

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

*На правах рукописи*

*Петрова*

**ПЕТРОВА Надежда Павловна**

**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ  
КАЛОРИФЕРА ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
НАЛОЖЕННЫХ ПУЛЬСАЦИЙ ПОТОКА**

*Специальность 2.4.6 – Теоретическая и прикладная теплотехника*

**Диссертация**  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
кандидат технических наук, доцент  
Цынаева Анна Александровна

Воронеж – 2023

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ .....	4
ВВЕДЕНИЕ .....	8
1 АНАЛИЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ КАЛОРИФЕРОВ .....	15
1.1 Современные проблемы эксплуатации теплотехнического оборудования систем потребления теплоты.....	15
1.2 Анализ технических решений по интенсификации теплообмена.....	17
1.3 Подходы к экспериментальному исследованию методов интенсификации теплообмена посредством управляющих воздействий .....	21
1.4 Подходы к численному исследованию эффективных решений интенсификации теплообмена посредством управляющих воздействий ...	34
1.5 Выводы. Цель и задачи исследования.....	44
2 ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГАЗОДИНАМИКИ В КАНАЛАХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ (КАЛОРИФЕРА КМС-2) .....	47
2.1 Математическая модель и граничные условия для численного исследования теплообмена и газодинамики в конфузорно-диффузорных каналах при наличии наложенных пульсаций потока .....	47
2.2 Выбор модели турбулентности для исследования теплообмена и газодинамики в конфузорно-диффузорных каналах теплотехнического оборудования (калорифера КМС-2) .....	54
2.3 Метод исследования конфузорно-диффузорных каналов при наличии наложенных пульсаций.....	56
2.4 Валидация метода исследования .....	58
2.5 Выводы .....	67
3 ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ТЕПЛООБМЕН .....	68
3.1 Исследование теплообмена в пограничном слое при наличии продольного градиента давления и переменной степени турбулентности.....	68
3.2 Исследование влияния свойств рабочего тела на теплообмен в конфузорных и диффузорных каналах.....	70
3.3 Исследование теплообмена в конфузорных и диффузорных каналах калорифера в отсутствии наложенных пульсаций потока.....	72
3.4 Исследование теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах	

калорифера с компоновкой из 2-х участков в отсутствии наложенных пульсаций потока.....	78
3.5 Исследование теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах калорифера с компоновкой из 4-х участков в отсутствии наложенных пульсаций потока.....	84
3.6 Исследование теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах калорифера с компоновкой из 4-х участков при наличии пульсаций потока ..	89
3.7 Выводы .....	98
4 ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ И ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ .....	99
4.1 Конструктивные решения, выработанные на основании проведённых исследований.....	99
4.2 Обобщение результатов численных исследований .....	105
4.3 Методика расчета калорифера с каналами переменного сечения и одновременным наложением пульсаций потока.....	110
4.4 Оценка экономического эффекта от предлагаемых конструктивных решений .....	114
4.5 Выводы .....	121
Общие выводы и заключение .....	122
Список использованных источников.....	124
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Переменная степень турбулентности .....	136
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Акты внедрения результатов кандидатской работы.....	137
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Патент и номер заявок на патент.....	139
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Диплом за участие в конференции.....	142

**ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ**

$Re$  – число Рейнольдса;

$St$  – число Стантона;

$Sh$  – число Струхаля;

$Nu$  – число Нуссельта;

$Pr$  – число Прандтля;

$Cr$  – число Куранта;

$K$  – коэффициент ускоренности;

$M_\phi$  – формпараметр;

$L_{расч}$  – объемный расход, м<sup>3</sup>/ч;

$V$  – объем, м<sup>3</sup>/ч;

$Kp$  – кратность;

$\delta$  – толщина пограничного слоя, м;

$u$  – скорость, м/с;

$\nu$  – кинематическая вязкость, м<sup>2</sup>/с;

$Tu$  – степень турбулентности, %;

$A$  – амплитуда, м;

$A_m$  – относительная амплитуда;

$\sigma$  – частота, Гц;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м·°С);

$t$  – температура, °С;

$\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;

$c$  – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);

$\tau$  – время, с;

$l$  – длина участка, м;

$L$  – длина канала, м;

$q$  – удельный тепловой поток, Вт/м<sup>2</sup>;

$k_k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м·°С);

$[P]$  – параметр давления;

$x$  – продольная координата, м;

$d$  – диаметр, м;

$f$  – коэффициент трения;

$\beta$  – угол раскрытия (сужения), °;

$G$  – массовый расход, кг/ч;

$F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;

$f_{za}, f_e$  – площадь живого сечения по греющему агенту и по воздуху, м<sup>2</sup>

$Q$  – теплота, Вт;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

$\bar{x}$  – относительная координата;

$x, y, z$  – координаты;

$Z$  – экономическая эффективность, руб;

$I_m$  – затраты на тепловую энергию, руб;

$Z$  – тариф на тепловую энергию, руб/Гкал;

$I_e$  – затраты на электроэнергию, руб;

$Z_e$  – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, необходимой для работы вентилятора, руб/(кВт·ч);

$N_e$  – мощность вентилятора для стандартного, кВт;

$I_p$  – затраты на содержание и эксплуатацию, руб;

$A$  – амортизация оборудования, руб

$Z_{рем}$  – затраты на ремонт оборудования, руб;

$I$  – общие затраты, руб;

$K_{кан}$  – капитальные затраты;

$C$  – стоимость теплообменника, руб;

$C_m$  – стоимость монтажа, руб;

$\mathcal{E}$  – экономический эффект, руб;

$T$  – период окупаемости, год;

$N_{sl}$  – количество элементов в сетке, шт;

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости;

$g_x, g_y, g_z$  – проекции вектора внешней массовой силы на координатные оси

$e$  – внутренняя энергия;

$q_v$  – тепловая мощность внутренних источников теплоты;

$S_f$  – диссипативная функция;

$R_m$  – универсальная газовая постоянная;

$m_g$  – молекулярная масса газа;

$u'$  – пульсационная составляющая скорости;

$K_3$  – коэффициент, учитывающий наличие пульсаций;

$K_m$  – коэффициент теплопереноса;

$K_3$  – энергия турбулентности;

$\omega$  – диссипация;

Индексы:

$gal$  – параметры теплоносителя на входе;

$gal$  – параметры теплоносителя на выходе;

$vl$  – параметры воздуха на входе;

$vl$  – параметры воздуха на выходе;

$00$  – параметры в начальный момент времени на входе;

$0$  – параметры на входе;

$o$  – параметры для прямого канала;

$wall$  – параметры стенки канала;

$om$  – при наличии повышенной турбулентности;

$cp$  – среднее значение;

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Существенное увеличение потребителей тепловой энергии при незначительном изменении количества источников теплоснабжения требует новых решений для увеличения КПД теплогенераторов. Одним из методов повышения КПД теплогенераторов является повышение температуры воздуха, поступающего в котел. При этом количество теплоты, передаваемое к нагреваемому воздуху, будет определяться температурным напором, коэффициентом теплопередачи и площадью теплообмена. При этом увеличение площади теплообмена является экстенсивным путем и ведет к росту массогабаритных характеристик калориферов. На современном этапе коэффициент теплопередачи при оптимизированных материалах и толщинах стенок будет определяться минимальным значением коэффициента теплоотдачи, который характерен для теплообмена со стороны нагреваемого воздуха, так как теплофизические свойства воздуха значительно хуже характеристик греющего или охлаждающего теплоносителя в этих устройствах (пар, вода и др.). При этом увеличение скорости воздушного потока в калорифере для повышения интенсивности теплообмена ограничивается требованиями по нормируемым значениям уровня шума при работе систем. Интенсивно разрабатываемыми методами увеличения коэффициента теплоотдачи каналов калориферов являются каналы переменного сечения (с использованием положительного, отрицательного и знакопеременного продольного градиента давления), а также метод наложения пульсаций потока. Оказывается, что применение каналов переменного сечения существенно сказывается на интенсивности теплоотдачи, однако возможна дальнейшая интенсификация при использовании гибридного подхода с использованием каналов переменного сечения с одновременным наложением пульсаций потока.

Наибольший вклад в изучении явлений теплообмена в каналах переменного сечения внесли А.А. Жукаускас, С. С. Кутателадзе, А. И. Леонтьев, Ю.А. Виноградов, В. Г. Луцник, А. В. Щукин, D. M. Driver, Н.Н. Fernholz, D. Warnack, А.Е. Samuel, Н. J. Herring и др. в контексте установления

влияния на интенсивность теплоотдачи геометрических характеристик каналов при заданных режимных параметрах. При этом использованию гибридного подхода (продольный переменный градиент давления совмещается с наложенными пульсациями потока для интенсификации теплообмена) для повышения эффективности подогрева воздуха в калориферах при переходном режиме уделено недостаточно внимания.

Диссертационное исследование выполнялось в рамках научного направления кафедры ТГВ «Исследование физических процессов и разработка эффективных решений оборудования энергетических систем».

В этой связи, тема диссертационной работы, посвященная разработке гибридного метода интенсификации теплообмена в каналах калориферов с использованием переменного сечения и одновременным наложением пульсаций потока, является актуальной и практически значимой.

**Цель работы** – интенсификация теплообмена в каналах калориферов с использованием гибридного совмещения наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления.

Для достижения поставленной цели в работе решены **следующие задачи**.

1. Разработка и верификация метода численного исследования теплообмена и газодинамики в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока.

2. Проведение численных экспериментов по исследованию процессов газодинамики и теплообмена для каналов калориферов переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока, на базе которых будут выявлены закономерности тепломассообменных процессов для исследованных каналов в переходном режиме.

3. Обобщение результатов исследований и получение критериальных уравнений для каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) и одновременного наложения пульсаций потока ( $Re_d=3000-6000$ , коэффициент ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6}-1,32 \cdot 10^{-5}$ , формпараметр  $M_\phi=0,024-0,04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ ,  $Sh=0,029-0,29$ ).

4. Разработка на основе полученных результатов новой конструкции

теплообменной поверхности и способа интенсификации конвективного теплообмена в каналах калориферов с использованием гибридного метода интенсификации на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления в каналах переменного сечения (конфузорно-диффузорных).

### **Научная новизна:**

1. Верифицированный метод численного исследования при переходном режиме теплообмена и газодинамики каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) при тепловых граничных условиях 2-го рода, отличающийся одновременным наложением пульсаций потока или использованием переменной степени турбулентности в уравнениях  $k-\omega$  SST модели турбулентности Ментера.

2. Новые результаты по исследованию процессов газодинамики и теплообмена для каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока, на базе которых выявлены закономерности тепломассообменных процессов для исследованных каналов в переходном режиме.

3. Обобщающие критериальные уравнения для теплового и гидравлического расчета при проектировании каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока при  $Re_d=3000-6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6}-1,32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_\phi=0,024-0,04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ , с  $Sh=0,029 - 0,29$ , позволяющие учитывать гибридное воздействие наложенных пульсаций потока (частоту, амплитуду и т.д.) и знакопеременного градиента давления (формпараметр, коэффициент ускоренности).

4. Новая конструкция теплообменной поверхности, способ интенсификации конвективного теплообмена в каналах калориферов с использованием гибридного метода интенсификации на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления в каналах переменного сечения (конфузорно-диффузорных), позволяющие повысить интенсивность теплообмена до 2,7 раза.

**Соответствие пунктам паспорта специальности.**

Исследование соответствует паспорту специальности 2.4.6. – «Теоретическая и прикладная теплотехника»: п.5 – научные основы и методы интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты. Процессы тепло- и массообмена в оборудовании, предназначенном для производства, преобразования, передачи и потребления теплоты.; п.6 – научные основы повышения эффективности использования энергетических ресурсов в теплотехническом оборудовании и использующих теплоту системах и установках; п.8 – новые конструкции теплопередающих и теплоиспользующих установок и оборудования, обладающих улучшенными эксплуатационными и технико-экономическими характеристиками. Совершенствование методов расчета и оптимизация параметров использующих теплоту технологических процессов, оборудования и систем.

**Теоретическая и практическая значимость работы.**

Теоретическая значимость заключается в разработке метода исследования теплообмена и газодинамики в каналах калориферов переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока.

Практическая значимость заключается в получении обобщающих критериальных уравнений для теплового и гидравлического расчета при проектировании каналов калориферов переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока при  $Re_d=3000-6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6}-1,32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_\phi=0,024-0,04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ , с  $Sh=0,029 - 0,29$ , а также разработки новой конструкции теплообменной поверхности и способа интенсификации конвективного теплообмена. Разработанная конвективная теплообменная поверхность, способ интенсификации конвективного теплообмена и обобщающие критериальные уравнения используются в учебном процессе в «Самарском государственном техническом университете» для исследования работы теплообменного оборудования и при расчете калориферов. Результаты диссертационной работы внедрены в производственную деятельность ООО «НЕОВЕНТ» для расчета калориферов при проведении проектных работ.

**Обоснованность и достоверность** результатов работы подтверждается

сопоставлением результатов численного исследования с результатами экспериментальных исследований других авторов, тестированием используемого для численного исследования свободного программного обеспечения, применением положений теории теплофизического эксперимента, теории подобия и положений теории тепломассообмена. Подлинность численных исследований обеспечивается применением метода математического моделирования (подтвержденного сравнением с экспериментальными исследованиями) процессов переноса, использованием апробированного программного обеспечения.

**Апробация работы.** Основные результаты исследования доложены на Международной научно-практической конференции (Самара, 2017 г.); II Международной научно-практической конференции. Ю.П. Грабоздин. (Самара, 2018 г.); XXII Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева (Москва, 2018 г.); II Международной научно-практической конференции «Альтернативная и интеллектуальная энергетика» (Воронеж, 2020 г.); Международной научно-практической конференции «Ресурсоэнергоэффективные технологии в строительном комплексе» (Саратов, 2021 г), I Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетике» (Ульяновск, 2021 г), III Всероссийской научно-практической конференции «Современная наука: актуальные проблемы, достижения и инновации» (г. Белебей, 2022 г).

**Публикации.** Основные положения и результаты диссертационной работы опубликованы в 14 печатных работах, в том числе 2 статьи в изданиях, рекомендуемых перечнем ВАК РФ, 1 статья в зарубежном издании, 2 статьи в других изданиях, 2 патента на изобретение РФ, 1 патент на полезную модель РФ.

Публикации в изданиях из перечня ВАК РФ

1. Петрова Н.П.. Разработка и исследование модернизированного теплообменника КМС-2 / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Промышленная энергетика. – 2021. – №3. – С.39–43.

2. Петрова Н.П. Численное исследование теплообмена в канале

теплообменника с градиентом давления / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Тепловые процессы в технике. – 2019. – №12 (11). – С.532–540.

Публикации в иностранных изданиях

3. N. P. Petrova Numerical study of the effects of pressure gradient on the heat transfer in the KMS heat exchanger channel / N. P. Petrova, A. A. Tsynaeva. // The II international theoretical and practical conference on alternative and smart energy (2021).

Публикации в прочих изданиях

4. Петрова Н.П. Интенсификация и исследование теплообмена и трения в пластинчатых поверхностях нагрева воздухонагревателя КМС-2 с градиентом давления / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева, В.В. Белая // Градостроительство и архитектура. – 2021. – №2 (43). – С.23–29.

5. Петрова Н.П. Разработка и исследование калориферов с градиентными интенсификаторами теплообмена / Н.П. Петрова, А.А. Циановая // Градостроительство и архитектура. – 2018. – №3 (32). – С.137–144.

