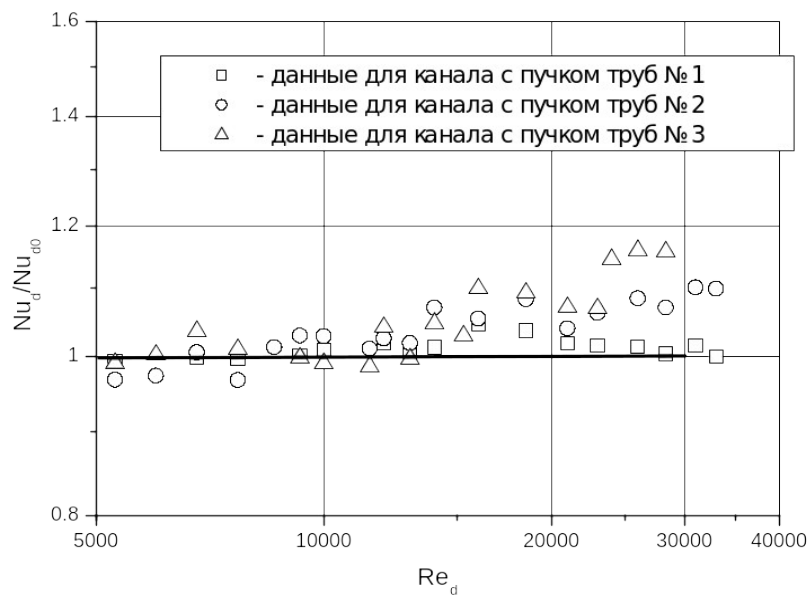


Рисунок 3.5 – Результаты экспериментального исследования теплоотдачи в канале с коридорным пучком труб



Установлено, что для труб №3 характерна наибольшая интенсификация теплоотдачи (рис.9), она составляет 1,05 – 1,16 раз. Наименьшая интенсификация теплоотдачи у пучков труб №1 и составляет в среднем 1,02 раз в диапазоне  $Re = 10^4 \div 3,5 \cdot 10^4$   $Re = (1-3,5) \cdot 10^4$ .

Теплогидравлическая эффективность коридорной компоновки пучков теплообменных труб (рисунок 3.6) во всем диапазоне исследуемых чисел  $Re$  ниже, чем эффективность гладкотрубных пучков. Наименьшая эффективность у пучка труб №1 и №2 и составила в среднем 0,9 в диапазоне  $Re = (15-34) \cdot 10^3$ . Наибольшая эффективность в этом диапазоне  $Re$  у пучков труб №3 с площадью нанесения вихрегенераторов 100% и составляет 0,98 – 1, при этом уровень интенсификации теплоотдачи составляет 1,1-1,16 раз.

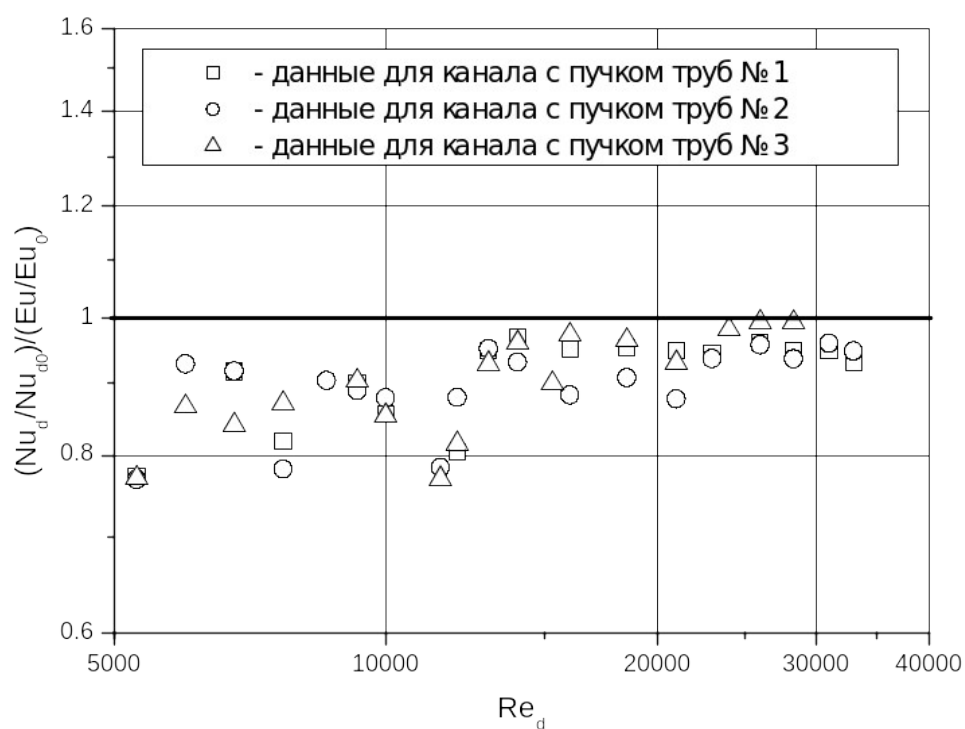


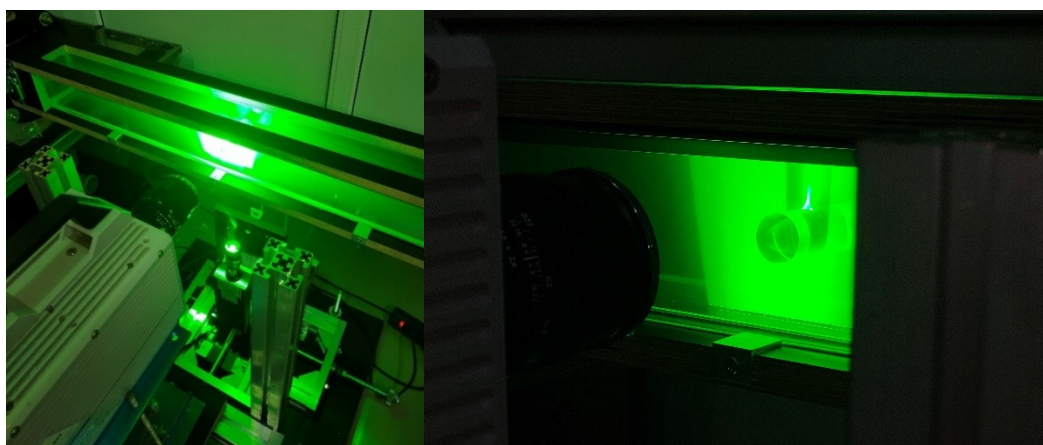
Рисунок 3.6 – Теплоаэродинамическая эффективность каналов с коридорными пучками труб

### 3.3 Визуализация обтекания одиночных цилиндров

Визуализацию проводили на ранее описанном стенде для метода PIV с использованием высокоскоростной камеры и системы лазерной подсветки (рисунок 3.7).

Низкая частота съемки позволила получить на снимках линии движения частиц. При этом расплывчатые треки частиц аэрозоля соответствуют зоне больших скоростей в потоке, а в области зоны отрыва и пограничного слоя можно наблюдать каждую частицу как отдельную точку.

Вихревые структуры в виде формирующихся круговых треков частиц также хорошо видны на визуализации. Съемка проводилась с большим приближением (20 пикселей на 1 мм) и без увеличения (1 пиксель на 1 мм). Направление движения частиц, границы вихрей и зона отрыва определялись путем сравнения соседних кадров.



а)

б)

Рисунок 3.7 – Система лазерной подсветки и высокоскоростной камеры: а) фотография системы общим планом, б) исследуемый образец в рабочем участке при работающем лазере

На рисунках 3.8 и 3.9 представлены результаты визуализации обтекания одиночного гладкого цилиндра воздушным потоком со скоростью

0,91 м/с. Режим течения воздуха ламинарный. За цилиндром возникает осесимметричная отрывная зона с парой вихрей. Отрывная зона по размеру составляет 1,5 – 2 диаметра цилиндра. Точка отрыва на рисунке 3.8 соответствует углу  $70-75^\circ$ . Структура течения в отрывной зоне соответствует ранее описанным в литературе.

