

На правах рукописи

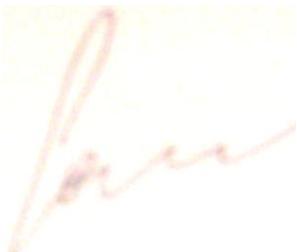
Самолысов Алексей Витальевич

**ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОПРОЧНОСТИ  
ТРУБНЫХ ПУЧКОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПРИ  
ГИДРОУПРУГОМ ВОЗБУЖДЕНИИ КОЛЕБАНИЙ**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

05.14.03 – Ядерные энергетические установки, включая проектирование,  
эксплуатацию и вывод из эксплуатации

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Москва-2016

Работа выполнена в Институте машиноведения им. А. А. Благонравова  
Российской академии наук.

Научный руководитель

доктор технических наук  
**Каплунов Савелий Моисеевич**

Официальные оппоненты

**Верещагина Татьяна Николаевна,**  
доктор технических наук, г.н.с.  
АО «ГНЦ РФ – ФЭИ», г. Обнинск  
**Волоховский Василий Юрьевич,**  
кандидат технических наук, доцент  
ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ», г. Москва

Ведущая организация

ФГУП «Крыловский государственный  
научный центр», г. Санкт-Петербург

Защита диссертации состоится « » 2017 г. в 15 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.03 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д.5, стр. 1.

Ваш отзыв в двух экземплярах, заверенных печатью организации, просьба направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана и на сайте [www.bmstu.ru](http://www.bmstu.ru).

Автореферат разослан « » 2017 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,  
доктор технических наук

Карпачев А.Ю

## Общая характеристика работы

**Актуальность темы.** Проблема обеспечения безопасности водоводяных энергетических реакторов (ВВЭР) в штатных и нештатных ситуациях будет являться жизненно важной в течение самых ближайших десятилетий в России из-за исчерпания срока службы большого числа блоков АЭС с ВВЭР, необходимости их полной замены или модернизации с существенными интеллектуальными и финансовыми затратами.

В связи с этим, при проектировании теплообменных аппаратов возникают задачи определения областей параметров, в которых возможны вызванные потоком теплоносителя интенсивные колебания труб. С помощью физических экспериментов доказано, что возможность проявления гидроупругого механизма возбуждения труб является недопустимой для рабочих диапазонов энергетического оборудования.

Численное моделирование позволяет в значительной мере избежать длительных, трудоемких, чрезвычайно дорогих и опасных полнообъемных физических исследований существующих агрегатов, особенно таких, как мощные современные стационарные энергетические установки АЭС, ГРЭС, ГЭС, крупномасштабные транспортные средства, а также трубопроводы, высотные сооружения и различные многокомпонентные конструкции.

В работе рассматриваются вибрации пучков труб теплообменников, вызванные наличием различных механизмов возбуждения при их обтекании поперечным потоком теплоносителя. Гидродинамические нагрузки, действующие на теплообменные пучки труб, объясняются наличием нестационарного отрывного течения в межтрубном пространстве, а также сложными процессами, происходящими в густом пучке с большим количеством труб.

**Степень разработанности темы.** Математическая интерпретация вибраций пучков труб теплообменников, вызванных наличием гидродинамических механизмов возбуждения требует разработки довольно трудоемких моделей. Наиболее полные математические модели были получены С. С. Ченом, Х. Танакой и М. И. Алямовским на основе проведения дорогостоящих и сложных физических экспериментов.

При создании современных математических моделей должны учитываться результаты, накопленные за многие годы исследований гидродинамически возбуждаемых вибраций различных конструкций в виде экспериментальных данных и опыта их анализа, представленные в работах известных исследователей: С. И. Девнина, Р. Д. Блевинса, С. С. Чена, С. М. Каплунова, Н. А. Махутова, Л. Я. Банах, К. К. Федяевского, Г. М. Фомина, Л. В. Смирнова, Н. Я. Николаева, В. С. Федотовского, Т. Н. Верещагиной, Д. Увера, М. Пайдуссиса и других.

Несмотря на значительный объем работ, посвященных оценке параметров вибропрочности, долговечности и безопасности конструкций прямотрубных пучков теплообменных аппаратов, следует признать, что большинство исследований было посвящено анализу их динамики на основе проведения сложных и дорогостоящих физических экспериментов. При этом

использование полученных ранее математических моделей сопровождалось существенной по величине погрешностью результатов. Актуальность проблемы исследования динамически связанных процессов, проходящих в теплообменном аппарате, и недостаточное качество использованных математических моделей гидродинамически возбуждаемых вибраций трубных пучков теплообменных аппаратов, послужили основанием для проведения автором настоящих исследований в данном направлении.

**Цель работы:** разработка методики повышения вибропрочности прямотрубных теплообменных аппаратов на основе результатов исследования механизмов возбуждения колебаний трубных пучков и определения границ потери их устойчивости.

**Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:**

1. Получение комплекса критериев подобия для гидроупругого возбуждения колебаний труб.
2. Создание математической модели гидроупругого механизма возбуждения колебаний труб теплообменников.
3. Определение нестационарных гидродинамических сил, действующих на трубы в пучках с регулярной компоновкой поперечного сечения путем расчета сил для фрагмента пучка.
4. Построение алгоритма численного определения матриц влияния в системе «жидкость – труба» с заданными конструктивными параметрами.

**Методы исследования.** В ходе выполнения диссертационного исследования применялись следующие математические методы: вихревые методы: метод дискретных вихрей, метод вязких вихревых доменов; метод коллокаций и метод отражения (для решения граничной задачи); преобразование Лапласа; метод Ляпунова для исследования динамической устойчивости.