6. Петрова Н.П. Численное исследование влияния градиента давления на теплообмен в канале калорифера КМС / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Альтернативная и интеллектуальная энергетика: Материалы II Международной научно-практической конференции Воронеж, 16 – 18 сентября 2020 г. – Воронеж: 2020. – С. 272-274.

7. Петрова Н.П. Влияние условий моделирования на решения задач теплообмена в потоках с воздействиями / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // Традиции и инновации в строительстве и архитектуре. строительные технологии Вопросы теории и практики в науке: Сборник статей, электронный ресурс. под редакцией М.В. Шувалова, А.А. Пищулева, А.К. Стрелкова Самара, 2018 г. – Самара: 2018. – С. 355-361.

8. Петрова Н.П. Исследование влияния пульсаций потока на теплообмен в условиях градиента давления и повышенной турбулентности / Н.П. Петрова // Наука в современном обществе: Сборник статей Международной научно-практической конференции Самара, 29 июля 2017 г. – Самара: 2017. – С. 53-56.

9. Петрова Н.П. Численное исследование теплообмена в турбулентном пограничном слое с воздействиями / Н.П. Петрова // Наука в современном

обществе: Сборник статей Международной научно-практической конференции Самара, 29 июля 2017 г. – Самара: 2017. – С. 56-62.

10. Петрова Н.П. Разработка и численное исследование методов интенсификации теплообмена в аппаратах систем обеспечения зданий / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // В сборнике: Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики, 6-7 октября 2021 г. – Ульяновск: 2021. – С. 37–40.

11. Петрова Н.П. Численное исследование теплообмена в воздухонагревателях при наличии продольного градиента давления / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева // В сборнике: Современная наука: актуальные проблемы, достижения и инновации, 27 апреля 2022 г. – Белебей: 2022. – С. 114–116.

#### Патенты

12. Патент РФ 2784163 Теплообменная поверхность / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева (РФ); F28F 13/00. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №33. Опубликовано 23.11.2022.

13. Патент РФ 21254 Теплообменная поверхность / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева; F28F 13/00. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №19. Опубликовано 08.07.2022.

14. Патент РФ 2794711 Способ интенсификации конвективного теплообмена / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева; F28F 3/02, F28F 3/10, F28F 3/12. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №12. Опубликовано 24.04.2023.

**Личный вклад автора.** Все работы по теме диссертации выполнены автором лично или при его основном участии: постановка задачи, выбор и разработка метода исследования, обработка и обобщение полученных результатов исследования, рекомендации по проектированию и расчету калориферов с конфузоро-диффузорными каналами с наложением пульсаций потока, формирование выводов и заключения.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, четырех разделов, заключения, списка литературы (114 источников) и 4 приложений, включает 142 страниц текста, 63 рисунков и 1 таблицу.

## 1. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ КАЛОРИФЕРОВ

### 1.1. Современные проблемы эксплуатации теплотехнического оборудования систем потребления теплоты

В настоящее время количество потребителей тепловой энергии существенно выросло, при этом количество источников теплоты (котельных и ТЭЦ) изменилось незначительно (рис. 1.1).

На рис. 1.1 представлен график изменения количества котельных и ТЭЦ в РФ за последние 10 лет.

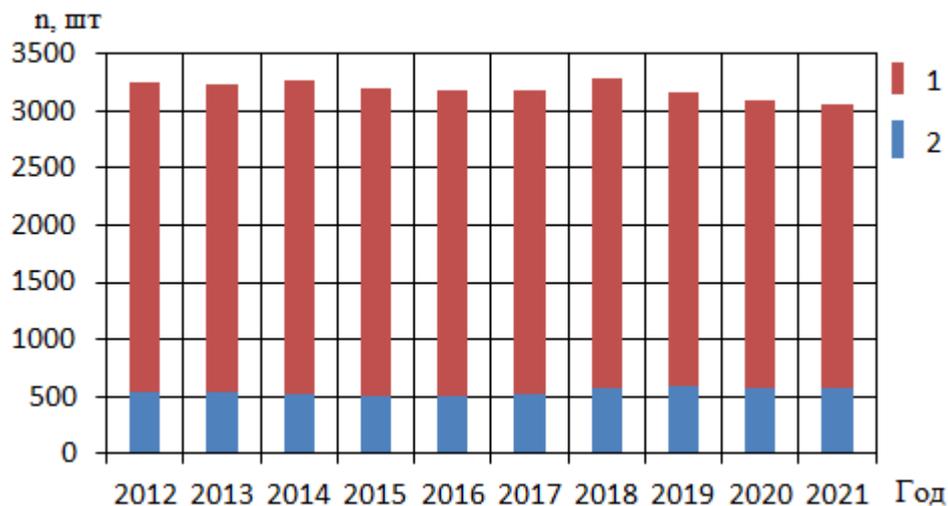


Рис. 1.1. График изменения количества котельных и ТЭЦ в РФ [2]

На рис. 1.2 показан график отпуска тепловой энергии котельными мощностью от 20 до 100 Гкал/ч. За 10 представленных лет (2012-2021 гг) были периоды существенного роста (до 26 %) отпуска тепловой энергии котельными мощностью от 20 до 100 Гкал/ч. При этом количество котельных за этот же период практически не изменилось, следовательно, повышенный отпуск теплоты требовал работы оборудования на предельно допустимых параметрах, что может привести к его существенному износу. В этой связи, требуется повышать эффективность теплообменных аппаратов, в том числе

калориферов для подогрева воздуха.

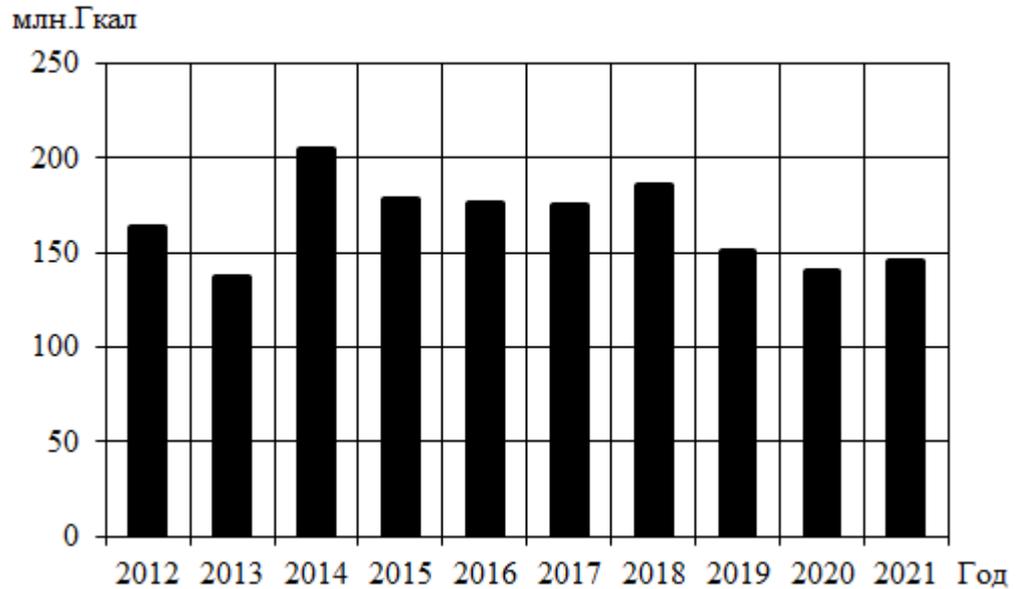


Рис. 1.2. График отпуски тепловой энергии котельными мощностью от 20 до 100 Гкал/ч [2]

Если рассматривать зависимость КПД котельной установки от температуры исходного воздуха, представленной на рис 1.3, то для теплогенераторов сохраняется тенденция роста КПД котла с ростом температуры воздуха, подаваемого в топку.

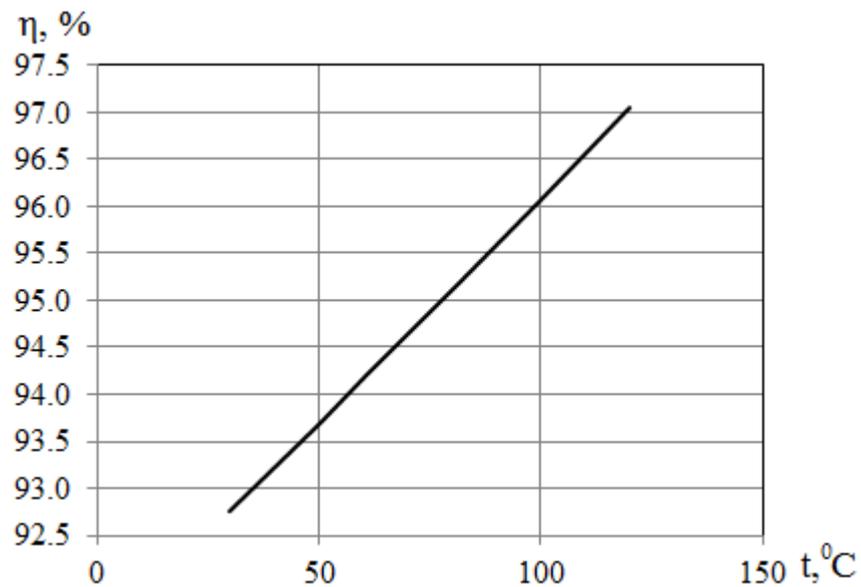


Рис. 1.3. Зависимость кпд котла ДЕ-10-14ГМ от температуры исходного воздуха

Тепловая энергия от источников теплоты при централизованном теплоснабжении расходуется на нужды отопления, горячего водоснабжения и

вентиляции. В системах вентиляции существенное количество теплоты расходуется калориферами на нагрев приточного воздуха. Основываясь на методике расчета [3, 4], объем подготавливаемого воздуха в системах вентиляции рассчитывается по кратности воздухообмена по формуле:

$$L_{рас} = V \cdot Kp, \quad (1.1)$$

где  $L_{рас}$  – расход воздуха м<sup>3</sup>/ч,  $V$  – объем зданий м<sup>3</sup>,  $Kp$  – кратность воздухообмена, принятая по нормативным документам. Калориферы

В этой связи, требуется разработка эффективных методов подготовки (подогрева) воздуха в системах потребления теплоты: вспомогательные системы на промышленно-отопительных котельных, ТЭЦ и др.

## 1.2. Анализ технических решений по интенсификации теплообмена

В работе [5] геометрия см. рис 1.4 представлена в виде последовательно расположенных диффузорно-конфузорных и прямых каналов.

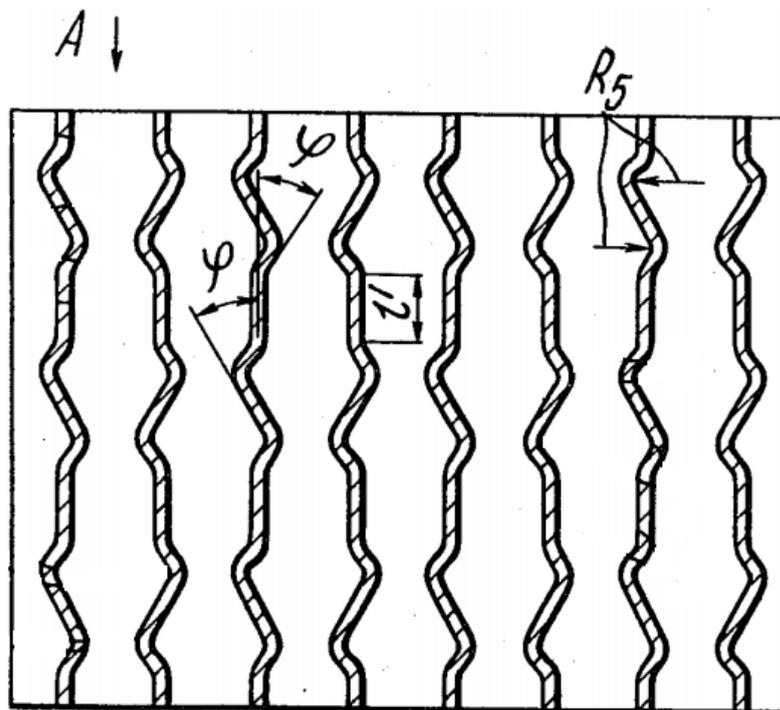


Рис. 1.4. Калорифер с гофрированной поверхностью [5]

При этом длины конфузора и диффузора различны. Также в конструкции [5] теплообменной поверхности (рис 1.4) угол ( $\phi$ ) является фиксированным для

конкретного исполнения калорифера и может меняться только при изменении исполнения калорифера. Исследование [5] производилось при числе Рейнольдса равном 1700, что характеризует ламинарное течение. Полученные результаты [5] по величине интенсификации теплообмена ( $Nu/Nu_0$ ) по длине канала находятся в диапазоне от 1 до 2,1.

В работе [6] описывается конструкция и принцип действия жаровых труб с интенсификаторами теплообмена в виде прямоугольных штырьков (ребер), расположенных друг к другу под некоторым углом см. рис. 1.5. Недостаток этого решения заключается в существенных гидравлических потерях при реализации такого способа и засорении жаровых труб золой, если в качестве рабочего тела выступают дымовые газы, полученные при сжигании твердого или жидкого топлива. Это ведет к росту затрат на эксплуатацию дымососов и вентиляторов теплогенерирующих установок и необходимости дополнительной очистки жаровых труб от отложений. Кроме того, прямоугольные штырьки (ребра) из-за коррозионной активности рабочего тела (дымовых газов) должны иметь антикоррозионное исполнение. Рассмотренное изобретение [6] имеет ряд недостатков, а, именно, существенные потери давления по рабочему телу, существенные затраты на эксплуатацию дымососов и вентиляторов, затраты на остановку технологического процесса для чистки оборудования.

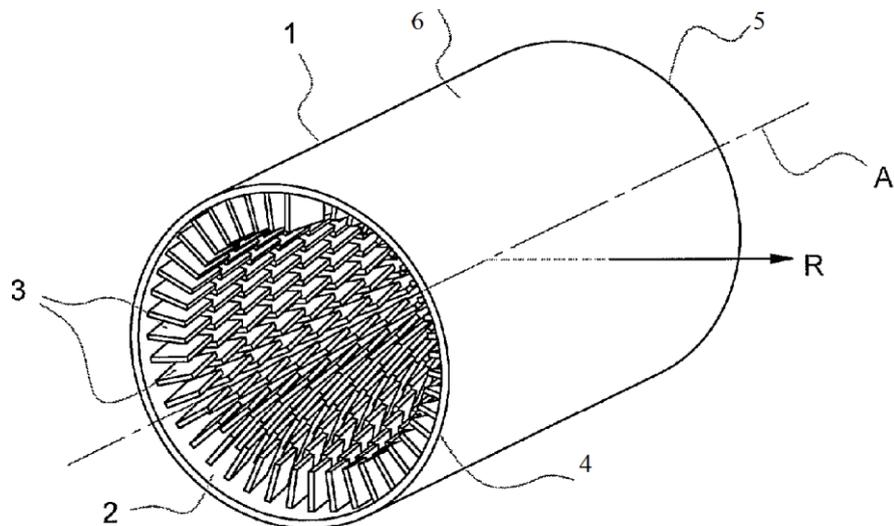


Рис. 1.5. Жаровая труба [6]: 1 – трубчатый корпус; 2 – внутренняя боковая поверхность; 3 – ребра, выступающие в радиальном направлении R; 4 – входная секция; 5 – выходная секция; 6 – поверхность; А – ось

В устройстве калорифера [7] реализуются акустические пульсации к потоку жидкости за счет установки препятствия в сопле и образования зоны отрыва (см. рис.1.6). При этом рост интенсивности теплообмена по данным [7] составляет от 2,5 до 4 раз при увеличении коэффициента трения от 5 до 20 раз.