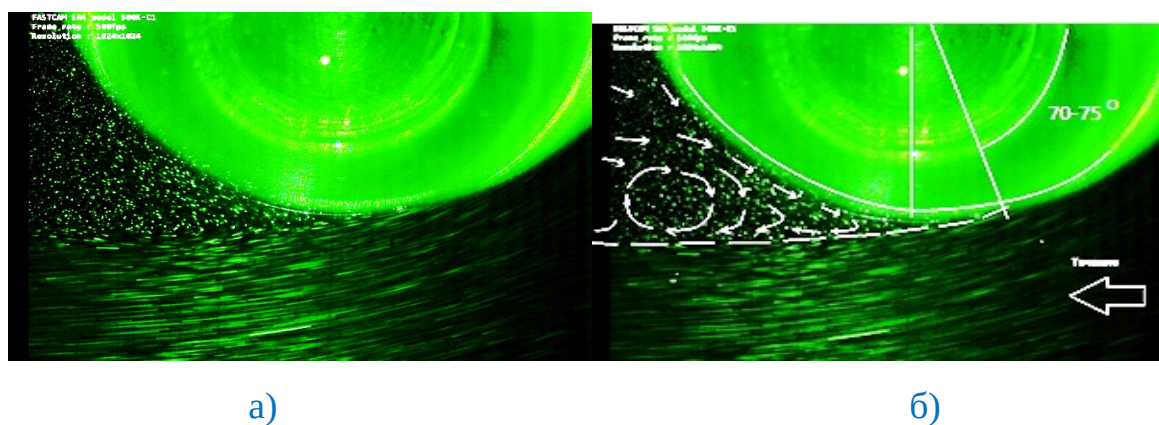


Рисунок 3.8 – Результаты визуализации точки отрыва при обтекании одиночного гладкого цилиндра потоком со скоростью  $0,91 \frac{м}{с}$ ,  $Re_d=1211$ : а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

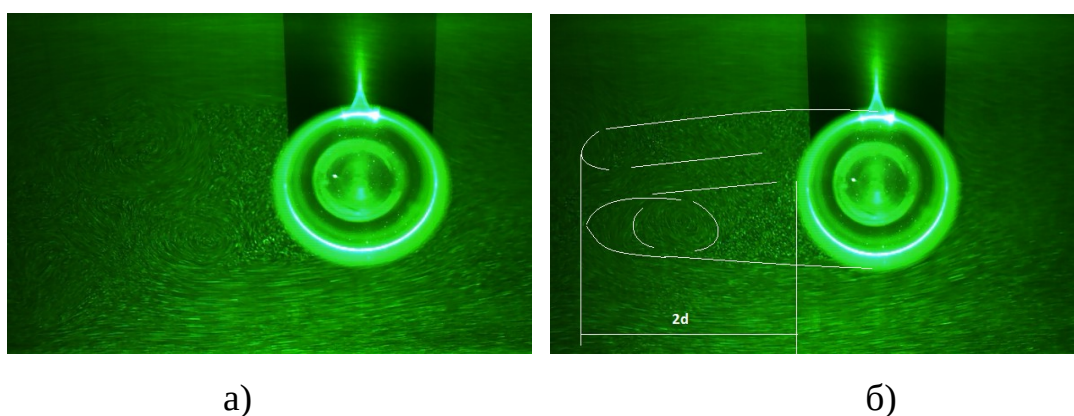


Рисунок 3.9 – Результаты визуализации обтекания одиночного гладкого цилиндра потоком со скоростью  $0,91 \frac{м}{с}$ ,  $Re_d=1211$ : а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

На рисунке 3.10 представлены результаты визуализации обтекания одиночного гладкого цилиндра воздушным потоком со скоростью  $1,97 \text{ м/с}$ . Режим течения основного потока ламинарный. Течение в зоне отрыва характеризуется увеличенной нестационарностью. Можно наблюдать вихревые цепочки – дорожки Кармана.

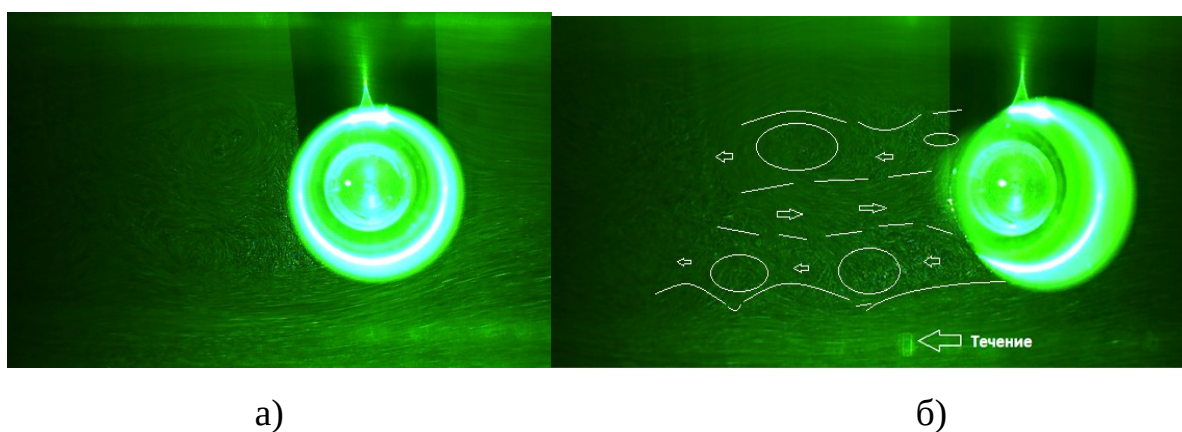


Рисунок 3.10 – Результаты визуализации обтекания одиночного гладкого цилиндра потоком со скоростью  $1,97 \text{ м/с}$ ,  $Re_d=2622$ : а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

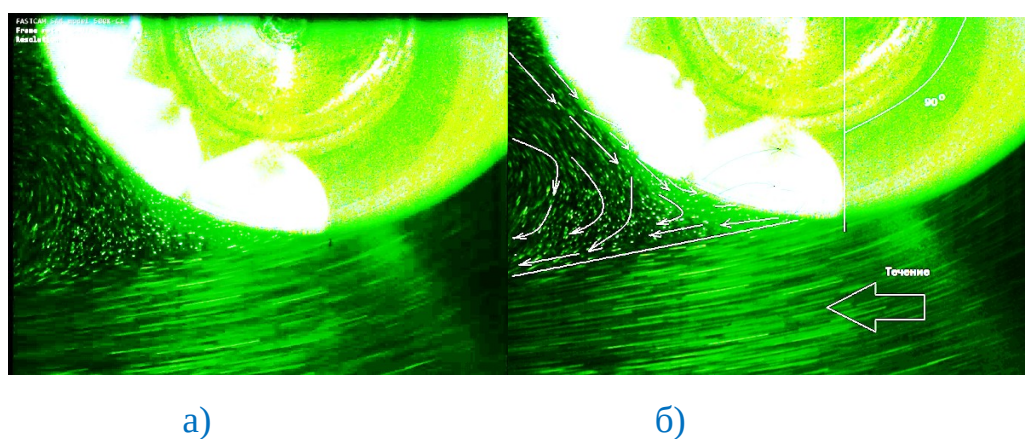


Рисунок 3.11 – Результаты визуализации обтекания потоком со скоростью  $0,91 \text{ м/с}$ ,  $Re_d=1211$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 50%: а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения



На рисунках 3.11 и 3.12 представлены результаты визуализации обтекание одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 50% воздушным потоком со скоростью 0,91 м/с. Режим течения воздуха ламинарный. За цилиндром возникает осесимметричная отрывная зона с парой вихрей. Точка отрыва на рисунке 3.12 соответствует углу  $90^\circ$ . Возможно он был бы и больше, но большие углы приходится на зону размещения выемки. В выемке около точки отрыва наблюдается вихревое движение, поток заходит в выемку в задней кромке и выбрасывается из нее в зоне передней кромки, вследствие того, что в выемке должно создаваться разряжение.