**Научная новизна.** В диссертационном исследовании получены следующие научные результаты:

1) на основании проведенного в работе анализа данных экспериментальных исследований поведения трубных пучков разработана математическая модель гидроупругого механизма возбуждения их колебаний с учетом срывного обтекания;

2) на основе разработанной модели возбуждения колебаний трубного пучка предложен обобщенный критерий подобия для гидроупругого механизма возбуждения, позволяющий оценить критические параметры рассматриваемой гидроупругой системы;

3) определено условие устойчивости для пучков труб, выраженное с использованием безразмерных параметров: логарифмический декремент колебаний, безразмерный массовый параметр и собственные числа матриц влияния (матриц линейной гидродинамической связи) в многокомпонентной системе «жидкость-трубы»;

4) предложены аналитические зависимости для определения гидродинамических сил, действующих на неподвижные и колеблющиеся профили при их срывном обтекании с учетом мгновенных значений скоростей дискретных вихрей, что позволяет уточнить модели гидродинамических процессов, воспроизводимых в современных вихревых методах (упрощение расчетной схемы и сокращение времени счета), характерных для теплообменных пучков.

**Достоверность результатов.** Проводимые численные эксперименты и полученные результаты сравнивались с данными физических экспериментов отечественных и зарубежных исследователей.

**Теоретическая значимость** диссертационного исследования состоит в разработке методики решения задач устойчивости упругих трубных пучков при срывном обтекании потоком на основании результатов исследования механизмов возбуждения колебаний многокомпонентных конструкций.

### **Практическая ценность работы**

1. Разработанная методика численного определения гидродинамических нагрузок и возбуждаемых ими колебаний пучков труб позволила в существенной мере дополнить и частично заменить дорогостоящие и трудоемкие экспериментальные исследования.

2. Предложен способ определения гидродинамических сил в пучках с регулярной компоновкой их поперечного сечения на основании расчета гидродинамических сил для фрагмента данного трубного пучка, что позволило существенно сократить время проведения дальнейших расчетов.

3. Разработанный подход к исследованию явления гидроупругого возбуждения пучков труб и полученные на его основе результаты являются важными на стадии проектирования теплообменных пучков для определения областей параметров конструкции, при которых невозможна ее эксплуатация. Это позволяет находить рациональные с точки зрения повышения вибропрочности конструктивные решения.

4. Определены значения критической скорости потока теплоносителя, зависящие от безразмерных параметров (логарифмический декремент колебаний, безразмерный массовый параметр трубного пучка, характеристика гидродинамических сил), что позволяет оперативно производить диагностику также для введенного в эксплуатацию теплообменного аппарата на наличие в нем недопустимого гидроупругого возбуждения колебаний.

**Реализация работы.** Результаты диссертационного исследования были использованы на предприятии АО «ОКБМ Африкантов» при доработке программы RANT-1, предназначеннной для численного анализа динамики и износстойкости теплообменных труб в части определения критических скоростей обтекания теплообменного пучка поперечным потоком теплоносителя в зависимости от параметров парогенератора реакторной установки ТВР-Э с помощью разработанной численно-аналитической методики. Методика определения нестационарных гидродинамических

нагрузок на трубах в пучках с регулярной компоновкой поперечного сечения путем расчета сил для фрагмента пучка, математическая модель для корректного описания гидроупругого механизма возбуждения вибраций труб теплообменников с учетом их срывного обтекания внедрены в учебный процесс Санкт-Петербургского государственного технического университета при чтении курса «Гидроаэроупругость» по магистерской программе направления 15.04.03 «Прикладная механика».

**Положения, выносимые на защиту.**

1. Математическая модель, которая описывает гидроупругий механизм возбуждения вибраций упругих труб теплообменников как развитие неустойчивости их невозмущенного состояния при срывном обтекании.

2. Обобщенный критерий подобия для гидроупругого возбуждения вибраций, позволяющий оценить критические параметры трубных пучков теплообменных аппаратов.

3. Способ определения нестационарных гидродинамических сил на трубах пучков с регулярной компоновкой поперечного сечения путем расчета сил для фрагмента трубного пучка, что позволяет существенно сократить время расчета.

4. Условие устойчивости на основе критерия Ляпунова для фрагмента пучка, выраженное через безразмерные параметры системы и оценку собственных чисел матрицы влияния, построенной для рассматриваемого трубного пучка.

**Апробация работы.** По теме диссертационной работы сделано 11 докладов. Основные, полученные в диссертационном исследовании, результаты обсуждались на XXIV и XXVI Международных Инновационно – ориентированных Конференциях Молодых Ученых и Студентов «Актуальные проблемы машиноведения», ИМАШ РАН (Москва, 2012, 2014 гг.), международной конференции «Параллельные и распределенные вычислительные системы» (Харьков, 2013 г.), научно – технической конференции по строительной механике корабля, посвященной памяти академика Ю. А. Шиманского и памяти И. Г. Бубнова (Санкт - Петербург, 2013, 2014 гг.), международной конференции «Живучесть и конструкционное материаловедение», ИМАШ РАН (Москва, 2014 г.), международной конференции Молодых Ученых, посвященной проблемам энергетики (Каунас, 2015 г.), научно - технической конференции «Теплофизика реакторов нового поколения», ФЭИ (Обнинск, 2015 г.), III научно - технической конференции «Динамика и прочность конструкций аэрогидроупругих систем. Численные методы», ИМАШ РАН (Москва, 2015 г.).

**Публикации.** По теме диссертационной работы было опубликовано 20 статей (6 п.л./4,1 п.л.) в журналах и сборниках научных трудов, из которых 7 статей (2,6 п.л./1,9 п.л.) опубликованы в журналах, которые входят в список рекомендованных ВАК РФ.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения. Основное содержание работы изложено на 116 листах, включая 32 рисунка и 15 таблиц. Список литературы включает 126 источников.

### Краткое содержание работы

Во введении обоснована актуальность выбранной темы, указаны основные направления исследований и сформулированы цель и задачи работы.