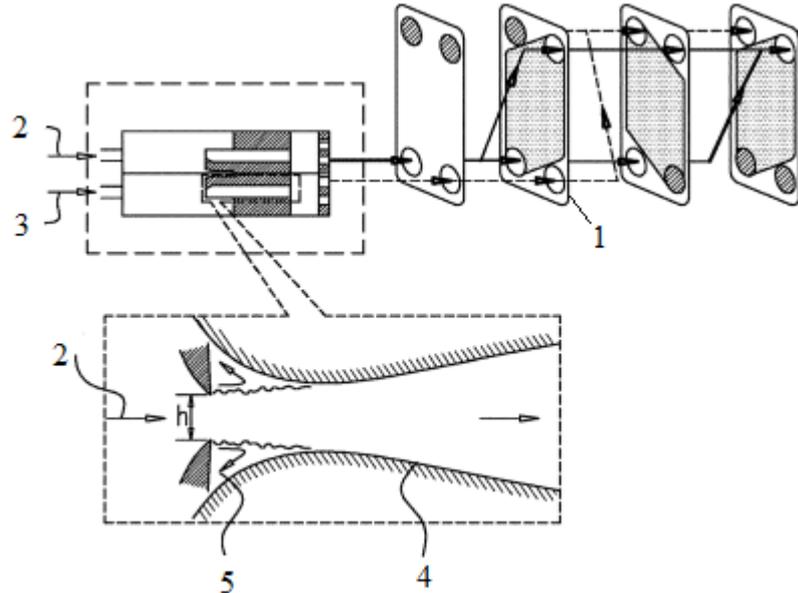


Рис. 1.6. Калорифер [7]: 1 – пластины; 2, 3 – патрубки для греющей и холодной среды; 4 – акустический резонатор (рупор),  
5 – препятствие

В патенте [8] теплообменная поверхность имеет опорные стержни, закрепленные под углом и снабженные изогнутыми ребрами (см. рис.1.7).

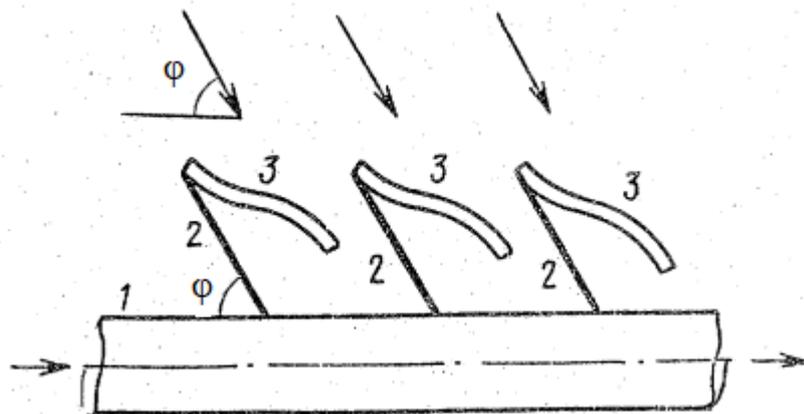


Рис. 1.7. Теплообменная поверхность [8]: 1 – основание; 2 – опорные стержни; 3 – ребра

К недостаткам данной теплообменной поверхности [8] можно отнести значительные затраты на преодоление существенных гидравлических

сопротивлений и ограниченность использования таких поверхностей по свойствам рабочих тел. Данная теплообменная поверхность применима для эксплуатации жидких теплоносителей с достаточно высокой вязкостью, например в подогревателях мазута. Для других рабочих тел поверхность будет менее эффективна. При использовании двухфазного теплоносителя капли жидкости будут оседать между стержнем 2 и ребром 3, что будет способствовать образованию застойных зон и интенсификации коррозии.

В изобретениях [9, 10, 11] реализуется вдув (отсос) пограничного слоя в конфузоро-диффузорных каналах теплообменных аппаратов.

В работе [9] интенсификация теплообмена возрастает за счет перфорирования конфузоро-диффузорных каналов, в которых степень перфорированности изменяется по длине канала от 0,05 до 0,2. При этом угол раскрытия конфузоро-диффузорных каналов [9] находится в диапазоне от 16 до 40 градусов, что способствует возникновению отрыва и увеличению гидравлических потерь.

В работе [10] конструкции конфузоро-диффузорных каналов выполнены таким образом, что реализуется переменный вдув и отсос пограничного слоя. Однако интенсивность теплообмена возрастает только на начальном участке канала (относительная длина от 0 до 0,3) и при числе Рейнольдса  $Re_d=400$ ,  $Re_d=750$ ,  $Re_d=2000$ . Т.е. решение [10] не применимо для более высоких чисел Рейнольдса.

В устройстве [11] интенсивность теплообмена в процессе работы не может быть изменена и имеет недостаточную величину для подогревателей (охладителей) воздуха.

Таким образом, в работах [9-11] управление интенсивностью теплообмена в канале осуществляется за счет вдува (отсоса) и продольного знакопеременного градиента давления. При этом интенсивность теплообмена недостаточна либо решение не может быть применимо для переходных и турбулентных режимов.

В патентах [12, 13] для повышения интенсивности теплообмена использованы осесимметричные каналы переменного сечения. В устройстве [12] канал состоит не только из расширяющегося и сужающегося участка, но и

из прямого участка, а также дополнительных поверхностных интенсификаторов теплообмена. В этой связи, решения, предложенные в работе [12] будут иметь существенные гидравлические потери.

Рабочая область в [13] образована резким сужением и расширением канала, что ведет к отрыву потока. Следовательно, будут иметь место существенные гидравлические потери.

В работах [5-13] исследования проводились при ограниченных значениях чисел Рейнольдса, которые не подходят для эксплуатационных характеристик систем потребления теплоты (например, с использованием калорифера КМС-2) и допустимой скорости движения рабочего тела.

В данном случае из уровня техники [5-13] не обнаружено идентичного технического результата по повышению интенсивности и эффективности теплообмена, увеличению эффективности передачи теплоты от стенок каналов к нагреваемой среде, а также величине экономии теплоты, используемой для подогрева нагреваемой среды (воздуха).

### 1.3. Подходы к экспериментальному исследованию методов интенсификации теплообмена посредством управляющих воздействий

В настоящее время повышение эффективности систем подготовки воздуха возможно на стадии проектирования калориферов и на стадии его эксплуатации. При проектировании калориферов допустимо использование решений по оптимизации конструкций конвективных теплообменных поверхностей, а на стадии эксплуатации разработка методов воздействия с целью управления процессами теплообмена.

В настоящее время можно выделить активный и пассивный метод повышения эффективности калориферов. Активный метод характеризуется воздействием на поверхность теплообмена внешними факторами: электрическим полем, пульсацией, вдувом, звуковым полем. Пассивный метод оказывает свое влияние за счет применения интенсификаторов, образованных

рельефом поверхности теплообмена. Основной проблемой имеющихся разработок является высокая стоимость проектирования и изготовления, достаточно высокий срок окупаемости мероприятий по повышению эффективности калориферов.

Самыми распространенными методами интенсификации теплообмена на поверхности являются лунки, ребра, наличие шероховатости на стенке [14]. Сложность в применении лунок заключается в технологии их нанесения. Форма лунки может принимать вид от самого элементарного воплощения в виде сферы [15] до более сложных форм. Менее затратным методом повышения интенсивности теплообмена в калориферах является применение продольного градиента давления.

В настоящее время известно, что градиент давления оказывает значительное влияние на интенсивность теплообмена в турбулентном пограничном слое [16, 17]. При этом положительный и отрицательный продольный градиенты давления оказывают различное влияние на теплообмен.

Особенностью течения с положительным градиентом давления является то, что при его воздействии на пристенную область профиль скорости деформируется в сторону уменьшения его заполненности. Кроме того, для потока с положительным градиентом давления характерно интенсивное нарастание толщины динамического пограничного слоя.

Анализ воздействия положительного продольного градиента давления на газодинамику и теплообмен в потоке может осуществляться на основе формпараметра [18]:

$$M_{\phi} = \frac{\delta}{u_0} \frac{du}{dx}, \quad (1.2)$$

где  $\delta$  – толщина пограничного слоя,  $u_0$  – скорость потока,

Данный параметр не содержит коэффициента трения, но зависит от данных о профиле скорости.

При умеренных значениях степени диффузорности ( $\lambda_m / \lambda_{kp} = 0.5$ ) при  $Re_d = 10^3$  зависимость  $St/St_{00} = f(\lambda_m / \lambda_{kp})$  по результатам расчета [19]

увеличивается по мере возрастания диффузорности потока. При  $\lambda_m / \lambda_{кр} > 0.5$  наблюдается обратная тенденция, т.е. интенсивность теплообмена уменьшается с ростом степени диффузорности.

Для анализа ускоренных течений давления используется параметр ускоренности  $K$  [20]. Данная величина характеризует уровень ускорения потока и описывается формулой:

$$K = \frac{\nu}{u^2} \frac{du}{dx}, \quad (1.3)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость.

По данным исследования [20] выявлено, что при отрицательном градиенте давления уменьшается толщина вытеснения и потери импульса. Уменьшение коэффициента теплоотдачи происходит при  $K > 2 \cdot 10^{-6}$ .

Е. П. Дыбан, Э. Я. Эпик [21-23] занимались экспериментальными исследованиями влияния на теплообмен турбулентности, градиента давления, коэффициента ускоренности потока и др. Э. Я. Эпик в статье [21] изучала внутреннее строение турбулентных потоков и работала над созданием инженерного метода расчета характеристик теплообмена при наличии воздействий (градиента давления, турбулентности и т.д.) Разработанный метод может быть использован в качестве инженерной методики расчета теплообмена при наличии положительного и отрицательного продольного градиента давления. При обобщении данных по эксперименту [21] в псевдоламинарном пограничном слое учитывалась нелинейность воздействия на теплообмен в пограничном слое. Э. Я. Эпик получено новая эмпирическая зависимость, которая позволяет описывать теплообмен в пограничном слое на плоской пластине и на криволинейной поверхности при взаимодействии с градиентом давления. Для оценки влияния локального значения коэффициента теплоотдачи при наличии внешней турбулентности в работе [21] применено критериальное уравнение вида:

$$St_{от} = St_{00} (a_1 + a_2 \cdot Tu^b - a_3 \cdot Tu^d), \quad (1.4)$$

где  $St$  – критерий Стантона;  $a_1, a_2, a_3$  – константы ( $a_1=1; a_2=3; a_3=6$ );  $b, d$  – показатели степени ( $b=1; d=2$ ); индекс «00» относится к параметрам потока

без воздействий [21].

Для потока без воздействий (рабочее тело - воздух) используется следующее критериальное уравнение [21], [22] для расчета характеристик теплообмена:

$$St_{00} = 0,344 \cdot Re_x^{-0.2}. \quad (1.5)$$

Математические выражения (1.4) и (1.5) не дают возможности учесть влияние на интенсивность теплообмена наличия совокупности воздействий, а именно совместного влияния таких факторов, как градиент давления, степень турбулентности, пульсации потока. Эти формулы позволяют учесть только действие внешней турбулентности и числа Рейнольдса. В этой связи, для расчета числа Стантона в работе [21] используется усовершенствованная математическая формулировка:

$$St_{от} = St_{00} (a_1 + a_2 \cdot Tu^b - a_3 \cdot Tu^d) \cdot (1 + |P|)^{-n}, \quad (1.6)$$

где  $n=1,73$ ,  $Tu$  – степень турбулентности.

Обобщение экспериментальных данных по влиянию на теплообмен ускоренности в работе [24] производилось в виде критериального уравнения, учитывающего частоту и амплитуду наложенных пульсаций расхода:

$$Nu_{max} = 0,11 Re_d^{0.72} Pr^{0.43} (1 + A_m K_3), \quad (1.7)$$

$$K_3 = 0,61 \cdot Sh \exp(-Sh^3 / 700) \quad (1.8)$$

где  $A_m$  – относительная амплитуда наложенных пульсаций расхода. Необходимо отметить, что данное уравнение применимо при  $Sh=0...12$ ,  $A_m=0...0,5$ . Однако, уравнение из работы [24] не позволяет учесть влияние на теплообмен градиента давления и повышенной турбулентности.

Расчет средней теплоотдачи с поверхности поперечно обтекаемого цилиндра с учетом вынужденных пульсаций потока принимает вид [25]:

$$Nu_{cp} = 0,23 Re_{cp}^{0.6} [1 + 0,355(A_m Sh)], \quad (1.9)$$

Полученные авторами [21, 24, 25] критериальные уравнения позволяют прогнозировать коэффициенты теплоотдачи при наличии отдельных воздействий на поток, но не их совокупности.

Ю.А. Виноградовым и его коллегами [26] проводились исследования

теплообмена на проницаемой пластине для градиентного и безградиентного течения в сверхзвуковом потоке газа. По предельной теории турбулентного пограничного слоя в работе [26] проведено сравнение расчетных и экспериментальных значений. Авторами работы [26] выявлено, что градиент давления оказывает влияние на температуру поверхности пластины и при исследовании необходимо учитывать его влияние на теплообмен.

В работе А.В. Илинкова, А. В. Щукина и др. [27] проведено исследование совместного влияния применения различных типов интенсификаторов теплообмена (сферических лунок, выступов, полуцилиндрических выступов) и градиента давления с пространственно-временной перестройкой профиля скорости и при наличии пульсаций потока на интенсивность теплообмена. В работе [27] выявлено, что в диффузорном канале при наличии сферической выемки интенсивность теплоотдачи в ней снижается на 20 %, а в конфузорном канале теплоперенос в выемке, напротив, возрастает до двух раз. Это особенно характерно для зон с образованием вихревых течений в сферических выемках. При отсутствии лунок по данным [27] коэффициент теплоотдачи для конфузора оказывается ниже, чем в безградиентном канале  $\alpha_{int}/\alpha_o = 0,2$ , а для диффузора  $\alpha_{int}/\alpha_o = 1,2$  при  $Re_d = 1,5 \cdot 10^5 - 3,4 \cdot 10^5$ .

Известно, что повышению интенсивности теплообмена способствует наложение пульсаций потока [1, 28, 29].

В работе [1] И. А. Давлетшиным и другими авторами экспериментально исследовалась теплоотдача в конфузоре при пульсациях потока. Исследования проводились на экспериментальной установке с рабочим участком, представленном на рис. 1.4. Пульсации потока воздуха в работе [1] создавались специальным устройством – пульсатором, представляющим собой вращающуюся заслонку 4. Приточный воздух в рабочий участок из окружающей среды подавался вентилятором. Частота наложенных пульсаций находилась в диапазоне от 0 до 190 Гц. Угол сужения конфузора составлял  $15^\circ$ .