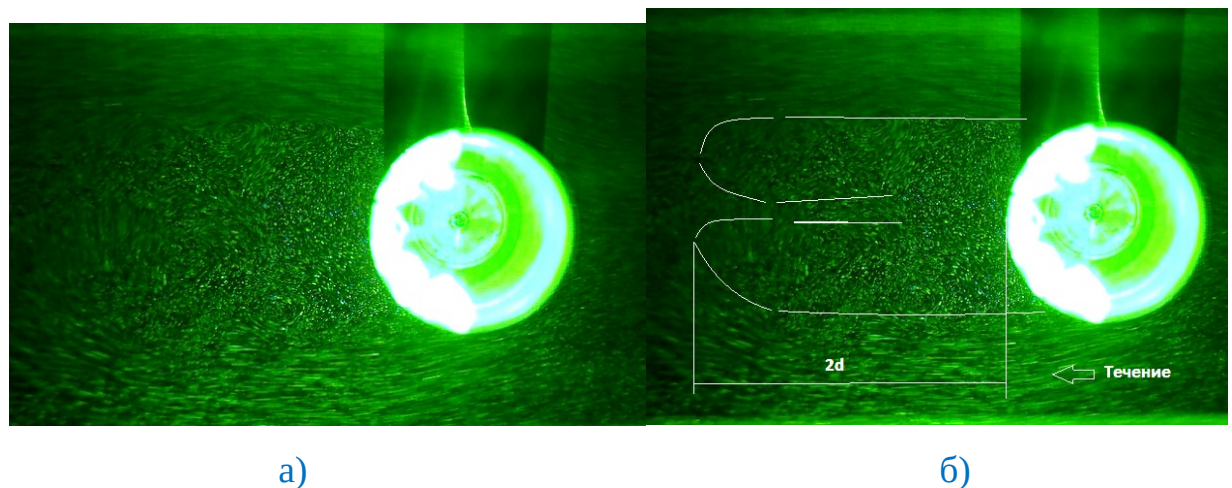


Рисунок 3.12 – Результаты визуализации обтекания потоком со скоростью 0,91 м/с,  $Re_d=1211$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 50%:  
а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

На рисунке 3.13 представлены результаты визуализации обтекания воздушным потоком одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 50% со скоростью 1,97 м/с. Режим течения основного потока ламинарный. Течение в отрывной зоне характеризуется увеличенной нестационарностью. Можно наблюдать периодический отрыв вихрей – дорожки Кармана.

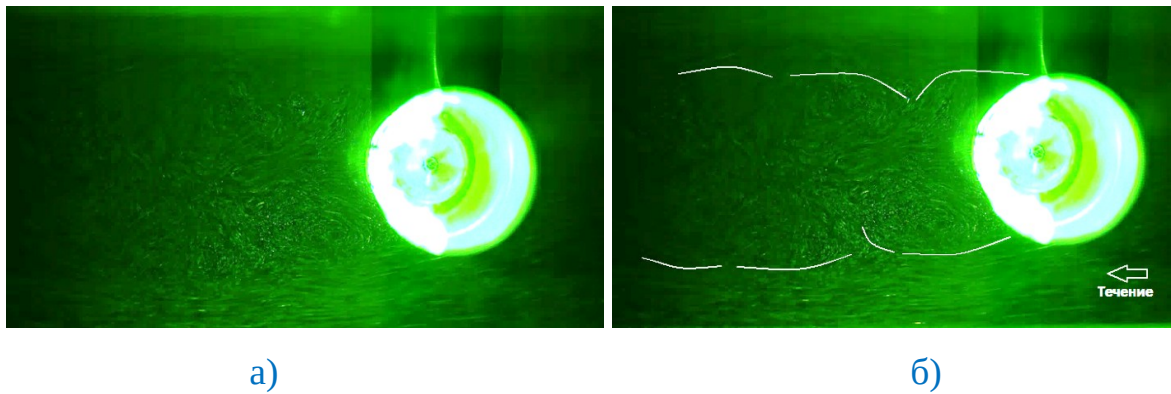


Рисунок 3.13 – Результаты визуализации обтекания потоком со скоростью  $1,97 \text{ м/с}$ ,  $\text{Re}_d=2622$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 50%: а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

Для чисел  $\text{Re}_d=1211$  для одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 50% была проведена визуализация при размещении цилиндра выемками навстречу потоку. Сопоставляя рисунки 3.12 и 3.14, мы наблюдаем, что размещение выемок при одном и том же числе  $\text{Re}$  дестабилизирует течение за цилиндром, вызывая более раннее возникновение дорожки Кармана.

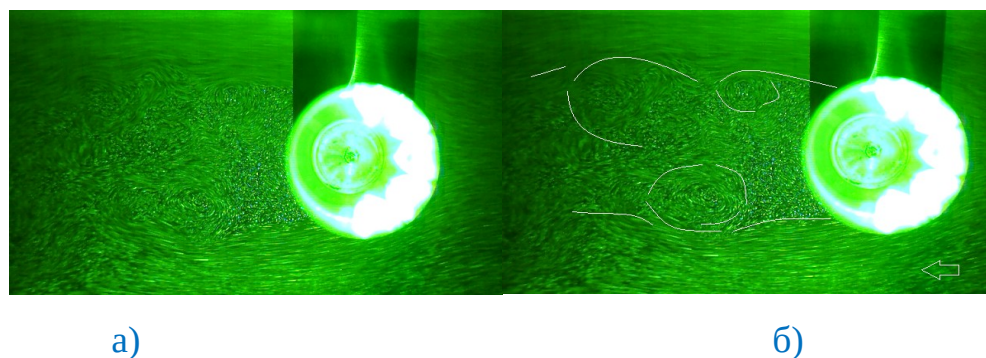


Рисунок 3.14 – Результаты визуализации обтекания потоком одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 50% при размещении выемок в

области натекания. Скорость потока  $0,91 \text{ м/с}$ ,  $Re_d=1211$  а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

На рисунках 3.15 и 3.16 представлены результаты визуализации обтекание одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 75% воздушным потоком со скоростью  $0,91 \text{ м/с}$ . Режим течения воздуха ламинарный. За цилиндром возникает осесимметричная отрывная зона с парой вихрей. Точка отрыва на рисунке 3.15 соответствует углу  $90^\circ$ . В выемке около точки отрыва наблюдается вихревое движение, поток заходит в выемку в задней кромке и выбрасывается из нее в зоне передней кромки, вследствие того, что в выемке должно создаваться разрежение.

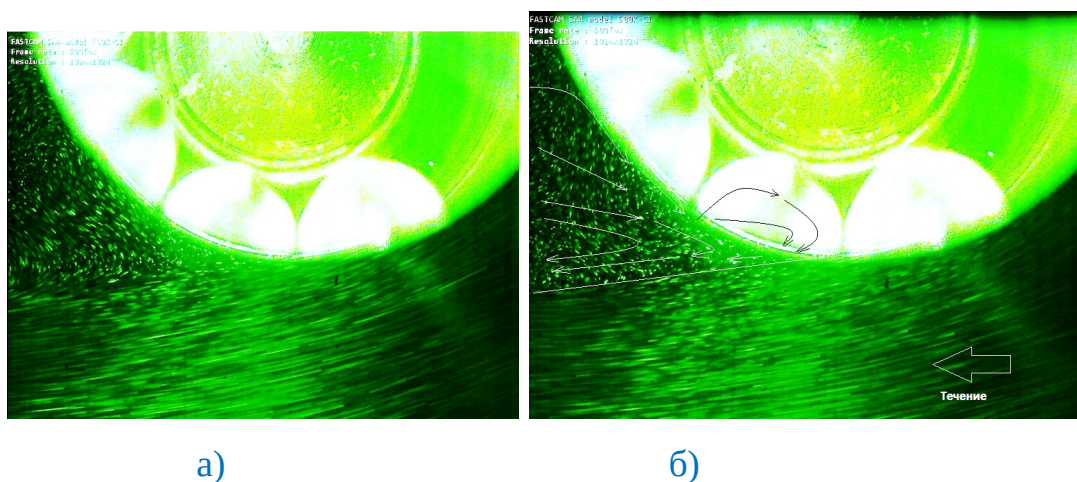


Рисунок 3.15 – Результаты визуализации обтекания потоком со скоростью  $0,91 \text{ м/с}$ ,  $Re_d=1211$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 75%: а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