**Первая глава** рассматривает гидродинамические процессы при поперечном обтекании трубных систем, зависимости гидродинамических сил от числа Re и угла срыва вихрей как для одиночной трубы так и для трубных пучков различной густоты. Проанализировано поведение жидкости при срывном обтекании одиночных тел и тесных пучков труб, а также обобщены зависимости гидродинамических сил от числа Re для рассматриваемых случаев.

**Вторая глава** посвящена краткому описанию конструкции теплообменного аппарата, а также различным механизмам возбуждения колебаний основных его элементов - труб.

Реальный теплообменный пучок – это система одинаковых, прямых (непосредственно рассматриваемых в диссертационном исследовании) или пространственно изогнутых многопролетных упругих трубок, взаимодействующих с внутренним и внешним потоками теплоносителя (Рисунок 1).

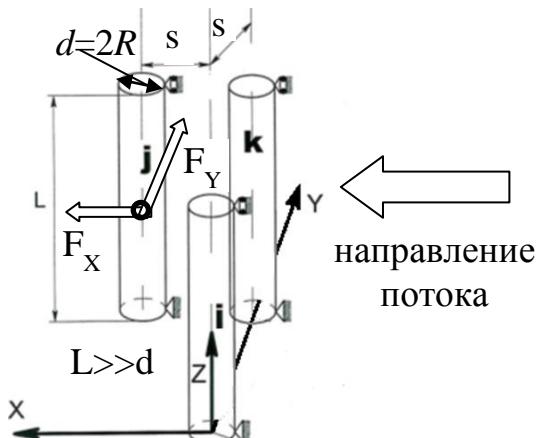


Рисунок 1. Расчетная схема фрагмента модельного трубного пучка с действующими на него гидродинамическими силами

Здесь  $F_x = C_x \rho R U^2$  – сила лобового сопротивления,  $F_y = C_y \rho R U^2$  – подъемная сила,  $\rho$  – плотность теплоносителя,  $d$  – диаметр труб,  $R$  – радиус труб,  $L$  – длина пролета труб,  $C_x$  – коэффициент гидродинамической силы, действующей в направлении оси X,  $C_y$  – коэффициент гидродинамической силы, действующей в направлении оси Y,  $U$  – скорость потока на удалении от пучка труб.

Во многих случаях движение трубок пучка можно описывать в рамках балочной модели Бернулли-Эйлера, а внутренний поток учитывать как дополнительную распределенную массу. В каждом трубном пучке присутствуют оба вида обтекания (продольное и поперечное), но превалирует какой-либо один из них. Наибольшую опасность с точки зрения гидродинамического возбуждения интенсивных колебаний представляет случай поперечного обтекания пучка трубок. Такой тип обтекания часто встречается в теплообменниках различного назначения, т. к. он конструктивно просто реализуем и выгоден с точки зрения теплофизических и гидравлических процессов в установке. Схема обтекания приведена на Рисунке 2.

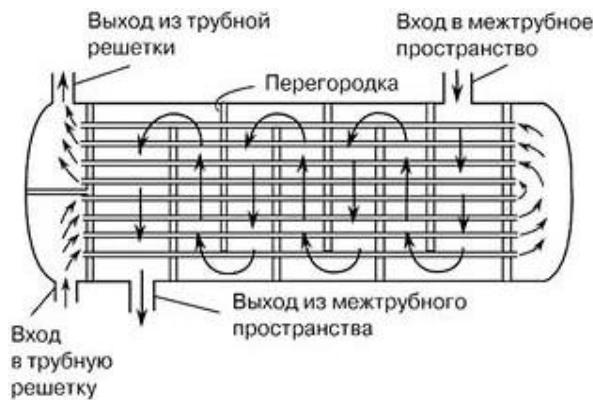


Рисунок 2. Схема обтекания трубок в промышленном теплообменном аппарате

В теоретических и экспериментальных исследованиях поперечного обтекания обычно модельный пучок рассматривают как систему параллельных прямолинейных упругих трубок, либо жестких, но с упругим закреплением их концов.

На основании экспериментальных исследований вибраций труб теплообменного оборудования по очередности появления различают три механизма их возбуждения, а именно: турбулентное возбуждение, периодический вихревой отрыв, гидроупругое возбуждение.

Вибрации при гидроупругом возбуждении возникают по достижении некоторой критической скорости потока, и по мере дальнейшего повышения его скорости амплитуда вибраций может быть значительной. В отличие от случая резонансных колебаний труб, вызванных, например, срывом вихрей, повышение скорости потока при гидроупругой неустойчивости приведет не к снижению амплитуды вибраций до приемлемого уровня, а к разрушению труб. Поэтому критическая скорость, соответствующая возникновению гидроупругой неустойчивости, является чрезвычайно важной характеристикой для проектировщиков теплообменников, и ее можно рассматривать как предельно допустимую скорость потока.

В работах автора предлагается математическая модель гидроупругого возбуждения, где, используя гипотезу линейности дестабилизирующих нагрузок, взаимодействие между колеблющимися в жидкости трубами учтено в наиболее общем виде. Эта модель описывает гидроупругий механизм возбуждения как развитие неустойчивости невозмущенного состояния упругих трубок. Для практических целей достаточно определить границу области устойчивости.

**В третьей главе** дается описание математической модели гидроупругого механизма возбуждения колебаний трубного пучка, на основе использования которой при проведении численного эксперимента для фрагмента пучка трубок определяется значение критической скорости обтекания из анализа условия устойчивости рассматриваемой многокомпонентной системы. Также здесь выводятся формулы для расчета гидродинамических сил через параметры внешних и внутренних вихрей, с помощью которых и производится моделирование обтекания как круглых неколеблющихся и колеблющихся тел, так и обтекания тел произвольной формы.