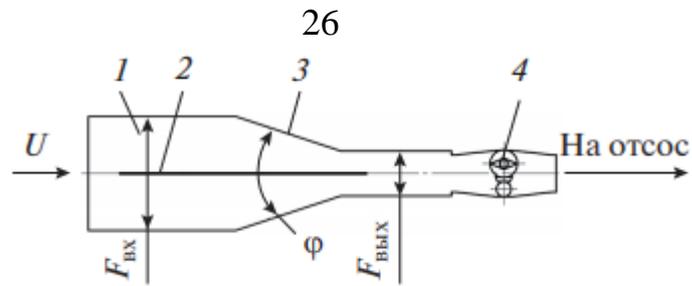


Рис.1.4. Рабочий участок [1]: 1 – канал, 2 – измерительная плата (центральная стенка), 3 – конфузорная часть, 4 – вращающаяся заслонка

Коэффициент теплоотдачи в работе [1] определялся следующим образом, используя метод регулярного режима:

$$\alpha = \frac{\rho \delta c}{2} = \frac{\ln \theta_1 / \theta_2}{\tau_2 - \tau_1}, \quad (1.10)$$

где  $\theta = t_{\text{wall}} - t$  – разность температур пластины и потока,  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $\rho$  и  $c$  – плотность материала пластины и его теплоемкость,  $\tau$  – время, индексы 1 и 2 относятся к начальному и конечному моментам рассматриваемого промежутка времени. Выполненное исследование по определению коэффициента теплоотдачи в плоском конфузорном канале показывает, что на интенсивность теплообмена в канале влияют частота и амплитуда пульсаций скорости потока. В работе [1] выявлен эффект интенсификации теплообмена, составляющий по сравнению со стационарным режимом до 25%.

В работе [30] авторами применяется экспериментальный метод исследования. А. И. Леонтьев и его коллеги в работе [30] проводят исследования характеристик турбулентного пограничного слоя при течении нагретого воздуха в осесимметричных конфузорных и диффузорных каналах с охлаждаемыми стенками. На основе данных эксперимента были разработаны методы расчета турбулентного пограничного слоя при воздействии продольного градиента давления на теплообмен. Эти знания помогут в определении толщины потери импульса и энергии, толщины динамического и теплового вытеснения, касательного напряжения и удельного теплового потока на стенке.

К. М. Бодунов в своей работе [31] изучал влияние продольного градиента давления на интенсификацию теплообмена сферическими

углублениями. Для того чтобы разработать метод инженерного расчета теплообмена в охлаждаемых двигателях и энергоустановках со сферическими углублениями при воздействии продольного градиента давления. Для создания инженерного метода расчета теплообмена с поверхностью со сферическими углублениями в калориферах в работе [31] были выполнены экспериментальные исследования процессов конвективного теплообмена в области сферического углубления при сложных граничных условиях, одним из которых является продольный градиент давления. Это потребовало выполнения комплекса опытных исследований процессов теплопереноса около поверхности сферического углубления и на участке последствия при варьировании степени конфузности и диффузорности потока. В работе [31] не проводились исследования структуры потока в выемке, что несколько снижает ценность работы. Результаты эксперимента [31] показали, что продольный положительный градиент в условиях, реализованных в работе [31] ( $Re_d=70000\dots350000$ ,  $du_{00}/dx=0\dots25\text{ с}^{-1}$ ) приводит к снижению коэффициентов теплоотдачи в лунке до 20 процентов. Результаты эксперимента [31] показали, что при отрицательном градиенте давления с ( $Re_d=70000\dots350000$ ,  $du_{00}/dx=0\dots70\text{ с}^{-1}$ ) интенсивность теплоотдачи в лунке возрастает до 2-х раз.

А. В. Щукиным и его коллегами [32] выполнялись исследования по анализу влияния внешних воздействий на интенсивность теплообмена в сферических лунках и между поперечными сегментными выступами. Установлено, что с ростом положительного продольного градиента давления интенсивность теплоотдачи уменьшается, как для одиночной лунки, так и для системы лунок, расположенных в шахматном порядке. При наличии отрицательного продольного градиента давления интенсивность теплоотдачи возрастает, как для одиночной лунки, так и для системы лунок [32-34]. В исследовании [32-34] показано, что при обтекании системы выступов, наличие положительного градиента ведет к росту теплоотдачи. При отрицательном знаке градиента давления теплоотдача между поперечными сегментными выступами интенсивнее, чем при положительном градиенте давления или при безградиентном течении. Кроме того, в работе [32] выявлена взаимосвязь процессов конвективного теплопереноса с гидродинамическими параметрами

пристеночного течения при наличии внешних воздействий и поверхностных интенсификаторов (лунки, поперечные сегментные выступы).

Т. Ж. Кунакбаев в работе [35] рассматривает гидродинамику и теплообмен плоской полуограниченной струи со спутным потоком при воздействии продольного положительного и отрицательного градиента давления. Изменение давления спутного потока обеспечивалось регулированием площади проходного сечения при помощи подвижной створки диффузора. Скорость струи превышала скорость спутного потока и составляла от 21 до 30,7 м/с. Необходимо отметить, что чрезмерное раскрытие створки рабочей камеры безотрывное течение, составлял 4 градуса. Выявлено [35], что при положительном градиенте давления происходит интенсивное затухание струи, а при наличии отрицательного градиента давления приводит к более медленному снижению скорости в струе, а при значительном отрицательном градиенте давления скорость на оси струи начинает возрастать.

Д. В. Черноиванов и его коллеги в работе [36] провели анализ экспериментальных данных по влиянию продольного градиента давления на характер распространения спутных турбулентных струй и следов. Анализ показал, что градиент давления и скорости спутного потока оказывают одинаковое влияние и на струи и на следы, независимо от их формы.

А. А. Халатов со своими коллегами в работе [37] рассматривали гидродинамику и теплообмен выпуклой поверхности в потоке при наличии ускорения. Представлены результаты экспериментального исследования осредненной и пульсационной составляющих скорости турбулентного течения около выпуклой поверхности постоянной кривизны в потоке с ускорением. В работе [37] установлено, что отрицательный градиент давления влияет на характеристики турбулентного пограничного слоя сильнее, чем выпуклая кривизна поверхности.

В работе [38] К. Х. Гильфанов рассматривал влияние тепловой нестационарности на трение и теплообмен в осесимметричных каналах. Было выявлено, что отрицательный продольный градиент давления подавляет проявление нелинейных возмущений, обусловленных дестабилизирующими факторами. Таким образом, в работе [38] показано, что отрицательный

продольный градиент приводит к увеличению трения и уменьшению теплоотдачи. При воздействии отрицательного продольного градиента давления зафиксированы отличия коэффициента теплоотдачи от квазистационарных условий, выявлена необходимость корректировки стационарных полуэмпирических моделей турбулентности при наличии тепловой нестационарности [38].

Р. В. Нестуля [39] исследовал изменение турбулентного пограничного слоя при больших отрицательных градиентах давления и проявления реламинизации. Необходимым условием начала процесса реламинизации является воздействие сильного отрицательного градиента давления на турбулентный пограничный слой. Для получения отрицательного градиента давления в экспериментах [39] использовалось течение, возникающее при обтекании осесимметричной модели конуса. Использование сменных конусов с углами полураствора 6, 10, 15° позволило изменять продольный градиент давления и определить его влияние на процесс реламинизации. В работе [39] показано, что, несмотря на локальный характер воздействия отрицательного градиента давления, область релаксации пограничного слоя зависит от числа Рейнольдса и протяженность этой области в несколько раз превышает протяженность области с большим отрицательным градиентом давления. Таким образом, в работе [39] предложена физическая модель реламинизации для течения с взаимодействием турбулентного пограничного слоя и веера волн разряжения.

В работе [40] С. С. Кутателадзе, А. И. Леонтьева выявлено влияние продольного градиента давления на структуру пограничного слоя, так при отрицательном продольном градиенте давления пограничный слой на непроницаемой поверхности повышает свою устойчивость, и отрыв потока не происходит. При положительном градиенте давления складывается обратная ситуация: в пограничном слое возникает торможение потока и отрыв пограничного слоя. Кроме того, в работе [40] показано, что при наличии положительного градиента давления теплоотдача возрастает. В области с отрицательным градиентом давления сопротивление увеличивается, а теплоотдача уменьшается. В основном, это обосновывается «эффектом

реламинаризации» турбулентного пограничного слоя.

Чжоу Вэйсин в работе [41] изучал влияние шероховатости на теплообмен и трение в пограничном слое при обтекании газом или жидкости тела при наличии градиента давления. На основе результатов экспериментальных исследований [41] получены критериальные уравнения. При этом числа Рейнольдса, Маха, Прандтля, внешние воздействия и шероховатость стенки изменялись в широком диапазоне. Работа [41] открывает возможность проектирования новых тепловых двигателей и энергетических установок, дает возможность усовершенствовать изделия промышленности. Выявлено, что наличие местной шероховатости существенно увеличивает интенсивность теплообмена при положительном градиенте давления.

В работе [42] экспериментально подтверждено сильное влияние расширения в безотрывном диффузоре с малым углом раскрытия на режим течения. Так же необходимо отметить, что установленный на входе в круглую трубу безотрывный диффузор создает условия для формирования в трубе устойчивого турбулентного течения при числах Рейнольдса, которые для безградиентных потоков показывают свойства течения при ламинарном режиме ( $Re_d=1300$ ).

М. В. Янковская в работе [43] изучала пристенную интенсификацию теплообмена в конфузорах и диффузорах. Были проведены исследования по изучению течения и теплообмена в сферических выемках (выступях) под воздействием продольного градиента давления. Выявлено, что при положительном градиенте давления теплоотдача в сферических выемках ухудшается и происходит увеличение турбулентности в ядре и в области вблизи стенки. Причиной этого является ускоренность возвратного течения. При наличии отрицательного градиента давления изменяется параметр ускорения, и интенсивность теплообмена в выемке увеличивается. На поверхности между выступами теплоотдача знак градиента оказывает существенное влияние на интенсивность теплообмена, что обусловлено влиянием крупномасштабных вихрей.

Методы управления отрывом в потоке в диффузорных каналах

рассматривала Н. Н. Ледовская. В работе [44] проводились исследования о влиянии градиента давления на отрыв. Замечено [44], что используя положительный или отрицательный градиент давления, в зависимости от ситуации, отрывом можно управлять. В результате анализа имеющегося уровня техники выявлено, что мало изученными остаются течения в кольцевых каналах под влиянием положительного градиента давления с высокими скоростями потока. В работе [44] показано, что для получения минимальных потерь полного давления необходимо проектировать диффузорные каналы с безотрывным характером течения и с минимально возможным углом раскрытия. Однако на практике требуется уменьшение длины диффузоров и увеличение степени расширения потока в них. При этом увеличение степени расширения может сопровождаться чрезмерным ростом гидравлических потерь вследствие возникающего отрыва потока.

Badri Narayanan M.A., Ramjee V. [45] исследуют турбулентный пограничный слой с отрицательным градиентом давления. Авторами в работе [45] выявлено, что наличие продольного градиента давления оказывает существенное влияние на интенсивность турбулентности. Это проявляется при реламинизации в снижении коэффициента трения и снижении степени турбулентности.

Экспериментальные исследования течения в круглом коническом безотрывном диффузоре с малым углом раскрытия [46] показали сильное влияние расширения на режим течения. Рабочее тело воздух направлялся в диффузор с углом наклона образующей 0.3 градуса и длиной 70 входных диаметров при числах Рейнольдса  $Re_d > 1300$ . Полученные результаты в работе [46] показали, что напряжения Рейнольдса и энергия турбулентности в диффузоре заметно выше, чем в круглой трубе при одинаковых числах Рейнольдса. Знание этих параметров необходимо для правильного выбора параметров калориферов.

Для улучшения качеств теплотехнических установок применяют теплоноситель при сверхкритическом давлении. Это ведет к увеличению потребления мощности и экономии энергетических устройств. А. А. Боговин в работе [47] разработан метод интенсификации теплообмена при турбулентном

течении жидкости сверхкритического давления. Выявлено влияние растворенных газов на интенсивность теплообмена.

В исследованиях [48-50] показано, что отрицательный градиент давления приводит к ламинаризации потока. Данное явление сопровождается существенным изменением структуры потока (по сравнению с безградиентными потоками) и снижением теплоотдачи. При анализе градиентных течений в качестве их численной характеристики используется параметр ускорения Кейса, который характеризуется возрастанием скорости по длине канала.

В работах [51, 52, 53] приведены результаты исследования теплообмена и гидравлического трения при турбулентном течении газа по каналу, состоящему из несимметричных диффузоров и конфузоров с углом сужения  $12^\circ$  при числах Рейнольдса  $1 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^4$ . Экспериментальные данные аппроксимируются в виде критериальных зависимостей. При сравнении полученных результатов исследований теплообмена и трения для каналов диффузор-конфузор с прямым каналом, было определено существенное влияние величины и знака градиента давления [51, 52, 53].

Driver D. M. [54] при выполнении эксперимента заметил, что знак и величина продольного градиента давления при наличии обратного уступа оказывает свое влияние на координату точки присоединения потока после отрыва. При положительном градиенте давления происходит удлинение отрывной зоны, а при отрицательном градиенте давления – уменьшение. Для пульсационного течения потока выявлено, что при положительном градиенте давления увеличивается значение кинетической турбулентной энергии в потоке, что приводит к распространению пульсаций вниз по течению от обратного выступа.

Yoshioka S [55] экспериментально исследовал периодический вдув и отсос через тонкую щель в стенке обратного уступа. Выявлено, что уменьшение длины отрывной зоны соответствует числу Струхала равного 0,19. В работе [55] зафиксировано изменение длины рециркуляционной зоны, отрыв больших вихрей.

В работе [56] Abu-Ghannam B. J., Shaw R. исследуется плоская

пластина, установленная в аэродинамической трубе при низких скоростях с интенсивностью турбулентности набегающего потока от 0,3 до 5% при наличии градиента давления.

Blackwelder R.F., Kovasznay L.S.G., [57] изучали развитый турбулентный пограничный слой при наличии положительного градиента давления, чтобы исследовать роль большой вихревой структуры во время «реламинаризации». Три колеблющиеся составляющие скорости и касательное напряжение Рейнольдса были получены для более точного определения природы распада турбулентной структуры. Эти измерения показали, что уровень скоростей и напряжений был приблизительно постоянным вдоль средней линии канала, за исключением зоны вблизи стенки. Крупномасштабная структура была получена в области максимального градиента давления и сравнивается с нулевым градиентом давления.

Экспериментально Fernholz Н.Н., Warnack D. [58] исследовали турбулентный пограничный слой, где продольный отрицательный градиент давления изменяет свойства потока, например профили средней скорости и поверхностное трение, так что они показывают ламинарное поведение. Параметр максимального ускорения принимает значения  $K = 4 \cdot 10^{-6}$ , а начальное значение числа Рейнольдса находится в диапазоне от 862 до 2564. Реламинаризация происходит в обоих пограничных слоях, как постепенное изменение свойств турбулентности.

В работе [59] экспериментально исследуется влияние высокой интенсивности турбулентности набегающего потока 13% на турбулентном пограничном слое при сильном отрицательном градиенте давления  $K = 3.6 \cdot 10^{-6}$  и числе Рейнольдса 1200. Градиент давления и турбулентность набегающего потока влияют на развитие пограничного слоя. Детально исследуются два пограничных слоя с одинаковым распределением давления, но с разными начальными уровнями турбулентности набегающего потока. Исследование показало, что только высокий уровень турбулентности набегающего потока снижает реламинаризацию пограничного слоя.

Автор в работе [60] изучал течения в двухмерных диффузорах. Получены четыре способа движения рабочего тела: режим без отрыва потока,

область неустойчивой трехмерной зоны отрыва, режим развитой двумерной зоны отрыва и струйное течение при котором основной потока не присоединяется из расходящихся стенок павильона. Так же авторами [60] отмечено, что особое влияние на режим течения оказывает геометрия канала.