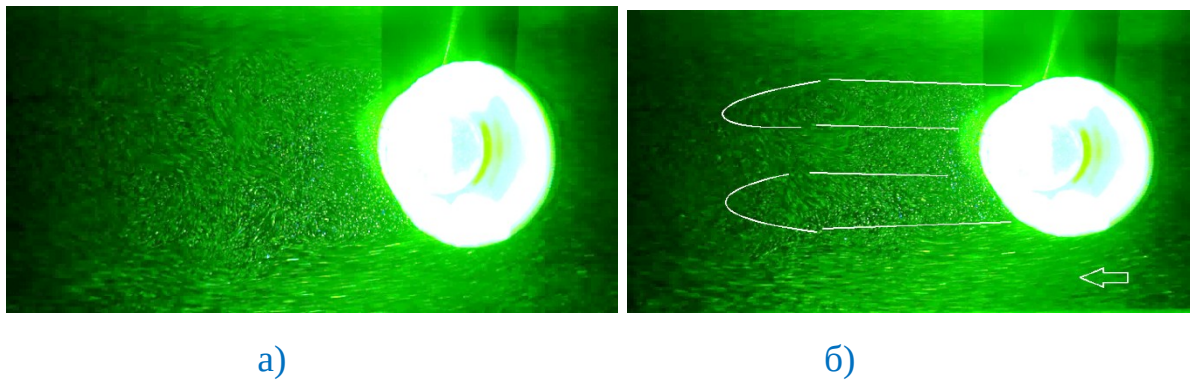
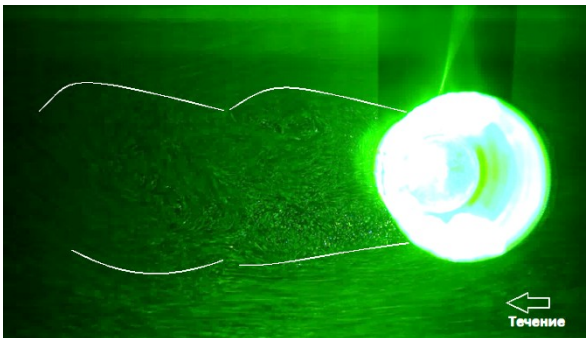
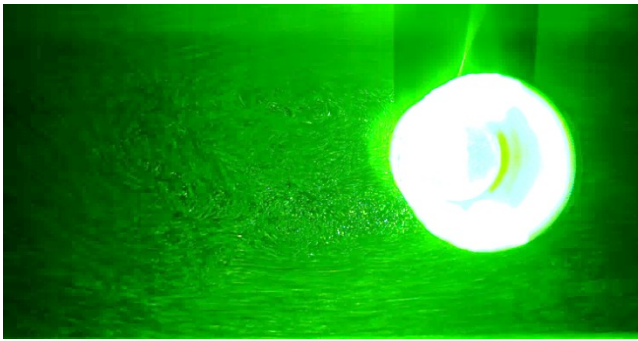


Рисунок 3.16 – Результаты визуализации обтекания потоком со скоростью  $0,91 \text{ м/с}$ ,  $\mathcal{R}_d=1211$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 75%:  
а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

На рисунке 3.17 представлены результаты визуализации обтекания потоком одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 75% воздушным потоком со скоростью  $1,97 \text{ м/с}$ . Режим течения основного потока ламинарный. Течение в отрывной зоне характеризуется увеличенной нестационарностью. Можно наблюдать периодический отрыв вихревых структур – дорожки Кармана.





а)

б)

Рисунок 3.17 – Результаты визуализации обтекания потоком  $1,97 \text{ м/с}$ ,  $Re=2622$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 75%: а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

На рисунках 3.18 и 3.19 представлены результаты визуализации обтекание одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 100% воздушным потоком со скоростью  $0,91 \text{ м/с}$ . Режим течения воздуха ламинарный. За цилиндром возникает осесимметричная отрывная зона с парой вихрей. Точка отрыва на рисунке 3.18 соответствует углу  $90^\circ$ . В выемке около точки отрыва наблюдается вихревое движение, поток заходит в выемку в задней кромке и выбрасывается из нее в зоне передней кромки, вследствие того, что в выемке должно создаваться разрежение.

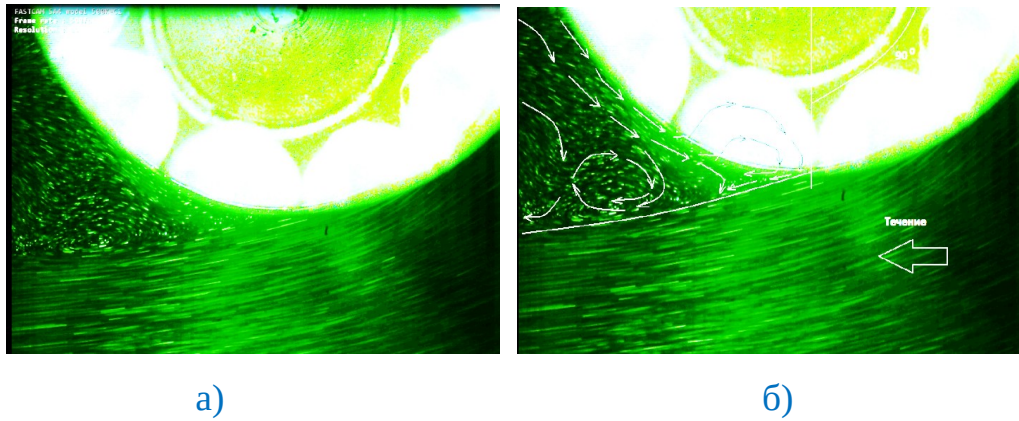


Рисунок 3.18 – Результаты визуализации обтекания потоком со скоростью  $0,91 \text{ м/с}$ ,  $\text{Re}_d=1211$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 100%:  
а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

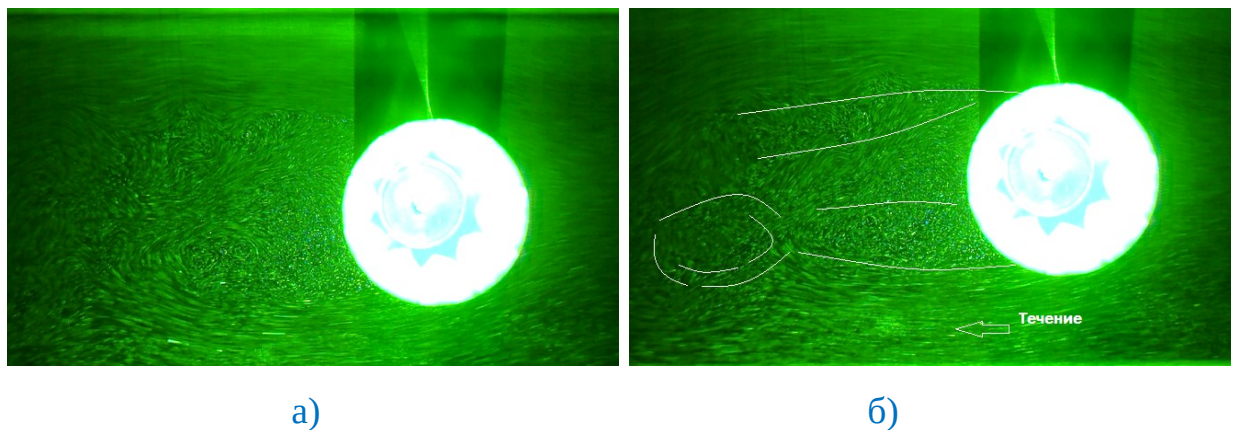


Рисунок 3.19 – Результаты визуализации обтекания потоком со скоростью  $0,91 \text{ м/с}$ ,  $\text{Re}_d=1211$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 100%:  
а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

На рисунке 3.20 представлены результаты визуализации обтекания одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 100% потоком со скоростью  $1,97 \text{ м/с}$ . Режим течения основного потока ламинарный. Течение в отрывной зоне характеризуется увеличенной нестационарностью. Следует отметить, что наблюдается большее количество вихревых структур, более

дестабилизировано течение за выемкой и более раннее формирование дорожки Кармана.

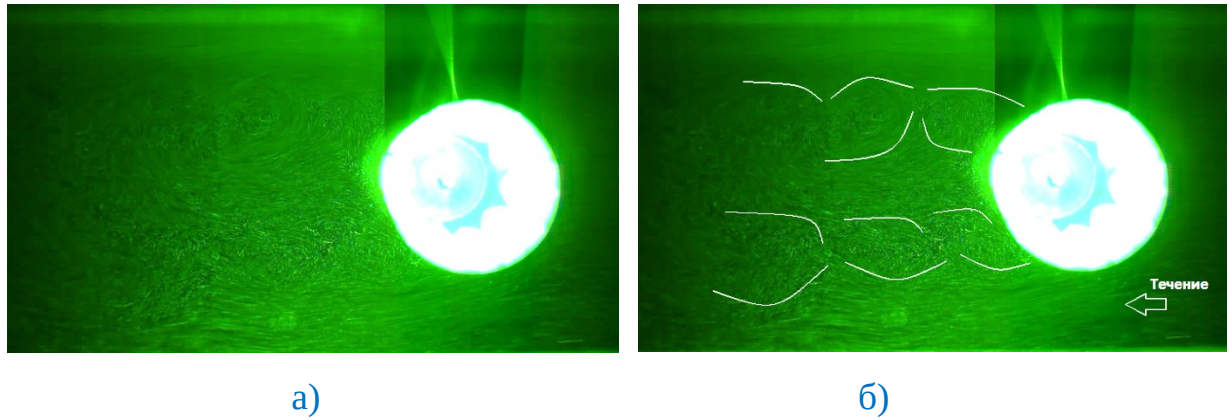


Рисунок 3.20 – Результаты визуализации обтекания потоком со скоростью  $1,97 \text{ м/с}$ ,  $Re_d=2622$  одиночного цилиндра с площадью нанесения выемок 100%:  
а) результат визуализации, б) результат интерпретации схемы течения

По полученным результатам визуализации можно говорить о влиянии выемок на течение – даже при малых числах Рейнольдса точка отрыва смещается по потоку с  $70-75^\circ$  до  $90^\circ$ , что уменьшает зону отрыва и способствует уменьшению роста гидравлического сопротивления в зависимости от чисел Рейнольдса.