Необходимо отметить, что решение связанных задач динамики многокомпонентных гидроупругих систем с использованием программных комплексов конечно-элементного анализа оказывается в некоторых случаях нецелесообразным, что проявляется, к примеру, при расчете агрегатов с изменяемой геометрией их элементов. Проведение расчетов в этом случае для таких конструкций требует большого количества времени и вычислительных кластеров с мощными процессорами. Поэтому именно использование современных вихревых методов, принятых в рассматриваемом диссертационном исследовании при решении задач гидроупругости, позволяет вычислять нестационарные гидродинамические силы с точностью, приемлемой для инженерных расчетов, используя при этом существенно меньшее время и компьютерное обеспечение с относительно невысокими характеристиками процессоров.

Эффективность применения вихревых методов при оценке параметров динамики и прочности элементов различных конструкций показана автором в соответствующих работах. Полученные результаты сравнивались с данными физических экспериментов, проводимых на моделях в аэrodинамических трубах и на аэрогидродинамических стендах. На основе анализа полученных результатов получен вывод о том, что при оценке критической скорости и устойчивости пучка следует принять за основу при моделировании метод вязких вихревых доменов, как наиболее точно отображающий процесс обтекания пучков труб, так как наиболее значимым его преимуществом по сравнению с методом дискретных вихрей является свойство автоматического выбора угла отрыва потока от обтекаемого тела.

В данной главе предлагается метод определения критической скорости обтекания трубного пучка посредством определения матрицы гидродинамического взаимодействия, как основной характеристики системы

«пучок – жидкость». Матрица гидродинамического взаимодействия для пучка с заданным расположением трубок в его поперечном сечении может быть определена с помощью численного эксперимента. Ограничивааясь исследованиями в рамках гипотезы плоских сечений, можно не конкретизировать форму изгибных колебаний труб и проводить анализ распределенных гидродинамических сил в произвольном поперечном сечении пучка. Таким образом, при проведении численного эксперимента достаточно рассмотреть плоскую задачу обтекания системы круговых профилей, каждый из которых может совершать колебания по заданному закону.

#### Численный эксперимент

Для определения матрицы гидродинамического взаимодействия предлагается выполнять последовательные расчеты нестационарных гидродинамических сил, для каждого из которых только одна из труб совершает колебания с небольшой амплитудой по гармоническому закону на частоте  $\omega_j$  в направлениях осей X или Y. Зависимость элементов матрицы линейной гидродинамической связи от частоты  $\omega_j$  может быть получена вариацией значений безразмерной частоты колебаний труб. Пример постановки численного эксперимента с поперечными сечениями трех трубок представлен на Рисунке 3. Здесь  $s$  – шаг ряда труб,  $R$  - радиус трубы, X и Y – оси системы координат в плоскости обтекаемых профилей,  $U$  – скорость поперечного потока жидкости вдали от ряда труб,  $q$  – густота расположения труб.

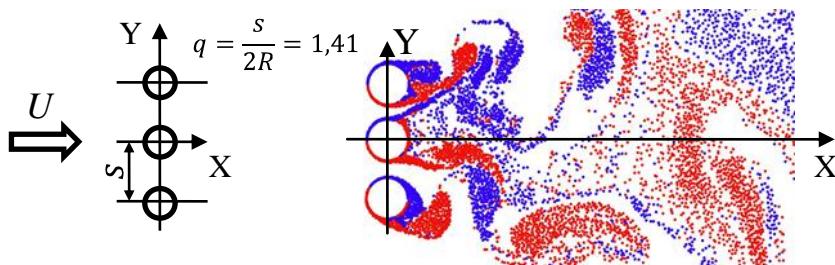


Рисунок 3. Численный эксперимент методом вязких вихревых доменов для трех трубок, одна из которых совершает гармонические колебания с небольшой амплитудой на частоте  $\omega_j$  в направлении оси X или Y

Пример одной из зависимостей элементов матрицы гидродинамического взаимодействия приведен на Рисунке 4. Например,  $C_{2x1x}$  – гидродинамическая сила, действующая на вторую трубу в направлении оси X, возникающая от колебаний первой трубы в направлении оси X,  $C_{2y1x}$  – гидродинамическая сила, действующая на вторую трубу в направлении оси Y, возникающая от колебаний первой трубы в направлении оси X. Здесь  $\tau=tU/(2R)$ - безразмерное время, t – время.

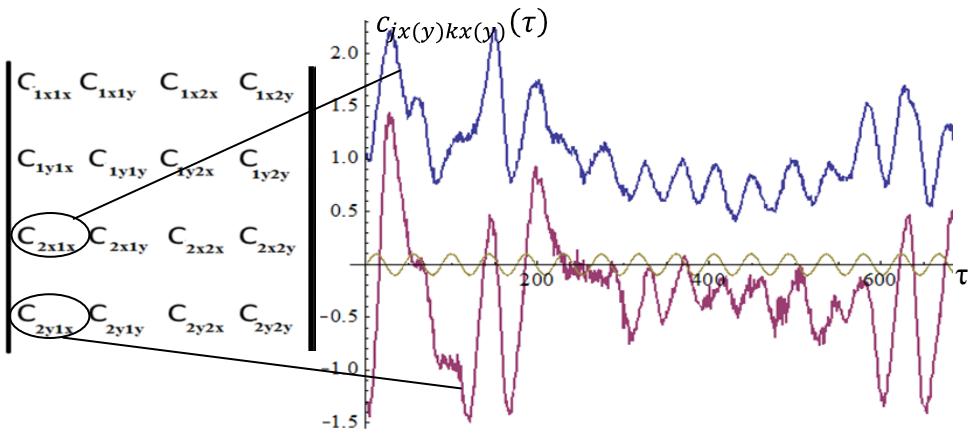


Рисунок 4. Элементы матрицы гидродинамического взаимодействия размерностью  $[4 \times 4]$  для ряда из двух труб