Проведенный анализ результатов экспериментальных исследований эффективных решений интенсификации теплообмена посредством управляющих воздействий показал недостаточность имеющихся данных в следующем диапазоне исследуемых величин (характерных для калориферов): с  $Re_d=3000-6000$  (переходный режим), с коэффициентом ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6}-1,32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром с  $M_\phi=0,024-0,04$   $dP/dx > 0$  и  $dP/dx < 0$ , с  $Sh=0.029 - 0.29$ .

#### 1.4. Подходы к численному исследованию эффективных решений интенсификации теплообмена посредством управляющих воздействий

В работе С. Г. Руденко [61] проводилось исследование по влиянию продольного градиента давления на сложный теплообмен при высоких температурах каналов и сопел при сильном вдуве, что характерно для ядерных энергоустановок. При таких условиях интенсивность теплообменных процессов снижается по длине пластины. Исследование [61] проводилось для пластины длиной  $L=25$  мм (для ламинарного пограничного слоя) при  $dp/dx < 0$  и  $L=500$  мм (для турбулентного пограничного слоя) при следующих параметрах: диапазон изменения скорости потока 10–200 м/с с температурой потока 8000–10000 К, рабочее тело – двухфазный поток (несущая среда – водород, вторая фаза – частицы лития до 1 % по объему). В результате исследования [61] выявлено, что для ламинарного пограничного слоя при наличии вдува конвективная составляющая теплопереноса возрастает в 8,45 раза, а лучистая составляющая снижается незначительно. При наличии градиента давления и вдува влияние лучистой составляющей уменьшается на 6 %.

В работе [62] приведена уточняющая методика по обобщению опытных

данных по теплообмену и сопротивлению для диффузорно-конфузорных каналов. Однако в работе [62] проведенное обобщение результатов экспериментальных исследований для знакопеременных каналов в виде критериальных уравнений имеет погрешность  $\pm 25\%$ . В современных условиях при проектировании и при разработке нового калорифера допустимая погрешность должна быть существенно ниже.

В работе В. И. Терехова, Т. В. Богатко [63] представлены результаты численного исследования влияния относительной толщины пограничного слоя на теплообмен в турбулентном потоке при наличии отрыва потока в трубе с резким расширением. Выявлено, что рост градиента давления приводит к уменьшению интенсивности теплообмена в отрывной области при условии, что исследования проводились при  $Re_d=27500$ . Уменьшение коэффициента теплоотдачи обуславливается увеличением относительной толщины пограничного слоя и увеличением длины рециркуляционной зоны.

В работе А. И. Леонтьева и др. [64] проведено исследование влияния различных степеней расширения в конических расширяющихся каналах на интенсивность теплообмена. Так канал делился на 3 участка: прямой цилиндрический участок, где развивается турбулентное течение, диффузор и снова прямой участок (см. рис 1.5).

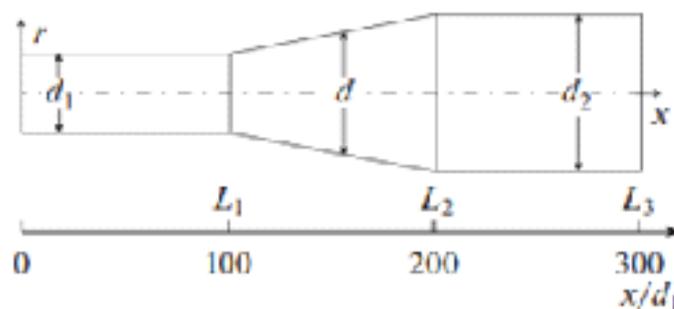


Рис.1.5. Расчетная схема исследуемого канала [64]

Исследование выполнено для воздуха, используемого в качестве рабочего тела. Сопоставление результатов расчета течения и теплообмена для диффузора и прямого участка проводилось при одинаковых числах Рейнольдса. В работе выявлено [64], что для расширяющегося канала значения чисел Нуссельта оказываются значительно выше, чем для прямого участка при

одинаковых числах Рейнольдса. Необходимо отметить, что рост угла раскрытия канала, ведет к увеличению всплеска значений коэффициента теплоотдачи.

О. В. Сорока [65] провел комплексное исследование теплообмена в каналах со знакопеременным градиентом давления и выполнил обобщение полученных результатов. Геометрия расчетной области из работы [24] представлена на рис.1.5.

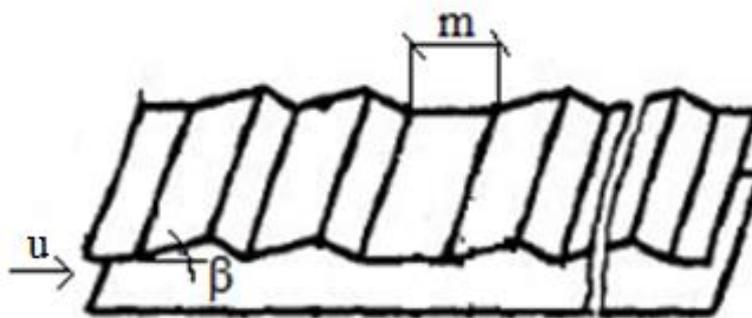


Рис.1.6. Схема конфузорно-диффузорного канала [65]

$m$  – длина гладкого участка,  $\beta$  – угол раскрытия диффузора,  
 $u$  – скорость

Полученные в работе [65] результаты показывают, что наличие продольного знакопеременного градиента давления приводит к интенсификации теплообмена. При безотрывном течении - это связано в основном с генерацией турбулентности в расширяющейся части канала, а также с увеличением скорости течения рабочего тела на сужающихся участках. При наличии отрыва появляются вихревые зоны, вызывающие рост турбулентности и интенсивности перемешивания теплоносителя. Число Стантона возрастает в диффузорной области, где достигает своего максимума, но в конфузорной части начинает снижаться. Однако исследованный в работе [65] диапазон изменений чисел Рейнольдса ( $Re_d=10000...50000$ ) не соответствует характеристикам работы калориферов (например, КМС-2), наиболее распространенных в системах подготовки воздуха.

В работах В. Г. Луцика и других авторов [66–68], посвященных исследованию влияния градиента давления на теплообмен, выявлен некоторый

недостаток данных для параметров работы калориферов КМС-2, получивших широкое распространение в использующих теплоту системах и установках (вспомогательные системы на промышленно-отопительных котельных, ТЭЦ, системы вентиляции, кондиционирования и воздушного отопления).

В работе [66] исследованы газодинамика и теплообмен в канале с предвключенным участком: входу в диффузор предшествует участок постоянного сечения высотой  $h_1$  и длиной  $L_1$ , на котором устанавливается развитое турбулентное течение. Далее следует участок с диффузором и за ним расположен выходной участок постоянного сечения (рис.1.7).

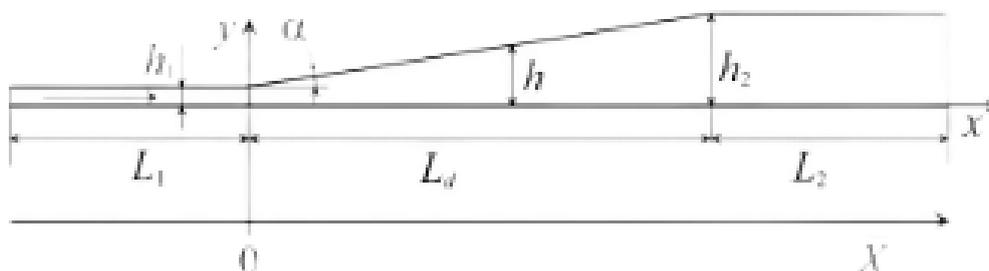


Рис.1.7. Расчетная схема  $h$  – высота,  $L$  – длина [66]

Осредненное значение относительного коэффициента теплоотдачи  $\alpha'/\alpha'_0$  при изменении угла раскрытия угла диффузора от 0 до 5 градусов возрастает от 1 до 1,8 [66]. При этом относительный коэффициент трения практически не меняется согласно данным представленным в работе [66]. Однако значения фактора аналогии Рейнольдса по длине диффузора меняется немонотонно и на относительной длине от 0 до 25 калибров возрастает от 1 до 2,3 и далее снижается при относительной длине от 25 до 50 калибров. При длине канала равной 50 калибров график имеет выраженный уступ [66].

В работе [67] выявлено, что для течения в диффузоре число Нуссельта и фактор аналогии Рейнольдса оказывается выше, чем в канале постоянного сечения. Это превышение связано с увеличением угла раскрытия диффузора, в том числе при использовании газообразного рабочего тела. Авторами [67] установлено, что в диффузоре положительный градиент приводит к росту турбулизации течения. При этом средний по длине диффузора коэффициент трения существенно не изменяется. Так, в работе [67] диапазон изменения чисел Рейнольдса  $Re_d=5000-14000$ , коэффициент ускоренности равен

$K=1,4 \cdot 10^{-6} - 2 \cdot 10^{-5}$ , т.е. характеристикам работы калорифера КМС-2 будет соответствовать очень узкий диапазон данных, тем более что коэффициент ускоренности изменяется в другом диапазоне, чем предполагается сделать в этой работе.

В работе [68] выполнено численное исследование теплообмена в диффузоре с углом раскрытия  $\beta = 3^\circ$ , относительной длиной канала  $L_d = 10-100$  калибров,  $Pr=0,026-80$  (рабочие тела: воздух  $Pr=0,71$ , гелий-ксеноновая смесь  $Pr=0,24$ , вода  $Pr=5,40$ , трансформаторное масло  $Pr=55,7$ , ртуть  $Pr=0,024$ ), однако в работе [68] диапазон изменения числа Рейнольдса  $10^4 - 10^5$  не соответствует условиям эксплуатации калорифера КМС-2 ( $Re_d=3000-6000$ ). В работе [68] численное исследование выполнено с использованием RANS подхода, но с использованием модели турбулентности, применение которой может давать недостаточно точные результаты в выбранном диапазоне  $Re_d = 3000-6000$ .

Работа [69] посвящена численному исследованию теплообмена в плоском канале с конфузуром и относительной длиной конфузорного участка  $l_1/h_1 = 13,33$ ,  $l_1/h_2 = 18,18$ , параметром ускоренности  $K=(3-13) \cdot 10^{-6}$ ,  $Re_d=7300$  и  $Re_d=10500$ . При этом в исследовании [69] геометрические характеристики исследуемого конфузора и диффузора имеют параметры, отличные от параметров в каналах калориферов с переменным сечением.

А. Ю. Сахнов в работе [70] провел комплексное исследование характеристик динамического и пограничного слоя при условии отрицательного градиента. В работе [70] выявлено сходство воздействия отрицательного градиента давления и отсоса на структуру и энергообмен в пограничном слое. Это проявляется наличием поперечного потока, направленного от внешней границы пограничного слоя к стенке. В работе [70] выявлено, что отрицательный градиент давления затягивает ламинарно-турбулентный переход в диапазоне значений  $0 < K < 0,85 \cdot 10^{-11}$   $K > 0,85 \cdot 10^{-6}$  пограничный слой не изменяется и остается ламинарным по всей длине пластины. Также установлено, что наличие предварительного безградиентного участка оказывает влияние на характеристики пограничного слоя на последующем участке ускоренного течения. То есть, в работе [70]

А.Ю. Сахновым выявлено влияние предыстории потока на характеристики пограничного слоя.

Для изучения теплообмена в осесимметричном диффузоре после внезапного расширения в исследовании [71] был применен численный метод решения на базе уравнений Навье-Стокса. В результате численного исследования было показано влияние положительного градиента давления после внезапного расширения круглой трубы на аэродинамику и турбулентный теплоперенос в зоне отрыва, присоединения и релаксации. Перед отрывом наблюдаются такие свойства течения, как повышенная степень турбулентности. Особое внимание уделяется изучению влияния угла раскрытия диффузора. Остальные параметры течения число Рейнольдса, высота ступеньки, профиль скорости и степень турбулентности остаются неизменными. Авторами [71] показано, что угол раскрытия диффузора оказывает влияние на динамические параметры потока и также на местный коэффициент теплоотдачи за участком внезапного раскрытия. В работе [71] было установлено, что продольный градиент давления влияет на увеличение длины рециркуляционной зоны. Локальный коэффициент теплоотдачи проявляет более консервативные свойства по отношению к положительному градиенту давления. Максимальные его значения, с ростом угла раскрытия диффузора, снижаются незначительно.

С использованием классического подхода к моделированию при применении измененной  $k-\varepsilon$  модели в работе [72] показано воздействие характеристик набегающего потока на формирование динамических и тепловых процессов в стационарном развитом турбулентном пограничном слое при наличии положительного градиента давления. Так, В.А. Алексин изучал структуру турбулентного пограничного слоя, проводил сравнение расчетного профиля скорости, кинетической энергии турбулентности с экспериментальными данными в предотрывной области. Т.е., в области, в которой положительный градиент не достиг максимума, чтобы в дальнейшем произошел отрыв, но кинетическая энергия в пограничном слое еще достаточна велика для преодоления сопротивления. В этом случае течение еще устойчиво, отрыв не возникает. В работе [72] сделан анализ совокупного

воздействия гармонических колебаний скорости наружного невязкого потока и его турбулентности, а так же влияния положительного градиента давления на развитие нестационарных характеристик течения и теплопереноса в пограничных слоях.

В. Н. Волков в статье [73] рассматривает влияние продольного градиента давления и локализованного вдува на турбулентный теплообмен с плоской пластиной. На рис 1.8 показана геометрия расчетных областей с разными формами верхней границы.

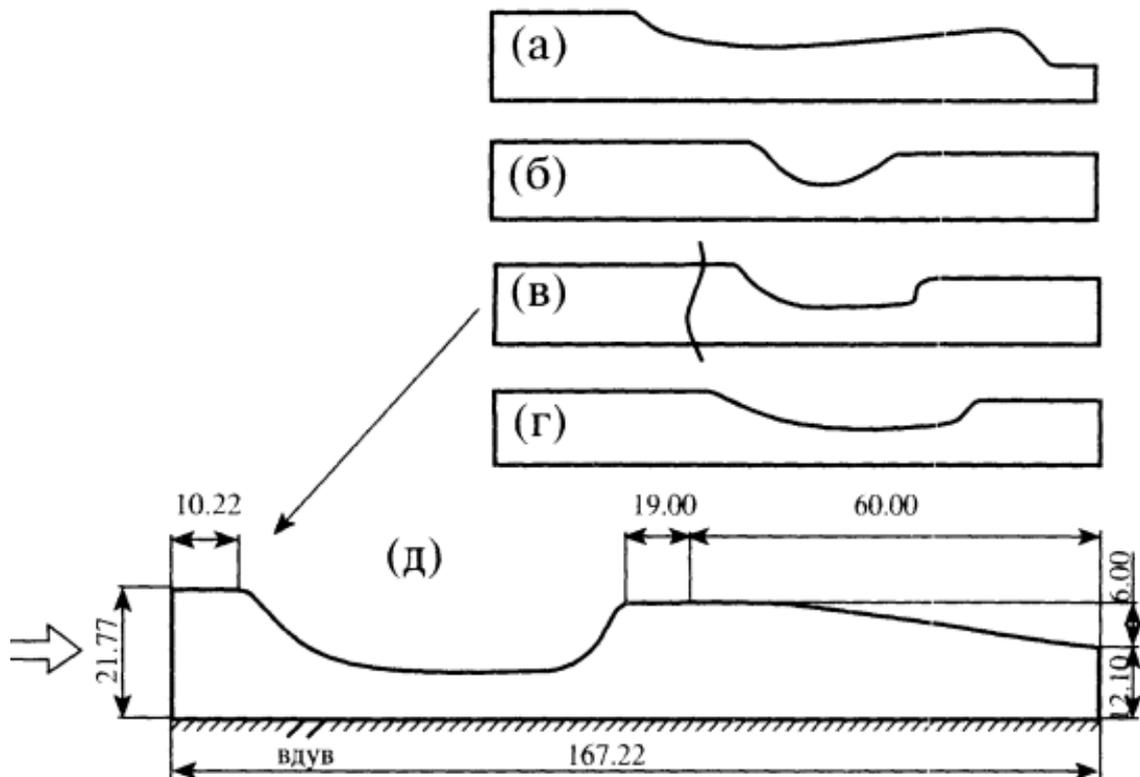


Рис.1.8. Геометрия расчетных областей (а) – (г) с разными формами верхней границы [73]

С помощью численного решения получено распределение чисел Нуссельта, которые зависят от величины и знака градиента давления, скорости и температуры вдуваемого газа. По представленным результатам расчета замечено, что модели турбулентности  $k-\varepsilon$  и Спаларта-Алмареса приводят к неудовлетворительным результатам при сравнении с данными физического эксперимента. Это может объясняться неточным описанием структуры потока в пристеночной области. В связи с этим, в научной работе [73] для

моделирования применена двухслойная модель турбулентности для получения более качественного совпадения с экспериментальными данными. Из полученных результатов расчетов [73] видно, что во всех расчетных вариантах при удалении от переднего края пластины число Нуссельта уменьшается. Но при положительном градиенте давления снова достигает максимума. При отрицательном градиенте давления или нулевом градиенте давления зависимость числа Нуссельта от продольной координаты имеет монотонно убывающий характер.