### 3.4 Исследование структуры потока при обтекании одиночных труб

Скорости, структура течения при обтекании цилиндра может быть получена при использовании PIV –метода.

На рисунке 3.21 показаны области съемки камерой, они охватывают зоны передней критической точки (область 1), область отрыва потока или точку отрыва потока (область 2) и рециркуляционную зону (область 3).

Результаты обработки данных, полученных PIV-методом представлены в таблицах 3.1, 3.2. Они включают измерения мгновенных и осредненных векторов скорости. По осредненным векторам скорости

построены линии тока. Результаты позволяли более точно, чем визуализация определить структуру картины обтекания одиночных цилиндров, определить области рециркуляции и положение точки отрыва потока на поверхности.

Обработка данных проводилась в Open PIV MATLAB.

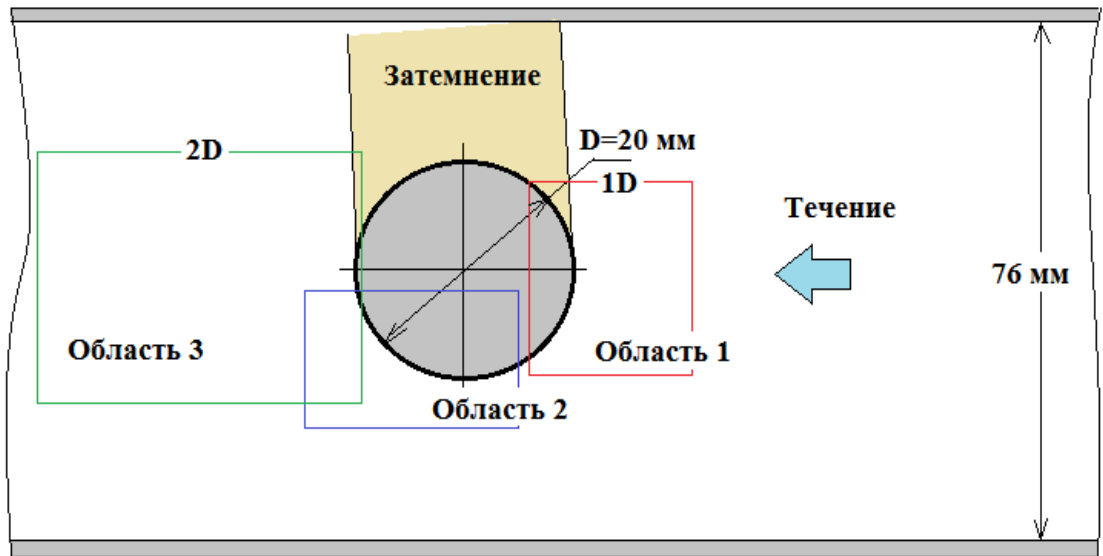


Рисунок 3.21 – Области съемки потока

Таблица 3.1 – Результаты проведения PIV – метода и визуализации обтекания гладкого цилиндра потоком со скоростью 2,45 м/с,  $Re_d=3363$

Область 1	Область 2	Область 3
Линии тока по выделенным областям съемки		



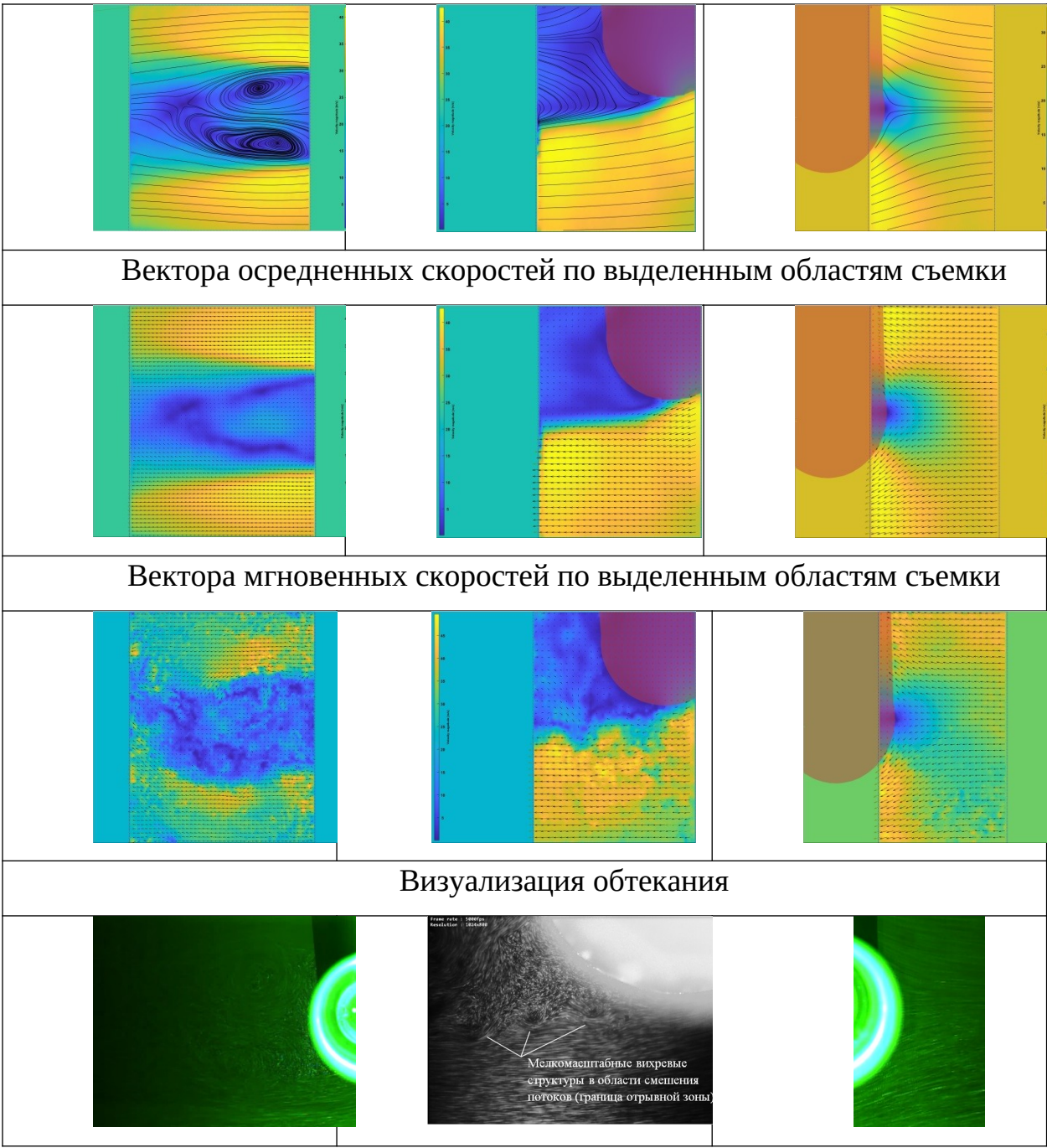
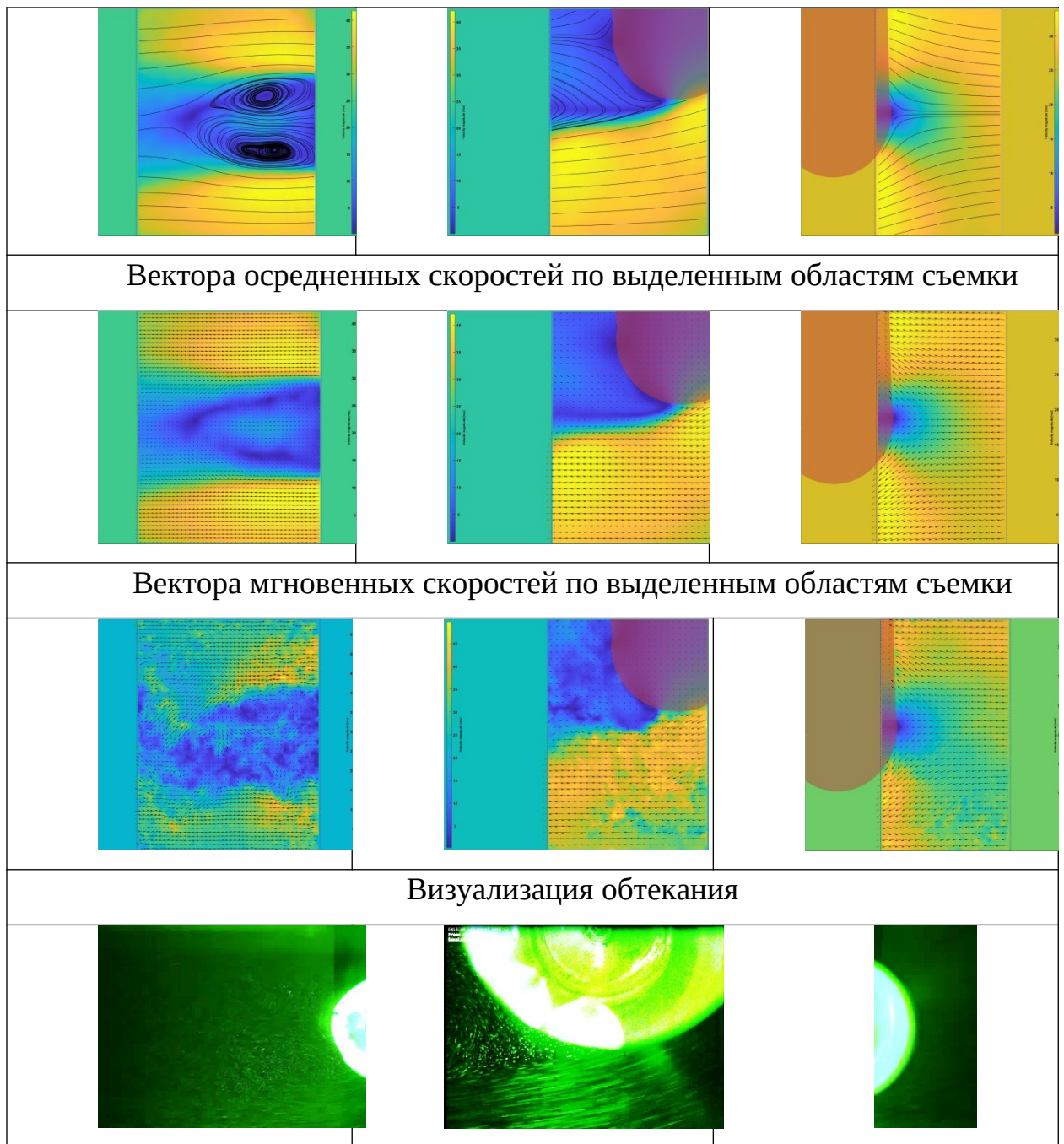