### **Математическая модель механизма гидроупругого возбуждения колебаний системы плохообтекаемых тел в поперечном потоке жидкости**

Изгибные колебания трубок в жидкости можно описать системой уравнений Бернулли – Эйлера с учетом присоединенной массы жидкости и демпфирования. Предположим, что пучок совершает колебания по одной из собственных форм колебаний. Ограничивааясь рассмотрением изгибных колебаний трубок по одной из первых форм колебаний, исключая из рассмотрения случайные вынужденные колебания, получим систему дифференциальных уравнений, описывающих собственные колебания трубок:

$$\ddot{\mathbf{x}} + 2\xi\omega_0\dot{\mathbf{x}} + \omega_0^2\mathbf{x} = \mu_1\mathbf{C}(\tau), \quad (1)$$

где  $\omega_0 = \omega_{p1}R/U$  – безразмерная собственная частота отдельной трубки,  $\omega_{p1}$  – собственная частота изгибных колебаний по рассматриваемой форме,  $\xi$  – относительное демпфирование,  $R$  – радиус трубы,  $U$  – скорость потока вдали от пучка,  $\mu_1 = \rho \cdot R^2 / m$  – безразмерный массовый параметр,  $m$  – масса единицы длины трубы,  $\rho$  – плотность жидкости,  $\mathbf{C}(\tau)$  - матрица гидродинамического взаимодействия (матрица гидродинамических сил, зависящих от времени), пример элементов которой приведен на Рисунке 4,  $\tau = tU/(2R)$  – безразмерное время,  $\mathbf{x}$ ,  $\dot{\mathbf{x}}$ ,  $\ddot{\mathbf{x}}$  – векторы смещений, скоростей и ускорений сечения трубы, соответственно.

Система уравнений (1) с нулевыми начальными условиями после преобразования Лапласа и с использованием допущения о линейности дестабилизирующих сил имеет следующий вид:

$$(p^2 + 2\xi\omega_0 p + \omega_0^2)\mathbf{x}^* = \mu_1\mathbf{S}(p)\mathbf{x}^*. \quad (2)$$

Здесь  $\mathbf{x}^*$  - изображение Лапласа от вектора смещений труб,  $p$  - параметр преобразования,  $\mathbf{S}(p)$  - матрица линейной гидродинамической связи (изображение от  $\mathbf{C}(\tau)$ ).

Решения системы (2), определяющие коллективные формы колебаний пучка, совпадают с собственными векторами матрицы  $\mathbf{S}(p)$ . После приведения указанной матрицы к диагональному виду и сокращения на собственные векторы матрицы  $\mathbf{S}(p)$ , а также учитывая, что  $\lambda_j(p)$  –  $j$ -е собственное значение матрицы  $\mathbf{S}(p)$ , характеристическое уравнение для системы (2) можно представить в виде:

$$\prod_{j=1}^{2N} \left[ p^2 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_0 \cdot p + \omega_0^2 - \mu_1 \cdot \lambda_j(p) \right] = 0. \quad (3)$$

Исследование уравнения (3) проводим, полагая, что  $\xi$  и  $\mu_1$  – малые параметры. Для устойчивости состояния равновесия первоначальной системы, исходя из критерия Ляпунова, необходимо и достаточно, чтобы все корни характеристического уравнения (3) имели отрицательную действительную часть. На границе области устойчивости, где  $p = i\omega$  – мнимая величина, достаточно рассмотреть лишь один из сомножителей в уравнении (3), в который входит собственное значение  $\lambda(p)$ , обладающее максимальной мнимой частью. При учете только величины не выше первого порядка малости относительно малых параметров  $\xi$  и  $\mu_1$ , из (3) получим:

$$\begin{aligned} \omega^2 &= \omega_0^2 - \mu_1 \operatorname{Re}[\lambda(i\omega_0)] \\ 2\xi\omega^2 / \mu_1 &= \operatorname{Im}[\lambda(i\omega_0)]. \end{aligned} \quad (4)$$

Соотношения (4) определяют частоту колебаний трубок по наименее устойчивой коллективной форме и критическое значение параметра  $2\xi/\mu_1$  при заданной безразмерной частоте. Если известна зависимость  $\lambda(i\omega_0)$ , то второе из равенств (4) позволяет найти критическую скорость, соответствующую значению  $2\xi/\mu_1$  для исследуемого пучка.

В первом приближении относительно малых параметров  $\xi$  и  $\mu_1$  необходимое и достаточное условие устойчивости имеет вид:

$$2\xi/\mu_1 \geq (2\xi/\mu_1)_{kp}, \quad (2\xi/\mu_1)_{kp} = \frac{\operatorname{Im}[\lambda(i\omega_0)]}{\omega_0^2}. \quad (5)$$

Второе из выражений (5) определяет критическое значение параметра  $(2\xi/\mu_1)_{kp}$ , т.е. характеризует соотношение между силами демпфирования и дестабилизирующими силами гидродинамического взаимодействия на границе области устойчивости.

**Четвертая глава** описывает результаты, полученные на основе разработанной математической модели, по определению критической скорости обтекания поперечным потоком теплоносителя одиночного ряда из трех, пяти, семи труб, а также для прямоугольного трубного пучка. Полученные в диссертационном исследовании результаты сравнивались с данными известных экспериментальных исследований как отечественных, так и зарубежных авторов.

## Результаты расчетов

В главе 4 диссертации приводится схема восстановления матриц влияния для большого количества труб по матрице влияния для ряда из трех труб.

Так, обоснованно предполагается, что матрица линейной гидродинамической связи для ряда из пяти и более труб может быть определена по матрице гидродинамической связи для ряда из трех труб.