В статье [74] рассмотрено влияние градиента давления внешнего потока на устойчивость возмущений в пограничных слоях сжимаемого газа. С. А. Гапанов и Н. М. Терехова применяют пассивный метод управления турбулентным переходом в пограничном слое. Рассмотрено два типа условий при числах Маха  $M=2$  и  $M=5,35$ . Для меньших значений числа Маха  $M=2$  наличие положительного градиента давления ведет к более раннему переходу от ламинарной формы течения к турбулентной, и, напротив, при наличии отрицательного градиента давления происходит затягивание перехода к турбулентности. Выявлено, что при высоких значениях чисел Маха  $M=5,35$  возникновение турбулентных образований очень сильно зависит от знака и величины продольного градиента давления. При положительном градиенте давления критическое число Рейнольдса возрастает, а при отрицательном градиенте давления пограничный слой дестабилизируется значительно раньше.

О.П. Марфина в работе [75] изучала теплообмен в осесимметричных каналах в пусковых режимах энергетических установок. Разработанная в работе [75] математическая модель позволяет учитывать влияние на параметры течения тепловой и динамической нестационарности, неизотермичности, наличия продольного градиента давления, а также совместное влияние вышеперечисленных дестабилизирующих факторов. В работе [75] установлено, что при увеличении расхода рабочего тела по экспоненциальному закону уровень и характер изменения относительной скорости и числа Рейнольдса в целом определяется законом изменения расхода во времени, однако особое влияние на развитие параметров течения

оказывает продольный отрицательный градиент давления.

Изучение нестационарных турбулентных потоков с воздействиями имеет существенную область практических приложений, открывающих возможность интенсифицировать теплообмен в калориферах или снизить интенсивность нагрева элементов энергетических установок, требующих наличия тепловой защиты. В работе [76] В. И. Понявин рассматривает влияние продольного отрицательного градиента давления на трение в условиях нестационарного турбулентного потока. В. И. Понявин в работе [76] проводит исследование в каналах конфузного типа при нестационарном турбулентном течении методом численного моделирования с использованием  $k-\varepsilon$  модель турбулентности. В работе [76] выявлено, что наличие отрицательного градиента давления приводит к ухудшению свойств нестационарности, а, следовательно, происходит рост коэффициента гидравлического трения. Под нестационарным движением рабочей среды в работе [76] понимается тот момент, когда происходит пуск или останов установок, либо работа при переходе с одного режима работы на другой. Таким образом, полученные в работе [76] данные показывают, что может быть повышена надежность конструкций калориферов.

Изучением свободной и вынужденной конвекцией на проницаемых поверхностях занимался В. А. Першуков [77], используя численный метод исследования. Его численные расчеты базировались на уравнениях Орра-Зоммерфельда. Проведенные расчеты по исследованию влияния внешнего отрицательного градиента давления, показали устойчивость автомодельного ламинарного течения на проницаемой поверхности. В работе [77] при выполнении численного моделирования было определено, что к росту критического числа Рейнольдса для профилей скоростей с точкой перегиба приводит наличие индуцированного вдува отрицательного градиента давления. Кроме того, выявлена закономерность, показывающая, что число Рейнольдса возрастает как при вдуве, так и при отсосе, но при этом продольный градиент давления особой роли для устойчивости течения не играет.

Зубков В.Г. в статье [78] рассматривал влияние ускорения потока на структуру турбулентных течений и теплообмен. В работе [78] показано, что в

конфузоре на гладкой поверхности теплоотдача при увеличении продольного градиента давления незначительно уменьшается. По данным авторов [78] уменьшение теплоотдачи обусловлено увеличением толщины вязкого подслоя.

С. В. Болдырев, А. В. Болдырев, И. Х. Ибрафиллов, С. И. Харчук изучали пульсирующее отрывное турбулентное течение газа в каналах холодильных установок под воздействием положительного градиента давления и пульсаций. В работе [79] градиент давления создавался из-за внезапного расширения канала. Численное исследование базировалось на уравнениях Навье-Стокса, неразрывности и энергии. При численном моделировании с воздействием продольного градиента давления в отрывном турбулентном течении использовалась  $k-\varepsilon$  модель турбулентности. Проведенные расчеты позволили определить профиль скорости, коэффициент трения и давление на стенке канала, величины кинетической энергии турбулентности для  $Re=33000$ . Геометрия расчетной области представлена на рис. 1.9. Выявлено, что значение Струхалия 0,054 почти не изменяется в диапазоне углов от 0 до +3 градуса. Частота наложенных пульсаций принимала значения от 0 до 450 Гц. Полученные в работе [79] результаты по распределению коэффициента поверхностного трения и давления на стенке канала показали, что на квазистационарных режимах течения с ростом угла длина отрывной зоны увеличивается, а давление на стенке уменьшается. Замечено, что с ростом частоты наложенных пульсаций значения кинетической турбулентной энергии сначала растут, достигая максимума при критическом числе Струхалия, затем начинают снижаться. В работе [79] отсутствуют данные о теплообмене в исследуемых условиях.

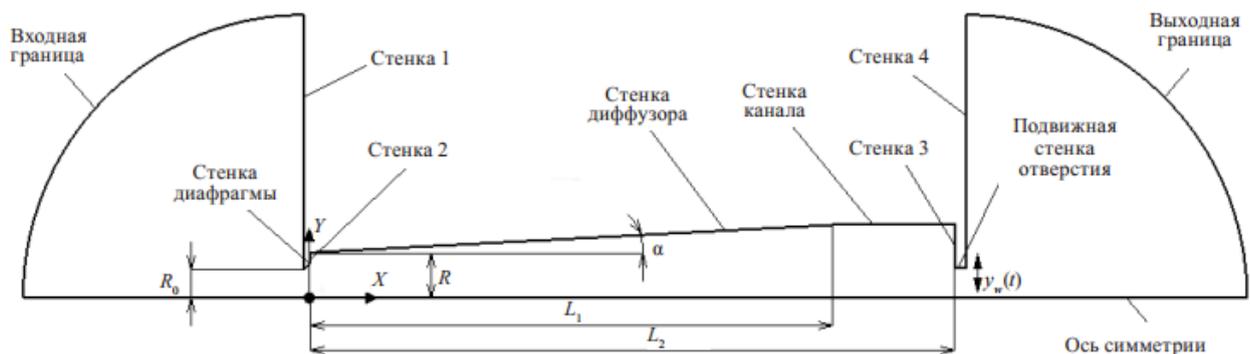


Рис.1.9. Схема расчетной области. Граничные условия [79]

Samuel A.E., Joubert P.N. [80] исследовали пограничный слой при наличии продольного градиента давления. Выявлено, что трехпараметрическая дифференциальная модель турбулентности подходит для применения с нарастающим положительным градиентом давления и показывает хорошие результаты сходимости с данными эксперимента [80].

В работе [81] представлено численное и аналитическое исследование влияния положительного градиента давления на характеристики динамического пограничного слоя. Показано, что при определенном значении градиента давления в ламинарном пограничном слое достигаются асимптотические условия, когда коэффициент поверхностного трения не зависит от числа Рейнольдса. В работе [81] отсутствуют данные о теплообмене в исследуемых условиях.

Проведенный анализ имеющихся результатов численных исследований эффективных решений интенсификации теплообмена посредством управляющих воздействий показал недостаточность имеющихся данных в следующем диапазоне исследуемых величин (характерных для калориферов): с  $Re_d=3000-6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K=9,5 \cdot 10^{-6}-1,32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром с  $M_\phi=0,024-0,04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ . При этом работ по численному исследованию гибридного метода интенсификации теплообмена каналов калорифера с использованием переменного сечения (знакопеременного градиента давления) с одновременным наложением пульсаций потока выявлено не было.

## 1.5 Выводы. Цель и задачи исследования

Экономия энергоресурсов – одна из важных проблем теплоэнергетики. В связи с этим, появляется необходимость усовершенствование конструкций теплообменных аппаратов, в том числе калориферов. Одним из распространенных направление является внедрение поверхностей, обеспечивающих пристеночную интенсификацию теплообмена.

Выполненный обзор литературных источников выявил недостаточность

работ исследованию гибридного метода интенсификации теплообмена каналов калориферов с использованием переменного сечения (знакопеременного градиента давления) с одновременным наложением пульсаций потока.

Таким образом, имеющиеся экспериментальные и численные результаты исследования совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента на теплообмен оказались недостаточными в условиях изменения чисел Рейнольдса от 3000 до 6000 и коэффициентов ускоренности  $9,5 \cdot 10^{-6} - 1,32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_\phi = 0,024 - 0,04$ ,  $dP/dx > 0$  и  $dP/dx < 0$ , с  $Sh = 0,029 - 0,29$  характерных для работы каналов калориферов с использованием переменного сечения с одновременным наложением пульсаций потока.

**Цель работы** – интенсификация теплообмена в каналах калориферов с использованием гибридного метода на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления.

Для достижения поставленной цели ставятся **следующие задачи**.

1. Разработка и верификация метода численного исследования теплообмена и газодинамики в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока.

2. Проведение численных экспериментов по исследованию процессов газодинамики и теплообмена для каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока, на базе которых будут выявлены закономерности тепломассообменных процессов для исследованных каналов в переходном режиме.

3. Обобщение результатов исследований и получение критериальных уравнений для каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока с  $Re_d = 3000 - 6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K = 9,5 \cdot 10^{-6} - 1,32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_\phi = 0,024 - 0,04$   $dP/dx > 0$  и  $dP/dx < 0$ , с  $Sh = 0,029 - 0,29$ .

4. Разработка на основе полученных результатов новой конструкции

теплообменной поверхности и способа интенсификации конвективного теплообмена в каналах калориферов с использованием гибридного метода интенсификации на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления в каналах переменного сечения (конфузорно-диффузорных).

## 2. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА И ГАЗОДИНАМИКИ В КАНАЛАХ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ (КАЛОРИФЕРА КМС-2)

2.1. Математическая модель и граничные условия для численного исследования теплообмена и газодинамики в конфузорно-диффузорных каналах при наличии наложенных пульсаций потока

Математическое моделирование течения и теплообмена выполнено в программном комплексе Code\_Saturne [82] с помощью RANS подхода. Математическая модель включает в себя дифференциальные уравнения: уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности), уравнение сохранения энергии, уравнение состояния, уравнение сохранения количества движения (Навье-Стокса).

Уравнения Навье-Стокса имеет вид:

$$\rho \frac{du_x}{d\tau} = g_x - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \bar{u} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \right], \quad (2.1)$$

$$\rho \frac{du_y}{d\tau} = g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u_y}{\partial y} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \bar{u} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \right], \quad (2.2)$$

$$\rho \frac{du_z}{d\tau} = g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \mu \left( 2 \frac{\partial u_z}{\partial z} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \bar{u} \right) \right], \quad (2.3)$$

Уравнение неразрывности записывается в виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div} (\rho \bar{u}) = 0, \quad (2.4)$$

где  $\rho$  – плотность;  $u_x, u_y, u_z$  – проекции вектора скорости  $\bar{u}$  потока на оси  $x, y, z$ ;  $\tau$  – время;  $g_x, g_y, g_z$  – проекции вектора внешней массовой силы на координатные оси;  $P$  – давление;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости.

Уравнение энергии включает в себя внутреннюю энергию, вектор потока теплоты, тепловую мощность внутренних источников теплоты,

коэффициент теплопроводности и температуры и принимает вид:

$$\rho \frac{\partial e}{\partial \tau} = -\text{div}(-\lambda \text{grad} t) + q_v - P \text{div}(u) + S_f, \quad (2.5)$$

где  $e$  – внутренняя энергия;  $q_v = 0$  – тепловая мощность внутренних источников теплоты;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности;  $t$  – температура,  $u$  – мгновенное значение скорости потока,  $S_f$  – диссипативная функция.

Диссипативная функция  $S_f$  определяется выражением [83]

$$S_f = \mu \left\{ \begin{array}{l} 2 \left[ \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u_y}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_z}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)^2 - \\ - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

Уравнение состояние напрямую зависит от выбранного рабочего тела в канале. Для воздуха это выражение рассчитывается по формуле Менделеева-Клайперона [83].

$$\frac{P}{\rho} = \frac{R_m}{m_g} \cdot t, \quad (2.7)$$

где  $R_m$  – универсальная газовая постоянная;  $m_g$  – молекулярная масса газа.

В RANS подходе для замыкания дифференциальных уравнений может быть использованы различные модели турбулентности  $k - \omega$  SST  $k - \varepsilon$  Linear Production [84-87].

Уравнения  $k - \omega$  SST модели турбулентности [84]:

Кинетическая энергия турбулентности:

$$\frac{\partial k_s}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial k_s}{\partial x_j} = P_k - \Psi^* k_s \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma_{k1} \nu_t) \frac{\partial k_s}{\partial x_j} \right], \quad (2.8)$$

Диссипация:

$$\frac{\partial \omega}{\partial \tau} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha' S^2 - \Psi' \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma_{\omega 1} \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k_s}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, \quad (2.9)$$

где использованы следующие коэффициенты и вспомогательные соотношения:

$$F_1 = th \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k_s}}{\Psi^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right); \frac{4\sigma_{\omega 2} k_s}{CD_{k_s \omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad - \quad \text{первая функция,}$$

$$\nu_t = \frac{a_1 k_s}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)} \quad - \quad \text{кинематическая турбулентная вязкость, } \Omega = \frac{\partial u}{\partial y} \quad - \quad \text{согласно}$$

$$\text{Ментеру, } F_2 = th \left[ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k_s}}{\Psi^* \omega y}; \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad - \quad \text{вторая функция смешивания,}$$

$$P_k = \min \left( \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x}; 10\Psi^* k_s \omega \right) \quad - \quad \text{первое соотношение, } \alpha' S^2 = f(\gamma, \nu_t, \tau_{ij}, U_j, x_j, \rho)$$

$$\text{согласно Ментеру, } CD_{k_s \omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k_s}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}; 10^{-10} \right) \quad - \quad \text{второе соотношение,}$$

$$(a_1 = 0,31, \quad \phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1), \quad \Psi' = \frac{3}{40}; \Psi^* = \frac{9}{100}; \quad \sigma_{k_1} = 0,85; \quad \sigma_{k_2} = 1; \quad \sigma_{\omega 1} = 0,5;$$

$$\sigma_{\omega 2} = 0,856, \quad \gamma = \frac{\psi_1}{\Psi^*} - \frac{\sigma_{\omega 1} \theta^2}{\sqrt{\Psi^*}}, \quad \theta \quad - \quad \text{константа Прандтля-Кармана } \theta = 0,41) \quad -$$

константы,  $k_s$  – кинетическая энергия турбулентных пульсаций,  $\text{м}^2/\text{с}^2$ ;  $\omega$  – скорость рассеивания энергии турбулентности,  $\text{м}^2/\text{с}^3$ ;  $u_j$  – осредненное значение скорости;  $\nu_t$  – коэффициент турбулентной кинематической вязкости;  $x_j$  – координата,  $y$  – расстояние до поверхности,  $\tau_{ij}$  – тензор турбулентных напряжений.