Таблица 3.2 – Результаты проведения PIV – метода и визуализации обтекания цилиндра с «облунением» 50 % цилиндра при скорости потока 2,45 м/с,  $Re_d = 3363$

Область 1	Область 2	Область 3
Линии тока по выделенным областям съемки		



### 3.5 Выводы по третьей главе

1. Проведено исследование сопротивления и теплоотдачи коридорных пучков труб с различными компоновками вихрегенераторов на их поверхности, распределения локальных коэффициентов теплоотдачи по длине окружности труб, распределения теплоотдачи в рядах труб и средней теплоотдачи пучков труб.

2. Выявлено, что в коридорных пучках труб увеличение аэродинамического сопротивления составило: для  $f=1,21-1,1$  раз ;  $f=1,31-1,1-1,3$  раз;  $f=1,41-1,1-1,3$  раз.

3. Определена интенсификация теплоотдачи в коридорных пучках труб: для  $f=1,21-1,01-1,05$  раз;  $f=1,31-1,01-1,1$  раз;  $f=1,41-1,05-1,16$  раз.

4. Наибольшая теплоаэродинамическая эффективность для коридорных пучков труб с площадью нанесения вихрегенераторов 100% составила 0,98 – 1,0. Наименьшая эффективность для пучка труб с площадью нанесения вихрегенераторов 50 % и 75 % составила в среднем 0,89.

5. Проведена визуализация обтекания потоком одиночных цилиндров с вихрегенераторами. Установлена зависимость картины обтекания, в том числе точки отрыва потока от плотности формирования выемок на поверхности цилиндров при  $Re=10^3 \div 2,5 \cdot 10^3$ .

## Заключение

Пучки труб широко используются в технических задачах, таких как котлы-утилизаторы, экономайзеры, фильтры рабочих жидкостей, в кожухотрубных системах. На долю трубного оборудования приходится 80% всего мирового рынка оборудования.

В литературе имеется большое количество исследований режимов течения, сопротивления и теплопередачи различных типов трубных пучков в широком диапазоне режимов и геометрических параметров.

В научной и справочной литературе имеются зависимости для расчета теплопередачи и сопротивления гладких и оребренных пучков труб.

Выявлено, что имеются предложения по снижению сопротивления пучков труб за счет нанесения вихрегенераторов и уменьшения аэродинамического следа за трубами. Здесь имеются ограниченное количество работ и полностью отсутствуют рекомендации для оценки теплоотдачи и сопротивления в зависимости от режимных и геометрических параметров.

В ходе выполнения работ во второй главе дано описание экспериментального стенда рабочих участков для исследования как интегральных характеристик в каналах с пучками труб – теплоотдачи и сопротивления, так и локальных характеристики – полей скоростей, турбулентности, точек отрыва, размеров отрывных зон. Разработаны и описаны методики проведения исследований интегральных и локальных характеристик. Описана методика обработки экспериментальных данных. Дана оценка неопределенности получения экспериментальных данных

Проведено исследование сопротивления и теплоотдачи коридорных пучков труб с различными компоновками вихрегенераторов на их поверхности, распределения локальных коэффициентов теплоотдачи по длине окружности труб, распределения теплоотдачи в рядах труб и средней теплоотдачи пучков труб.



Выявлено, что в коридорных пучках труб увеличение аэродинамического сопротивления составило: для  $f = 1,21 - 1,1$  раз;  $f = 1,31 - 1,1 - 1,3$  раз;  $f = 1,41 - 1,1 - 1,3$  раз.

Определена интенсификация теплоотдачи в коридорных пучках труб: для  $f = 1,21 - 1,01 - 1,05$  раз;  $f = 1,31 - 1,01 - 1,1$  раз;  $f = 1,41 - 1,05 - 1,16$  раз. Наибольшая теплогидравлическая эффективность для коридорных пучков труб с площадью нанесения вихрегенераторов 100 % составила 0,98 – 1,0. Наименьшая эффективность для пучка труб с площадью нанесения вихрегенераторов 50 и 75 % составила в среднем 0,89.

Проведена визуализация обтекания одиночных цилиндров с вихрегенераторами. Установлена зависимость картины обтекания, в том числе точки отрыва потока от плотности формирования выемок при  $Re = 10^3 \div 2,5 \cdot 10^3$ .

## Conclusion

Tube bundles are widely used in technical tasks such as air coolers, boilers, economizers, coolers of slave liquids, in shell-and-tube heat exchangers. The share of tubular heat-exchangers accounts for 80% of the entire global market.

In the literature, there are a large number of studies on the flow regimes, resistance and heat transfer of various types of tube bundles in a wide range of varying regime and geometric parameters.

In the scientific and reference literature, there are dependencies for calculating the heat transfer and resistance of smooth and finned tube bundles.

It was revealed that there are proposals to reduce the resistance of tube bundles by applying vortex generators and reducing the aerodynamic wake behind the tubes. There are a limited number of works here and there are no recommendations for assessing heat transfer and resistance depending on the regime and geometric parameters.

In the course of the work, the second chapter describes the experimental stand and new working areas for studying both integral characteristics in channels with tube bundles - heat transfer and resistance, and local characteristics - velocity fields, turbulence, separation points, sizes of separation zones. Techniques for conducting studies of integral and local characteristics have been developed and described. Methods for processing experimental data are described. An estimate of the uncertainty of obtaining experimental data is given

The hydraulic resistance of in-line tube bundles with different arrangements of vortex generators on the surfaces, the distribution of local heat transfer coefficients along the tube circumference, the distribution of heat transfer in tube rows, and the average heat transfer of tube bundles were studied.