Примем следующую гипотезу: физической характеристикой скорости потока, определяющей нестационарные гидродинамические силы, а значит и элементы матрицы линейной гидродинамической связи, является среднерасходная скорость в минимальном зазоре между соседними трубками. Основой для этой методики является близкодействие и сдвиговая симметрия гидродинамических связей в пучках с регулярной компоновкой поперечного сечения пучка. Тогда значение гидродинамических сил в системе  $N=3$  отличается от соответствующих сил в системе большого числа трубок масштабным множителем  $\left(\frac{V^{(N)}}{V^{(3)}}\right)^2$ , где  $V^{(N)}$  – безразмерная среднерасходная скорость в минимальном зазоре между трубами для пучка из  $N$  трубок,  $V^{(3)}$  – безразмерная среднерасходная скорость в минимальном зазоре между трубами для пучка из 3 трубок.

В соответствии с указанным предположением, можно составить алгоритм получения матрицы линейной гидродинамической связи для большого количества труб в ряду, восстановленной из матрицы линейной гидродинамической связи для трех трубок, что отображено в виде схемы, приведенной в рассматриваемой главе диссертации.

Матрица линейной гидродинамической связи порядка  $2N$   $\mathbf{S}^{(N)}(i\omega_0^{(N)})$  для системы  $N \gg 1$  может быть восстановлена по элементам матрицы  $\mathbf{S}^{(3)}(i\omega_0^{(3)})$  следующим образом:

$$\mathbf{S}^{(N)}(i\omega_0^{(N)}) = \left(\frac{V^{(N)}}{V^{(3)}}\right)^2 \tilde{\mathbf{S}}^{(N)}(i\omega_0^{(3)}). \quad (6)$$

Здесь  $\tilde{\mathbf{S}}^{(N)}(i\omega_0^{(3)})$  – матрица для  $N$  трубок, восстановленная по матрице для трех трубок.

Условие устойчивости для большого пучка запишем в следующем виде:

$$\left(\frac{2\xi}{\mu_i}\right)^{(N)}_* = \frac{\operatorname{Im}[\lambda^{(N)}(i\omega_0^{(N)})]}{(\omega_o^{(N)})^2}. \quad (7)$$

Запишем выражение:

$$\operatorname{Im}[\lambda^{(N)}(i\omega_0^{(N)})] = \left(\frac{V^{(N)}}{V^{(3)}}\right)^2 \operatorname{Im}[\tilde{\lambda}^{(N)}(i\omega_0^{(3)})],$$

где  $\operatorname{Im}[\tilde{\lambda}^{(N)}(i\omega_0^{(3)})]$  – мнимая часть собственного значения матрицы для  $N$  трубок, восстановленной из матрицы для трех трубок.

В этом случае условие устойчивости будет иметь вид:

$$\left(\frac{2\xi}{\mu_1}\right)^{(N)}_* = \frac{\text{Im}[\tilde{\lambda}^{(N)}(i\omega_0^{(3)})]}{(\omega_0^{(3)})^2}. \quad (8)$$

Таким образом, используя матрицы  $\mathbf{S}^{(3)}(i\omega_0^{(3)})$ , вычисленные при различных значениях  $\omega_0^{(3)}$  удается получить значения параметра  $\frac{2\xi}{\mu_1}$  для больших пучков при соответствующих значениях безразмерной частоты.

Предложенная методика реализована в виде компьютерной программы, которая определяет устойчивость (обозначение через звездочку), либо неустойчивость (обозначение через точку) системы из пяти и более труб путем решения уравнения (3) и анализа его корней. При этом наблюдается удовлетворительное соответствие расчетных результатов (Рисунок 5) с экспериментальными данными работы Г. Коннорса. Необходимо отметить, что экспериментальная кривая была построена Г. Коннорсом на основе результатов натурных экспериментов, полученных такими исследователями как S. Chen, J. Jendrzejczyk, R. Hartlen, S. Takahara, H. Tanaka, A. A. Жукаускас, В. И. Катинас и других. Таким образом, представленные численные результаты подтверждают достоверность основных предположений относительно подобия линейных гидродинамических сил и основанной на этих предположениях методики исследования устойчивости больших пучков.

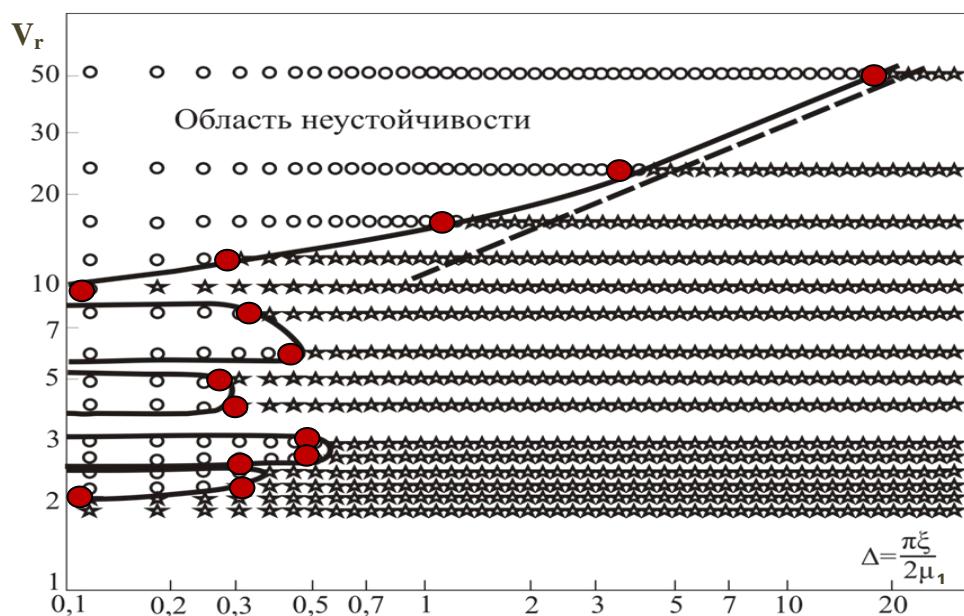


Рисунок 5. Граница области устойчивости для ряда из пяти труб  
( $q=s/2R=1,41$ )

На Рисунке 5 красными точками показаны результаты расчета по второму из равенств (4) для ряда из пяти труб, т. е. при 15 различных безразмерных скоростях обтекания труб. Каждый из проводимых расчетов занимал порядка 10 часов машинного времени.