Уравнения k-ε Linear Production модели турбулентности [85]:

Кинетическая энергия турбулентности

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho k_s) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k_s u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k_s}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \omega - Y_M + S_k, \quad (2.10)$$

Диссипация

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \omega - \rho C_2 \frac{\omega^2}{k_s + \sqrt{\nu \omega}} + C_{1\omega} \frac{\omega}{k_s} C_{3\omega} P_b + S_\omega, \quad (2.11)$$

$$\text{где } C_1 = \max \left[ 0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right]; \quad \eta = S' \frac{\kappa_s}{\omega}; \quad S' = \sqrt{2S_{ij} S_{ij}}$$

$$\mu_m = \rho C_\mu \frac{k_\omega^2}{\omega}, \quad (2.12)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k_s}{\omega}}, \quad (2.13)$$

$$U^* = \sqrt{2S_{ij}S_{ij} + \overline{\Omega}_{ij}\overline{\Omega}_{ij}}, \quad (2.14)$$

$$\overline{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\omega_{ijk}\omega_k, \quad \Omega_{ij} = \widehat{\Omega}_{ij} - \epsilon_{ijk}\omega_k, \quad A_0 = 4,4, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi,$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{ik}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right),$$

$$C_{1\omega} = 1,44, \quad C_2 = 1,9, \quad \sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\omega = 1,2,$$

где  $\sigma_k$ ,  $\sigma_\omega$  – турбулентные числа Прандтля;  $C_{1\omega}$ ,  $C_2$  – константы;  $P_k$  – турбулентная кинетическая энергия;  $P_b$  – кинетическая энергия выталкивающей силы;  $Y_M$  – вклад переменного расширения при турбулентности сжатия в общую скорость диссипации;  $C_{3\omega}$  – константа, определяющая степень воздействия выталкивающей силы;  $\widehat{\Omega}_{ij}$  – тензор средних скоростей вращения;  $C_\mu$  – функция средней скорости вращения и средней скорости деформации;  $\omega_k$  – угловая скорость.

Численное решение может быть получено методом конечных объемов, в рамках которого уравнения интегрируются по каждому контрольному объему сетки [88]. Работы [89-92] показали правомерность использования данного подхода к решению задачи по численному моделированию теплообмена в конфузorno-диффузорных каналах.

Построение качественной расчетной сетки (рис. 2.1) производится в программном комплексе Salome [93] по следующему алгоритму: Tetrahedron Negten (3D), Negten 1D-2D. Сетка состоит из 795911 элементов: объемных 3d-элементов – 732709 (тетраэдров – 403645, призм – 329064); двумерных 2d-объектов – 62322; узлов – 880. Нанесение слоев вязкости было выполнено вблизи стенки. Размеры ячеек заданы в диапазоне от 0,0001 до 0,01 м. Характеристики слоев вязкости вблизи стенки в сетке определены исходя из

числа Куранта  $Cr_{\max} = \frac{\bar{u}\Delta\tau}{\Delta x}$  по величине  $y^+=1$ , значения начальной скорости,

эквивалентного диаметра канала. Общая толщина слоев равняется  $\delta = 2,7 \cdot 10^{-4}$  м, количество слоев  $n_{sl}=6$ , коэффициент растяжения слоев задан равным 1.5.

Размеры ячеек определялись по величине отношения времени дискретизации к времени численного расчета и имеющегося опыта численного исследования [94]. При исследовании сеточной сходимости в работе [95] выявлено, что при  $N_{sl} = 700000$  дальнейшее увеличение количества расчетных ячеек сетки не влияет на качество получаемого решения. При количестве ячеек  $N_{el} < 500000$  наблюдаются флуктуации скорости потока в пристеночной области [95].

Проведенный анализ на выявление дефектов качества сетки показал у 32 ячеек наличие смещения центра. Обнаруженные недочеты сетки находятся в допустимых пределах и составляют не более 5 %, что в дальнейшем позволит избежать погрешностей решения, вызванных качеством сетки [96, 97].

Определение продолжительности численного эксперимента сводилось к нахождению времени, которое позволит потоку три раза пройти по длине исследуемой области [95]:

$$\tau = 3 \cdot (\sum Li / u), \quad (2.15)$$

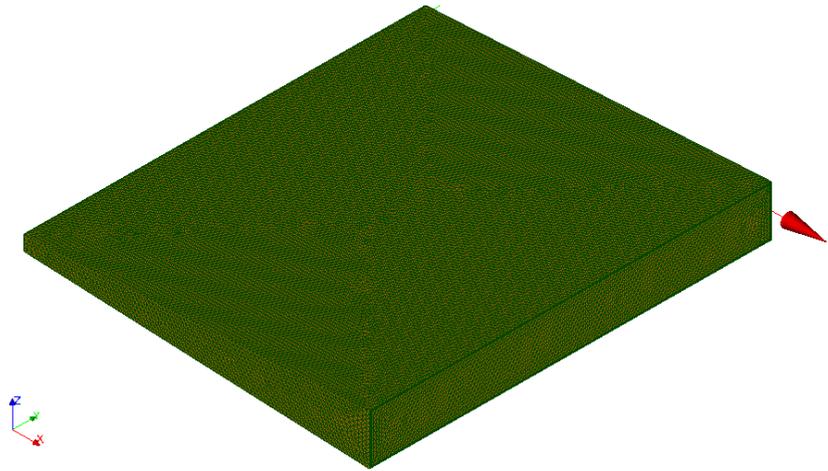
где  $Li$  – длина исследуемого канала.

Определение шага по времени осуществлялось по числу Куранта:

$$\Delta\tau = (\Delta l \cdot Cr) / u, \quad (2.16)$$

где  $\Delta l$  – линейный размер ячейки расчетной сетки,  $Cr$  – число Куранта, [95].

1)



2)

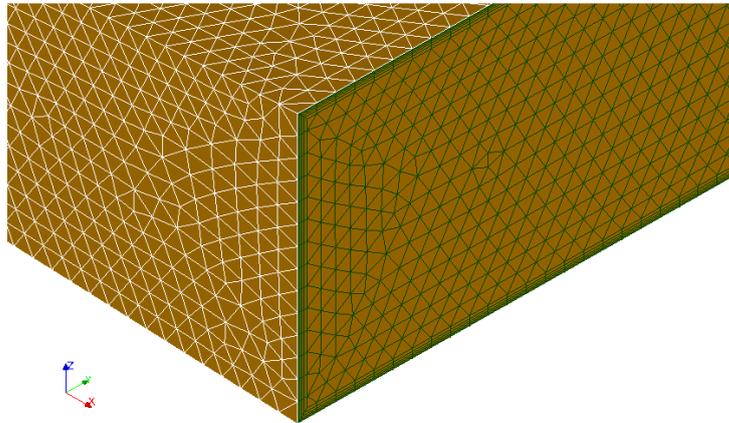


Рис.2.1. Расчетная сетка с  $N_{sl} = 795911$  элем.: 1 – общий вид; 2 – слои вязкости

Задавались следующие условия моделирования см. рис. 2.2: рабочее тело – воздух, плотность которого зависит от температуры.

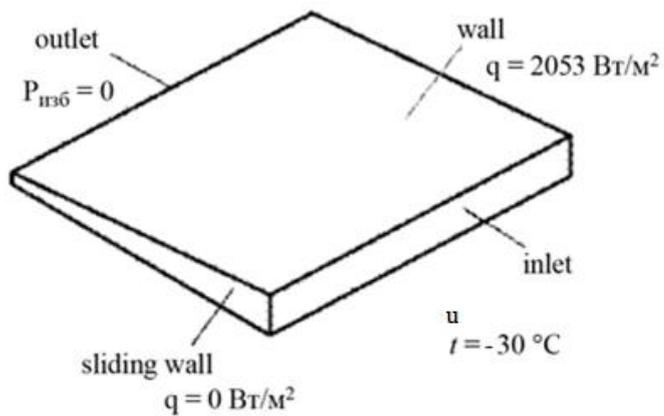


Рис.2.2. Граничные условия моделирования

Начальные и граничные условия при моделировании гибридного метода интенсификации теплообмена для каналов с переменным сечением с одновременным наложением пульсаций потока (вариант 0):

$$\tau = 0: \quad u = u_{00}; \quad t = t_{00}; \quad g = 9,81; \quad P = const;$$

$$\text{на входе:} \quad \tau > 0: \quad x = 0: \quad u = u_0 + A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sigma); \quad t = t_0(\tau);$$

$$Tu = Tu(x, y, z, \tau) = const \quad d = d_0;$$

$$\text{на стенке:} \quad z = z_{wall}: \quad u_x = u_y = u_z = 0; \quad q = q_{wall}(x, y, z); \quad t_{cm} = t_{wall}(x, y, z, \tau),$$

$$\text{на выходе:} \quad \tau > 0: \quad x = L: \quad P_{изб} = 0$$

где  $A=1,05\dots 6,7$  – амплитуда пульсаций, м/с;  $\sigma=10\dots 100$  – частота, Гц.

На входе температура воздуха принята равной ( $-30^\circ$ ), скорость воздуха на входе в калорифер модельного ряда «КМС-2» принимала значения  $u=1,05\dots 6,8$  м/с, соответственно числа Рейнольдса по минимальному сечению равны 3000, 4177, 6000. На боковых стенках канала, являющимися обогреваемыми, задается удельный тепловой поток, который определяется из условий эксплуатации калориферов «КМС-2» при скорости воды в трубках калорифера равной  $u_{за}=0,25$  м/с. Температурный напор в калорифере  $\Delta t_{cp}$  определялся формулой:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{за1} - t_{в2}) + (t_{за2} - t_{в1})}{2} = 81,5 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2.17)$$

где  $t_{за1}=95$   $^\circ\text{C}$   $t_{за2}=70$   $^\circ\text{C}$  – температура греющего агента на входе и выходе из аппарата;  $t_{в1}=-30$   $^\circ\text{C}$ ,  $t_{в2}$  – соответственно температура на входе и выходе из калорифера (полученная в результате моделирования).

Удельный тепловой поток определялся по формуле при разных значениях скорости  $u=1,05\dots 6,8$  м/с:

$$q = \Delta t_{cp} k_k, \quad (2.18)$$

где  $k_k$  – коэффициент теплопередачи.

Из произведенного расчета удельный тепловой поток задан равным 1382 Вт/м<sup>2</sup>, 2053 Вт/м<sup>2</sup>, 2370 Вт/м<sup>2</sup> при соответствующих скоростях воздуха на входе в канал. На выходе канала принято условие свободного истечения.

Пульсации потока воздуха на входе в канал создаются пульсатором, установленного до калорифера, моделирование пульсаций осуществлялось за счет использования нестандартных граничных условий, заданными в виде скорости потока, изменяющейся по закону:

$$u = u_0 + A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sigma), \quad (2.19)$$

$u_0$  – начальная скорость м/с;  $A$  – амплитуда пульсаций, м;  $\tau$  – время, с;

$\sigma$  – частота, Гц.

Частота наложенных пульсаций находится в диапазоне от 10 до 100 Гц.

## 2.2. Выбор модели турбулентности для исследования теплообмена и газодинамики в конфузорно-диффузорных каналах теплотехнического оборудования (калорифера КМС-2)

При использовании численного моделирования в качестве метода исследования необходимо выбрать такой метод решения, применение которого покажет результаты, приближённые к физическому эксперименту. Применение RANS подхода для численного решения уравнений движения, энергии и неразрывности требует корректного подбора модели турбулентности.

Так модель турбулентности  $k$ - $\varepsilon$  Linear Production [85] состоит из двух уравнений для расчета на кинетической энергии турбулентности и скорости диссипации. Часто модель используется для численного исследования теплообмена в плоских каналах при отсутствии управляющих воздействий на поток. Модель турбулентности  $k$ - $\omega$  SST [86] применяется, как правило, при численном исследовании развитых турбулентных течений. В этой связи, для численного исследования газодинамики и теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах требуется выбрать модель турбулентности с целью получения качественных результатов при моделировании. Таким образом, были выполнены численные расчеты по исследованию теплообмена при использовании  $k$ - $\varepsilon$  Linear Production и  $k$ - $\omega$  SST моделей турбулентностей и сравнение результатов с данными другого автора [21].

Полученные опытным путем профили температуры потока представлены на рис. 2.3.

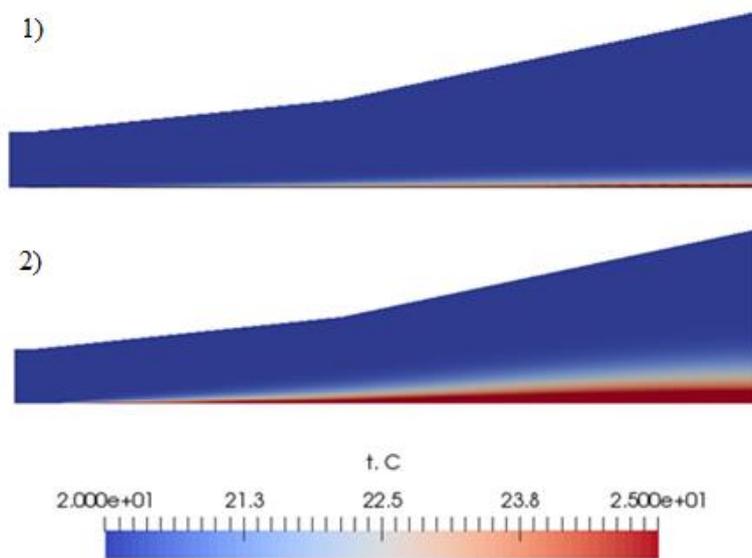


Рис.2.3 Полученные моделированием профили распределения температуры в потоке: 1 –  $k-\omega$  SST модель турбулентности, 2 –  $k-\epsilon$  Linear Production

По результатам, представленным на рис. 2.3 имеются отличительные особенности по распределению температуры по длине пластины при разных моделях турбулентности  $k-\epsilon$  Linear Production и  $k-\omega$  SST.

На рис. 2.4 представлены результаты численного исследования теплообмена в турбулентном пограничном слое при наличии градиента давления и внешней турбулентности при разных моделях турбулентности и результаты расчета по критериальным уравнениям Э.Я. Эпик [21].

Таким образом, полученные результаты (рис. 2.4) показывают, что применение RANS подхода с  $k-\epsilon$  Linear Production моделью турбулентности для исследования теплообмена в условиях наличия градиента давления показывают недостаточно качественные результаты. При использовании RANS подхода и  $k-\omega$  SST модели турбулентности расхождение результатов численного исследования и данных расчета, полученных по критериальным уравнениям [21] не превышает погрешности обобщения экспериментальных данных (отклонения составляют около 7%).