It was revealed that the increase in aerodynamic resistance in corridor-type tube bundles is: for  $f=1,21-1,1$ ;  $f=1,31-1,1-1,3$ ;  $f=1,41-1,1-1,3$

The intensification of heat transfer in corridor-type tube bundles: for:  $f=1,31-1,01-1,1$ ;  $f=1,41-1,05-1,16$ .

The highest heat and aerodynamic efficiency for tube bundles with a vortex generator application area of 100% with in-line layout was 0.98 - 1.0. The lowest efficiency for the tube bundle with the application area of the vortex generators is 50 and 75% and averaged 0.89.

Visualization of single cylinders with vortex generators was carried out. The dependence on the density of the formation of grooves of the flow pattern at  $\Re = 10^3 \div 2,5 \cdot 10^3$ , including the point of separation of the flow, is established.

## Библиография

33. Баранова, Т.А. Сопротивление и теплообмен одиночной трубы с поверхностными генераторами вихрей / Т.А. Баранова, Е.С. Данильчик, Ю.В. Жукова, Р.Г. Кадыров, А.А. Маршалова. И.А. Миронов, А.Н. Попов, А.Д. Чорный // Тепловые процессы в технике. 2021. Т. 13. №11. С. 495–508.

1. Басина, И. П. Исследование аэродинамического сопротивления сферической частицы при теплообмене и горении / И. П. Басина // Теплоэнергетика. 1969. № 1. С. 75.

10. Биркгоф Г. Гидродинамика: Методы, факты, подобие. Пер. со 2-го перераб. англ. изд. под ред. Гуревича М. И. и Смирнова В. А. / Г. Биркгоф / М: Изд-во Иностранной литературы, 1963. 244 с.

2. Боришанский, В. М. Жидкометаллические теплоносители /В. М. Боришанский, С. С. Кутателадзе, И. И. Новиков, О. С. Федынский/. 1976. 124 с.

11. Ван-Дайк, М. Альбом течений жидкости и газа: Пер. с англ. / М.Ван-Дайк / М.: Изд-во Мир, 1986. 184 с.

3. Зысина, Л. М. Теплообмен в турбомашинах / Л. М. Зысина, Л. В. Зысина, М. П. Поляк / Машиностроение, 1974. С. 26-27

4. Исатаев, С. И. Теплоотдача шара при струйном обтекании / С.И. Исатаев, З. Ж. Жанабаев // «Инж.-физ. журн.», 1968, т. 14, № 4. 586 с.

5. Кутателадзе, С. С. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое / Кутателадзе С. С., Леонтьев А. И. / М.: Изд-во «Энергия», 1972. 432 с.

6. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский / М., Изд-во «Наука», 1970. 705 с.

7. Федяевский, К. К. Расчет турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости / К. К. Федяевский, А. С. Гиневский А. В. Колесников / Л.: Судостроение, 1973. 265 с.

8. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг / М.: Изд-во «Наука», 1969. 676 с.

9. Шлихтинг Г., Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг /. М: Изд-во «Наука», 1974. 712 с.
12. Готман, А.Ш. Теоретические и экспериментальные основы гидродинамики водоизмещающих судов: монография : / А.Ш. Готман /. Новосибирск.: Изд-во СГУВТ, 2018 – 613 с.
13. Eiffel G., Comptes Rendus, 155 (1921), pp.1597-1599.
14. Прандтль, Л. Гидроаэромеханика / Л. Прандтль /. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000, 576 с.
15. Ландау, Л.Д. Гидродинамика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц /. М.: Изд-во Наука, 1986. Т.6. 736 с.
16. Yurchenko N., River R., Pavlovsky R. Control of the profile aerodynamics using streamwise vortices generated in a boundary layer / Proc. World Congress “Aviation in the XXI-st Century”. Kyiv, Ukraine. 2003. Pp.14-16.
17. Жукаускас, А.А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке / А.А. Жукаускас, В. И. Макарявичюс, А.А. Шланчяускас /. Вильнюс: изд-во «Минтис», 1968. 191 с.
18. Кузнецов, Н.В. Новые расчетные формулы для сопротивления поперечно-обтекаемых трубных пучков / Н.В. Кузнецов, А.В. Щербакова, Е.Я. Титова // Теплоэнергетика. 1954. №9. С. 27-32.
19. Гортышов, Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова /. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 531 с.
20. Попов И.А. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова /. Казань: Центр инновационных технологий. 2009. 560 с.
21. Williamson C. H. K. Vortex dynamics in the cylinder wake. Annu. Rev. Fluid. Mech., 1996, № 28, Pp 477-539.

22. Дееб, Р. Обобщение и анализ результатов последних исследований в области улучшения характеристик теплообмена и гидродинамики при поперечном обтекании гладких труб / Р. Дееб // Тепловые процессы в технике. 2021. Т. 13. №2. С. 50–69.

23. Nouri-Borujerdi A., Lavasani A.M. Experimental study of forced convection heat transfer from a cam shaped tube in cross flows. International Journal of Heat and Mass Transfer 50 2007. 2605–2611

24. Igarashi T. Flow Characteristics around a Circular Cylinder with a Slit (2nd Report, Effect of Boundary Layer Suction). Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 207, 1982, 1389-1297

25. Igarashi T., Shiba Y., Drag reduction for D-shape and I-shape cylinders (Aerodynamic Mechanism of Reduction of Drag). JSME International Journal, Series B. Vo.49, No.4, 2006, 1036

26. Igarashi T., Effect of Tripping Wires on the Flow around a Circular Cylinder Normal to an Airstream. Bulletin of JSME, Vol.29, No. 255, 1986, 2917

27. Терех, А.М. Аэродинамическое сопротивление одиночных труб каплеобразной формы и визуализация их обтекания / А.М. Терех, А.И. Руденко, Ю.В. Жукова, А.В. Семеняко, В.А. Кондратюк. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 6/8 (60), 2012, С. 63-68.

28. Дееб, Р. Численное исследование теплообмена и аэродинамики одиночных труб каплевидной формы / Р. Дееб, Д. В. Сиденков // Вестник Международной академии холода. 2020. № 3. С. 91-99.

29. Исаев С. А. Численное исследование влияния шероховатости на конвективный теплообмен при стационарном ламинарном обтекании маслом М20 кругового цилиндра / С. А. Исаев, Ю. В. Жукова, П. А. Баранов, А. Г. Судаков // Теплофизика высоких температур, 2015, Т. 53. № 5, С. 765–772.

30. Deeb R., Sidenkov D.V., Salokhin V.I. Numerical investigation of thermal-hydraulic performance of circular and non-circular tubes in cross-flow // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2021. № 2, с.102-117

31. Никитюк, П.С. Особенности обтекания плоскоовальной трубы в поперечном потоке / П.С. Никитюк, А.В. Семеняко, А.М. Терех, А.И. Руденко // Международный научно-исследовательский журнал. Т.22, №2-3, 2014. С. 60-63.

32. Попов, И.А. Теплообмен при поперечном обтекании вязкой жидкостью круглой трубы с интенсификаторами / И.А. Попов, А.Н. Скрыпник, Ю.В. Жукова, Т.А. Баранова, И.И. Жуковский // Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках (18-21 октября 2021): материалы VIII международной конференции. – М.: Издательство МЭИ, 2021. 121 с.

34. Митяков, В.Ю. Использование градиентных датчиков теплового потока для исследования местной теплоотдачи при поперечном обтекании цилиндра / В.Ю. Митяков, А.В. Митяков, С.З. Сапожников // М.: Изд-во МЭИ, 1999. Т. 1. С. 47-50.