Здесь сплошная линия – расчет автора для ряда из пяти труб; штриховая линия – кривая Г. Коннорса для бесконечного ряда труб; критическая скорость -  $V_r = \frac{\pi V^{(5)}}{\omega_0}$ ;  $V^{(5)}$ - безразмерная среднерасходная скорость в межтрубном пространстве для ряда из 5 труб.

### Фрагмент пучка из пяти трубок

Для больших пучков с регулярной компоновкой поперечного сечения достаточно исследовать гидродинамические связи в типовом фрагменте. При этом численный эксперимент может проводиться на модельном пучке с геометрически подобным типовым фрагментом, состоящим из меньшего числа трубок.

На основании методики, описанной в главе 4, было произведено численное моделирование процесса обтекания фрагмента пучка, состоящего из 5 трубок. Густота пучка составила  $s/2R = 1,5$ . В численном эксперименте задавались гармонические колебания только для центральной трубы и оценивались временные реализации гидродинамических нагрузок, приходящихся на каждую из трубок.

Далее, следуя алгоритму, описанному выше, были получены матрицы линейных гидродинамических связей, их собственные числа. Разработана методика пересчета матриц влияния для фрагмента пучка труб в матрицу влияния для пучка, содержащего большое количество труб. На основании этих данных с применением условия устойчивости (второго из равенств (4)) были определены критические скорости обтекания такого пучка (Рисунок 6). Здесь  $U_{pc}$  – средняя скорость потока в минимальном зазоре между трубками,  $f$  – собственная частота трубы,  $d=2R$  – диаметр трубы.

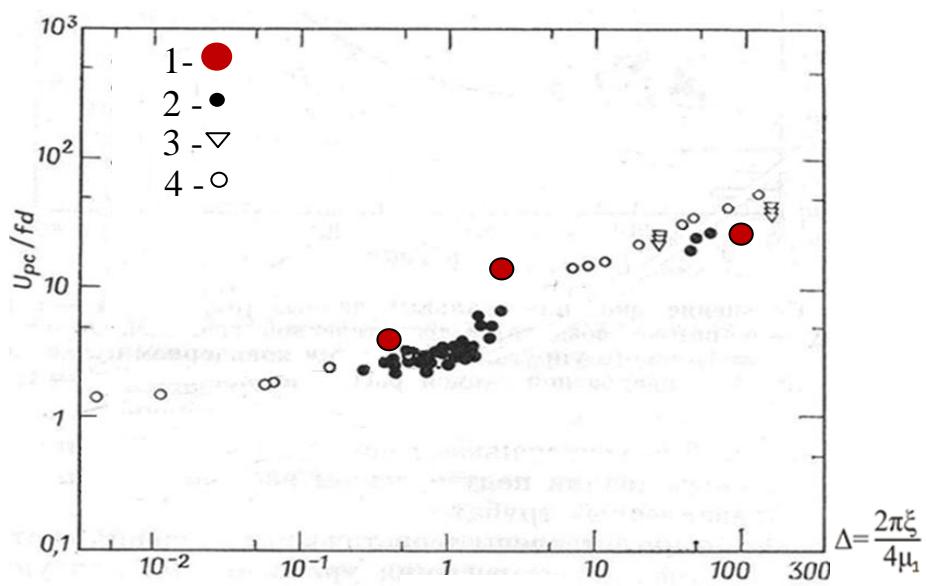


Рисунок 6. Сравнение результатов экспериментов по определению критической скорости потока в зависимости от параметра массы и демпфирования для пучка упругих труб с густотой  $1,3 < s/2R < 2$

Здесь 1 – численный эксперимент автора методом вязких вихревых доменов ( $s/2R=1,5$ ), 2 – экспериментальные данные С. С. Чена и Д. Джейндревчика в жидкости, 3 – экспериментальные данные Р. Хартлена в воздухе, 4 – экспериментальные данные Х. Танаки и С. Такахары в жидкости.

Видно, что численный эксперимент хорошо согласуется с экспериментами для пучков, состоящих из упругих труб (Рисунок 6).

## **Основные результаты и выводы**

1. В работе была разработана математическая модель, которая позволяет оценить устойчивость либо неустойчивость состояния рассматриваемой конфигурации пучка, основываясь на критерии устойчивости Ляпунова. В соответствии с данной моделью создана универсальная программа, позволяющая проанализировать корни полученного при исследовании динамики многокомпонентной системы частотного уравнения. На основе применения указанной математической модели был создан алгоритм построения матриц влияния конкретных пучков труб благодаря использованию только лишь численных методов, что позволяет оптимизировать общее время проведения расчета. Достоверность алгоритма и составленных по нему программ проверена путем сравнения результатов тестовых расчетов с известными экспериментальными данными. Относительная погрешность полученных результатов составляет 15-20 %.
2. Реализована методика определения критических скоростей обтекания большого пучка труб с использованием метода вязких вихревых доменов при моделировании обтекания фрагмента пучка поперечным потоком, позволившая обойтись без проведения дорогостоящих физических экспериментов. Результаты убедительно подтверждаются известными экспериментальными данными.
3. В работе предложен способ определения нестационарных гидродинамических сил, действующих на трубы в пучках с регулярной компоновкой поперечного сечения, который позволяет уменьшать трудоемкость и сокращать время проведения расчета.
4. Определены значения критической скорости потока теплоносителя, зависящие от безразмерных параметров (логарифмический декремент колебаний, безразмерный массовый параметр трубного пучка, характеристика гидродинамических сил), что позволяет оперативно производить диагностику как проектируемого, так и уже введенного в эксплуатацию теплообменного аппарата на наличие в нем недопустимого гидроупругого возбуждения колебаний труб.

Полученные результаты при использовании разработанной в диссертационном исследовании методики анализа гидродинамических нагрузок, действующих на трубный пучок, предлагается использовать на этапе проектирования теплообменного аппарата для оценки его

вибропрочности при заданных конструктивных параметрах и параметрах режима работы теплообменного аппарата.

Предложенные автором на основании использования полученной в главе 3 диссертации математической модели диаграммы устойчивости позволяют достаточно корректно определять критические скорости обтекания трубного пучка для заданных при его проектировании конструктивных параметров, что необходимо ведущим разработчикам теплообменных аппаратов, особенно при проведении мероприятий по обеспечению требуемого уровня вибропрочности данного класса конструкций и систем.

Использование результатов диссертационного исследования подтверждено актами внедрения.

### **Наиболее значимые публикации по теме диссертации**

1. Самолысов А. В., Масевич А. В., Вальес Н. Г. Применение метода дискретных вихрей для расчета срывного обтекания одно - и двухкомпонентных конструкций // Проблемы машиностроения и автоматизации. Российский научно-исследовательский институт информационных технологий и систем автоматизированного проектирования. 2013. №3. С. 42-45. (0.1875 п. л. / 0.16 п. л.)
2. Самолысов А. В., Масевич А. В., Вальес Н. Г. Расчет срывного обтекания неподвижных и колеблющихся цилиндрических тел методом дискретных вихрей // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. №2. С. 3-9. (0.375 п. л./ 0.3 п. л.)
3. Расчет аэродинамических нагрузок на плохообтекаемые конструкции при срывном обтекании / А. В. Самолысов [и др.] // Труды Крыловского Государственного Научного Центра. С-Пб., 2014. Выпуск 82 (366). С. 155-160. (0.3125 п. л. / 0.218 п. л.)
4. Комбинационный подход при моделировании аэродинамики скоростных железнодорожных составов / А. В. Самолысов [и др.] // Вестник института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. 2015. №1 (29). С. 54-61. (0.4375 п. л. / 0.28 п. л.)
5. Анализ гидроупругого механизма возбуждения пучка труб /А. В. Самолысов [и др.] // Машиностроение и инженерное образование. 2015. Выпуск 2. С. 41-49. (0.5 п. л./ 0.35 п. л.)
6. Определение критических параметров обтекания пучка труб методом численного эксперимента / А. В. Самолысов [и др.] // Теплоэнергетика. 2015. №8. С. 57-61. (0.25 п. л. / 0.2 п. л.)
7. Оценка устойчивости трубного пучка теплообменного аппарата с помощью метода численного эксперимента / А. В. Самолысов [и др.] // Труды Крыловского Государственного Научного Центра. С-Пб., 2015. Выпуск 90 (374). С. 161-170. (0.5625 п. л. / 0.39 п. л.)

8. Critical flow velocity determination for tube-bundle with application of numerical experiment method / A. V. Samolysov [and etc.] // CYSENI 2015, May 27-28, Kaunas, Lithuania. Conference proceedings. (0.375 п. л. / 0.28 п. л.)
9. Самолысов А.В., Марчевская О.А., Каплунов С.М. Оценка устойчивости для пучков труб теплообменника // Научно – техническая конференция «Теплофизика реакторов нового поколения». Тезисы докладов. Обнинск, ФЭИ, 6 – 9 октября 2015 г. С. 207-209. (0.125 п. л. / 0.1 п. л.)
10. Каплунов С. М., Вальес Н. Г., Самолысов А. В. Расчет срывного обтекания неподвижных и колеблющихся тел в 2D и 3D – постановке // International Conference Parallel and Distributed Computing Systems (PDCS 2013). March 13-14, 2013, Kharkiv, Ukraine. Collection of scientific papers. 2013. С. 146-151. (0.3125 п. л./0.24 п. л.)
11. Расчет аэродинамических нагрузок на плохообтекаемые конструкции при срывном обтекании/ А. В. Самолысов [и др.]// Труды конференции по строительной механики корабля, посвященной памяти академика Ю. А. Шиманского. ФГУП «КГНЦ». С-Пб., 2013. С.112. (0.1 п. л. / 0.08 п. л.)
12. Расчет плохообтекаемых конструкций при их срывном обтекании потоком. / А. В. Самолысов [и др.] // ФГУП «КГНЦ» Труды конференции по строительной механики корабля, посвященной памяти профессора И. Г. Бубнова. С-Пб., 2014. С.110-111. (0.125 п. л. / 0.1 п. л.)
13. Самолысов А. В., Вальес Н. Г., Каплунов С. М. Моделирование обтекания многокомпонентных конструкций методом дискретных вихрей на примере ряда трубок // XXIV Международная инновационно – ориентированная конференция молодых ученых и студентов “Актуальные проблемы машиноведения” (МИКМУС-2012): Труды конференции. 2012. С. 151-154. (0.25 п. л./0.2 п. л.)
14. Расчет срывного обтекания ряда труб / А. В. Самолысов [и др.] // Труды XXVI международной инновационно – ориентированной конференции молодых ученых и студентов МИКМУС-2014. М.: ИМАШ РАН, 2014. С. 195-197. (0.125 п. л. / 0.1 п. л.)
15. Расчет обтекания многокомпонентных конструкций / А. В. Самолысов [и др.] // Труды третьей научно – технической конференции «Динамика и прочность конструкций аэрогидроупругих систем. Численные методы». М.: ИМАШ РАН, 21-23 октября 2015 г. С. 23 – 24. (0.125 п. л. / 0.08 п. л.)