35. Igarashi T. Investigation on the Flow behind a Circular Cylinder with a Wake Splitter Plate. 1 st Report, Classification of Flow Patterns. Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 202, 1982, 525-538

36. Igarashi T. Characteristics of the Flow around a Square Prism. Bulletin of JSME, Vol. 27, No.231, 1984, 1858-1865

37. Fujita H., Takahama H. and Kawa T. Effects of Tripping Wires on Heat Transfer from a Circular Cylinder in Cross Flow (1st Report, The Pressure Distribution around the Cylinder and the Drag Coefficient). Bulletin of JSME, Vol.28, No.235, 1985, 80-87

38. Igarashi T. Effect of Vortex Generators on the Flow around a Circular Cylinder Normal to an Airstream. Bulletin of JSME, Vol.28, No. 236, 1985, 274-282

39. Igarashi T. Characteristics of the Flow around Rectangular Cylinders (The Case of the Angle of Attack 0 Deg). Bulletin of JSME, Vol.28, No.242, 1985, 1690-1696

40. Igarashi T. Correlation between heat transfer and fluctuating pressure in separated region of a circular cylinder. *Inr. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 27, No. 6, 1984, pp. 927-937
41. Bouak F., Lemay J., Lepage B. Passive control of mean lift and drag forces on a circular cylinder. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, 16(1): 112-121
42. Nouri-Borujerdi A., Lavasani M. Flow visualization around a non-circular tube. *IJE Transactions B: Applications* Vol. 19, No. 1, 2006, 73-82
43. Tsutsui T., Igarashi T. Heat Transfer Enhancement of a Circular Cylinder. *Journal of Heat Transfer*. 2006, Vol. 128. 226-233
44. Ota T., Hideya N., Yukiyasu T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1984, vol. 27, pp. 1771–1779.
45. Widodo W.A., Hidayat N. Experimental Study of Drag Reduction on Circular Cylinder and Reduction of Pressure Drop in Narrow Channels by Using a Cylinder Disturbance Body. *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 493, pp 198-203
46. Ladjedel A.O., Yahiaoui B.T., Adjlout C.L. and Imine D.O. Experimental and Numerical Studies of Drag Reduction on a Circular Cylinder. *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering* Vol:5, No:5, 2011. 905-909
47. Li Z., Davidson J.H., Mantell S.C. Numerical simulation of flow field and heat transfer of streamlined cylinders in cross flow. *J. Heat Transfer*, 2006, vol. 128, no. 6, pp. 564–570.
48. Zhang P.F., Wang J.J., Huang L.X. Numerical simulation of flow around cylinder with an upstream rod in tandem at low Reynolds numbers. *Applied Ocean Research* 28 (2006) 183–192
49. Gupta A., Saha A.K. Suppression of vortex shedding in flow around square cylinder using control cylinder. *European Journal of Mechanics – B. Fluids*, 2019, vol. 76, pp. 276–291.



50. Dhiman A., Ghosh R. Computer simulation of momentum and heat transfer across an expanded trapezoidal bluff body. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 59 (2013) 338–352
51. Zhou B., Wang X., GuoW., GhoW.M., Tan S.K. Experimental study on flow past a circular cylinder with rough surface *Ocean Engineering*. 109 (2015) 7–13
52. Nada S. A., El-Batsh H., Moawed M. Heat transfer and fluid flow around semi-circular tube in cross flow at different orientations. *Heat Mass Transfer* (2007) 43:1157–1169
53. Zhang P. F., Wang J. J., Lu S. F., Mi J. Aerodynamic characteristics of a square cylinder with a rod in a staggered arrangement. *Experiments in Fluids* (2005) 38: 494–502
54. Wang J.J., Zhang P.F., Lu S.F and Wu K. Drag Reduction of a Circular Cylinder Using an Upstream Rod. *Flow, Turbulence and Combustion* 2006 76: Pp 83–101.
55. Youssef F. A., High frequency oscillating viscous flow over elliptic cylinder at incidence. *Acta Mechanica* 133, 1999. Pp 161-174.
56. Bharti R.P., Sivakumar P., Chhabra R.P. Forced convection heat transfer from an elliptical cylinder to power-law fluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer* xxx 2007. 343 p.
57. Hwang J.-Y., Yang K.-S. Drag reduction on a circular cylinder using dual detached splitter plates. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 95 (2007) 551–564
58. Tsutsui T., Igarashi T., Kamemoto K. Interactive flow around two circular cylinders of different diameters at close proximity. *Experiment and numerical analysis by vortex method. J. Wind Eng. Ind Aerodyn.* 69 71 (1997)279-291
59. Munendra C. V. , Inamdar A., Kumar R. Numerical Studies of Drag reduction on Circular Cylinder With V- Grooves. *International Journal of Engineering Research and General Science* Volume 3, Issue 3, Part-2 , 2015

60. Takagi S., Tokugawa N., Yosliida H., Abe H., Atobe T., Yamamoto K.  
Observation and control of separation from bluff bodies
61. Baek S.-J., Sung H.J., Numerical simulation of the flow behind a rotary oscillating circular cylinder, *Phys. Fluids* (1994-present) 10 (4) (1998) 869-876.
62. Cetiner O., Rockwell D., Streamwise oscillations of a cylinder in a steady current, part 1. locked-on states of vortex formation and loading, *J. Fluid Mech.* 427(2001)1-28.
63. Blackburn H.M., Henderson R.D., A study of two-dimensional flow past an oscillating cylinder, *J. Fluid Mech.* 385 (1999) 255-286.
64. Artana G., Sosa R., Moreau E., Touchard G., Control of the near-wake flow around a circular cylinder with electrohydrodynamic actuators, *Exp. Fluids* 35 (6)(2003)580-588.
65. Fransson J.H.M., Konieczny P., Alfredsson P.H., Flow around a porous cylinder subject to continuous suction or blowing, *J. Fluids Struct.* 19 (8) (2004) 1031-1048.
66. Biringen S., Active control of transition by periodic suction-blowing, *Phys. Fluids* (1958-1988) 27 (6) 1984. Pp. 1345-1347.

Определяемая величина и ее оценка		Оценка неопределенности	Стандартная и расширенная неопределенности измерения	
$x_i$			$u_c(x_i)$	$u_p, \%$
$d_t$ ,	$22,0 \cdot 10^{-3}$	Тип А, нормальное распределение, тип В, равномерное распределение	$0,1 \cdot 10^{-3}$	0,5
$L$	0,076	Тип А, нормальное распределение	$0,1 \cdot 10^{-3}$	0,13
$S_1$ ,	$44,0 \cdot 10^{-3}$	Тип В, равномерное распределение	$2,52 \cdot 10^{-6}$	1,4
$S_2$ ,	$22,0 \cdot 10^{-3}$	Тип В, равномерное распределение	$2,52 \cdot 10^{-6}$	1,0
$\Delta P$	$10 \div 1,36 \cdot 10^{-3}$	Тип В, равномерное распределение, с учетом неопределенностей: рабочих условий, изменения напряжения питания и нагрузочного сопротивления	$1,16 \div 0,5 \cdot 10^3$	$1,1 \div 9,9$
$P_{атт}$	$99500 \div 101500$	Тип В, равномерное распределение	100	0,1
$\dot{V}$ ,	$0,6 \div 46$	Тип В, равномерное распределение	$0,01 \div 2,3$	$0,8 \div$
$\dot{m}$ ,	$(2,15 \div 206) \cdot 10^{-4}$	Тип В, равномерное распределение	$(0,05 \div 9,07) \cdot 10^{-4}$	$1,1 \div$
$\bar{v}, \lambda$	$0,9 \div 75$	Тип В, равномерное распределение	$0,05 \div 1,95$	$1,1 \div$

$T_f$ ,	25	Тип В, равномерное распределение	0,53	2,1
$T_{wi}$	35,1 ÷ 82,6	Тип В, равномерное распределение	0,63 ÷ 0,71	0,9 ÷
$\Delta T$	7,4 ÷ 48,3	Тип В, равномерное распределение	0,96 ÷ 1,25	2,8 ÷
$\overline{T}_f$ ,	26 ÷ 38,2	Тип В, равномерное распределение	0,65 ÷ 0,95	2,3 ÷
$\overline{T}_w$	38,5 ÷ 67,6	Тип В, равномерное распределение	0,64 ÷ 0,75	0,9 ÷
$U$ ,	20 ÷ 83,5	Тип В, равномерное распределение	0,1 ÷ 0,5	0,5 ÷
$I, A$	1,0 ÷ 4,12	Тип В, равномерное распределение	0,02 ÷ 0,4	1,0 ÷
$\dot{Q}_H$ ,	40 ÷ 410	Тип В, равномерное распределение	1,26 ÷ 4,26	1,0 ÷
$\dot{Q}_{no}$	5 ÷ 38	Тип В, равномерное распределение	1,12 ÷ 7,25	1,5 ÷
$\dot{Q}_i$	35 ÷ 390	Тип В, равномерное распределение	1,12 ÷ 12,63	1,5 ÷
$\Re_d$	800 ÷ $9 \cdot 10^4$	Тип В, равномерное распределение	25 ÷ 1435	1,6 ÷
$Eu$	0,3 ÷ 1,5	Тип В, равномерное распределение	$(3 \div 15) \cdot 10^{-4}$	0,2
$\bar{\alpha}_j$ ,	15,7 ÷ 243,2	Тип В, равномерное распределение	2,17 ÷ 11,03	8,9 ÷
$\overline{Nu}$	9,3 ÷ 143,9	Тип В, равномерное распределение	1,38 ÷ 13,12	9,0 ÷ 14,9