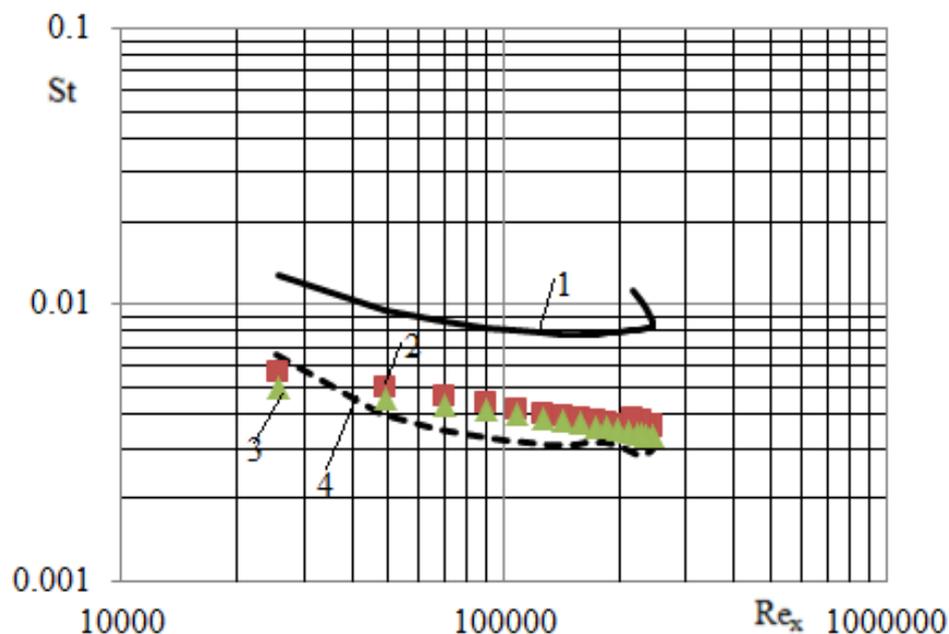


Рис.2.4 Изменение локальных коэффициентов теплоотдачи по длине пластины: 1 – результаты численного эксперимента при  $Tu=var$  и  $dP/dx > 0$  к-ε Linear Production; 2 и 3 – расчет по уравнениям Э.Я. Эпик [21], 4 – результаты численного эксперимента при  $Tu=var$  и  $dP/dx > 0$  к-ω SST

Следовательно, применение RANS подхода и к-ω SST модели турбулентности дает более корректные результаты при численном исследовании теплообмена при наличии продольного градиента давления.

### 2.3. Метод исследования конфузорно-диффузорных каналов при наличии наложенных пульсаций

Для реализации численного исследования использовался программный комплекс Code\_Saturne [82], распространяемый на базе свободной лицензии (см. рис.2.5). Программный комплекс Code\_Saturne [82] имеет дружественный графический интерфейс и открытый программный код.

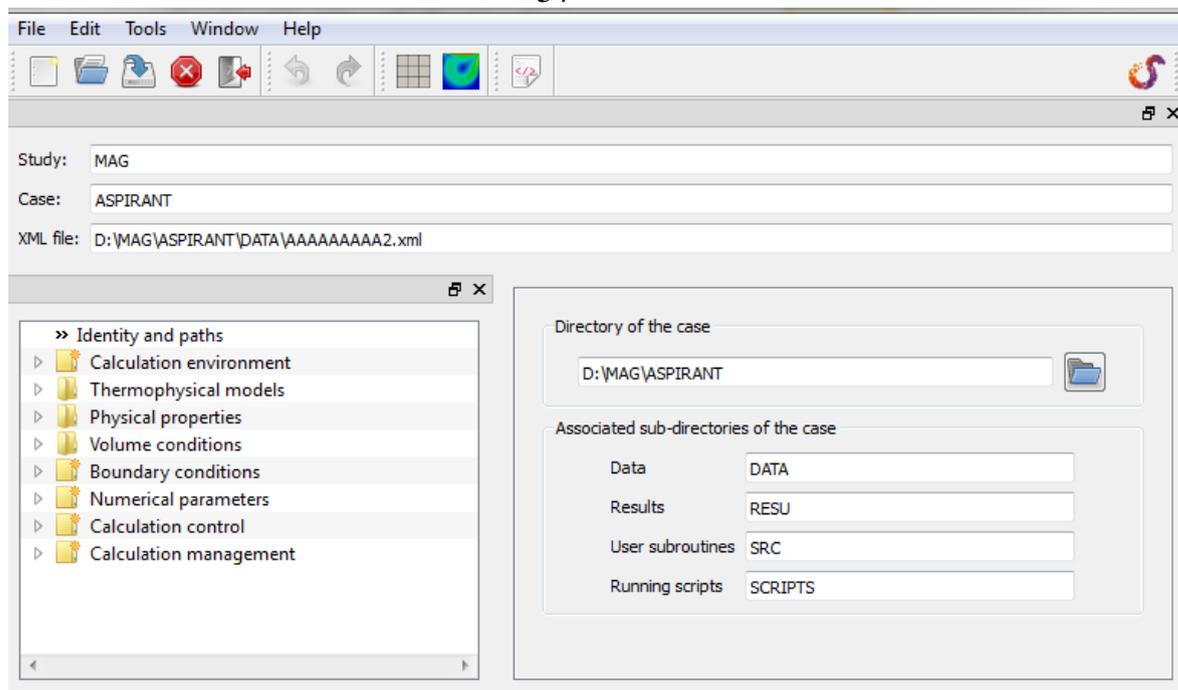


Рис.2.5 Интерфейс программного комплекса Code\_Saturne [82]

Для адекватного воспроизведения турбулентного течения вблизи поверхности стенки в программном комплексе Code\_Saturne [82] реализуются следующие использованные автором возможности: внесение изменения в параметры модели турбулентности (изменение величин коэффициентов модели турбулентности, расчетных формул и т.д). Кроме того, в программном комплексе Code\_Saturne [82] могут быть заданы различные типы граничных условий при исследовании теплообмена: 1-го, 2-го и 3-го рода.

При численном моделировании во вкладке Physical properties (см. рис 2.5.) заданы следующие физические условия: плотность, молекулярная вязкость, изобарная теплоемкость, теплопроводность, в том числе в зависимости от температуры потока. Добавление граничных условий (Inlet, Outlet, Wall, Symmetry) на исследуемую геометрию выполнено во вкладке Boundary conditions: на входе в каналы заданы скорости постоянные  $u = 1,05 \dots 6,8$  м/с и переменные  $u = u_0 + A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sigma)$ , температура  $t = -30$  °С, степени турбулентности постоянные  $Tu = 0,01\%$ ,  $Tu = 8,4\%$  и переменные  $Tu = \text{var}$ ; на выходе – свободное истечение в атмосферу  $P = 0$ ; на стенке – удельный тепловой поток  $q = 1382 \dots 2370$  Вт/м<sup>2</sup>, а так же может быть задано условие продольной симметрии, что реализовано при верификации.

Переменное значение степени турбулентности  $Tu = \text{var}$  при

моделировании задано на основании модификации модели турбулентности с переменной степенью турбулентности, определяемой в соответствии Приложением А. Для получения качественных результатов во вкладку Numerical parametrs вводятся продолжительность численного эксперимента и количество итераций. Во вкладке Numerical parametrs приняты следующие значения: учитывая удовлетворительное качество сетки градиенты рассчитывались итерационным методом с учетом неортогональностей. Для стабилизации решения был активирован алгоритм учета градиентов и дивергенции при решении уравнения сохранения импульса. Использован модифицированный полунявный метод решения уравнений Навье-Стокса (SIMPLEC). Для ускорения решения были введены пороговые значения точности ( $10^{-6}$ ) и количества субитераций (10000) при решении линейных уравнений. Для стабилизации решения уравнения энергии был введен диапазон допустимых температур: -30...500 °С.

#### 2.4. Валидация метода исследования

Валидация осуществляется в несколько этапов. На первом этапе производится сравнение результатов численного исследования с данными заимствованного эксперимента Э.Я. Эпик [21] по изучению влияния продольного градиента давления и повышенной турбулентности внешнего потока на локальный теплообмен в пограничном слое. Экспериментальное исследование [21] проводилось на базе КПИ в аэродинамической трубе Т-5 с сечением 120x120 мм<sup>2</sup>, в которой установлена плоская пластина со скругленной входной кромкой. Общая длина пластины [21] составляла 800 мм, длина необогреваемого начального участка – 30 мм, длина обогреваемого участка 770 мм. Угол раскрытия диффузора [21] 6° на длине от 0 до 340 мм и 12° на длине от 340 до 800 мм. В исследовании [21] начальная скорость потока задавалась равной 10 м/с [21]. Диапазон изменения числа Рейнольдса  $Re_x$  по оси x находился в интервале от 6000 до 430000 [21].

Начальные и граничные условия для тестовой задачи (вариант 1):

$$\tau = 0: \quad u = u_{00}; \quad t = t_{00}; \quad g = 9,81; \quad P = const;$$

на входе:  $\tau > 0$ :  $x = 0$ :  $u = u_0(\tau)$ ;  $t = t_0(\tau)$ ;  $Tu = Tu(x, y, z, \tau)$ ;  $d = d_0$ ;

на стенке:  $z = z_{wall}$ :  $u = 0$ ;  $q = q_{wall}(x, y, z)$ ;  $t_{cm} = t_{wall}(x, y, z, \tau)$

на выходе:  $\tau > 0$ :  $x = L$ :  $P_{изб} = 0$

где  $u$  – скорость, м/с,  $t$  – температура потока, °С,  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>,  $d$  – гидравлический диаметр, м,  $q$  – удельный тепловой поток Вт/м<sup>2</sup>,  $u'$  – пульсационная составляющая скорости,  $t_{cm}$  – температура стенки,  $L$  – длина канала,  $P$  – давление, индексы: "00" – параметры в начальный момент времени на входе; "0" – параметры на входе, "x", "y", "z" – оси, "wall" – параметры на стенке, "изб" – избыточное. В тестовой задаче при сравнении с экспериментом Эпик Э. Я. по длине пластины степень турбулентности убывала  $Tu$  от 12,2% до 6% при  $x = 0$  и 0,71 м,  $Tu = \sqrt{u'^2 / u_0^2} = \sqrt{1 / (A_k + (x + x')^m)}$ ;  $A_k = 240$ ,  $x' = 0,4$ ,  $m = 1,4$ .

Для сокращения затрат машино-часов при расчете исследуемого канала при создании геометрии расчетной области были приняты следующие допущения: в центре канала по вертикали выделялась зона шириной в одну расчетную ячейку, по пластине по горизонтали выполнялось сечение, на котором задавалось условие продольной симметрии. Геометрия расчетной области для первого этапа валидации приведена на рис.2.6, построенная по описанию эксперимента [21] и ограниченная внутренним объемом пластины.

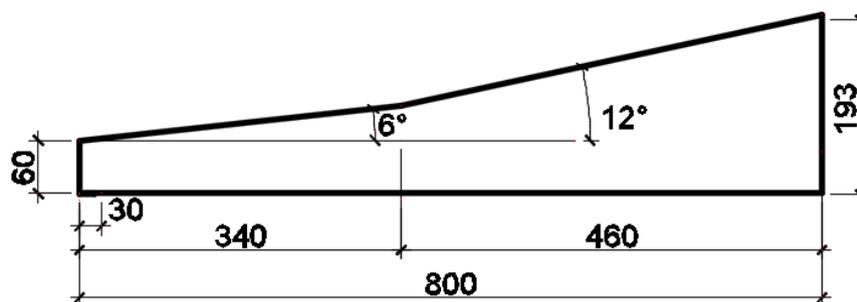


Рис 2.6 Геометрические параметры расчетной области

Основываясь на исходных данных эксперимента [21] при проведении валидации задавались следующие граничные условия см. рис. 2.7. В качестве рабочего тела принимается воздух, скорость потока 10 м/с, температура на входе в канал 20 °С, на выходе условие свободного истечения в атмосферу

$P_{изб}=0$ .

Для воздуха были определены следующие термодинамические свойства: давление  $P=101325$  Па; переменная плотность  $\rho=\rho_0(273.15/(273.15+t))$ ,  $\rho_0$  – плотность воздуха при нормальных условиях; переменная молекулярная вязкость  $\mu=\mu_{ref}((T_0+CST)/((t+273.15)+CST))((t+273.15)/T_0)^{(3/2)}$ ,  $T_0$  – температурный коэффициент,  $T_0=291.15$ ,  $CST$  – коэффициент,  $CST=120$ ,  $\mu_{ref}=0.000018277$  Па.с, изобарная теплоемкость  $c_p=1005$  Дж/(кг.К), теплопроводность  $\lambda=0.026$  Вт/(м.К), ускорение свободного падения  $g=9.81$  м/с<sup>2</sup>.

Степень турбулентности задается тремя способами: а) переменная степень турбулентности внешнего потока находится в диапазоне от 12.2 % до 6 % по длине канала и определяется по формуле [21], согласно приложению 1 (при решении уравнений k- $\omega$  SST модели турбулентности Ментера в граничных условиях задается переменная степень турбулентности, оказывающая свое влияние на энергию турбулентности и диссипацию):

$$Tu = \sqrt{\frac{u_e'^2}{u_0^2}} = \sqrt{\frac{1}{A_k + (x + x')^m}}, \quad (2.26)$$

где  $A_k = 240$ ,  $x' = 0.4$ ,  $m = 1.4$ ,  $u_0$  – скорость потока на входе в канал,  $u'$  – пульсационная составляющая скорости; б) постоянная степень турбулентности внешнего потока равна  $Tu = \text{const} = 8.4$  % (среднее значение для эксперимента); в) постоянная степень турбулентности внешнего потока равна  $Tu = \text{const} = 0.01$  % (как правило, такие условия являются искусственно созданными). На необогреваемой части обдуваемой потоком воздуха пластины удельный тепловой поток равен  $q=0$  Вт/м<sup>2</sup>, для обогреваемого участка  $q=200$  Вт/м<sup>2</sup>.

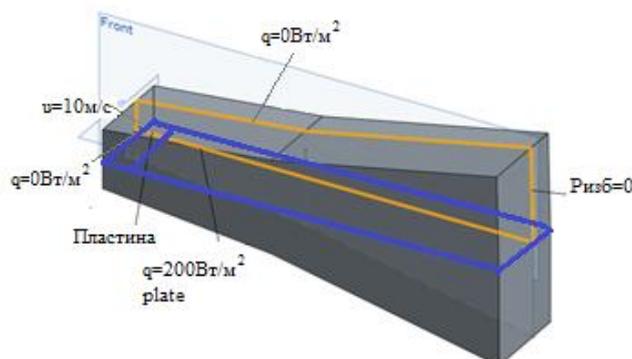


Рис. 2.7. Геометрия экспериментального участка и граничные условия

Сравнение результатов численного расчета и заимствованного эксперимента проводилось по величине скорости:

$$u^* = \frac{\bar{u}}{u_0}, \quad (2.27)$$

где  $u_0 = 10$  м/с,  $\bar{u} = (u_x^2 + u_y^2 + u_z^2)^{0.5}$  и параметру давления [12]

$$[P] = \frac{x \bar{u}}{\bar{u} dx}, \quad (2.28)$$

Результаты численного исследования обрабатывались выборкой данных в окрестностях контрольных точек на моделируемой пластине.

Результаты сравнения показаны на рис. 2.8.

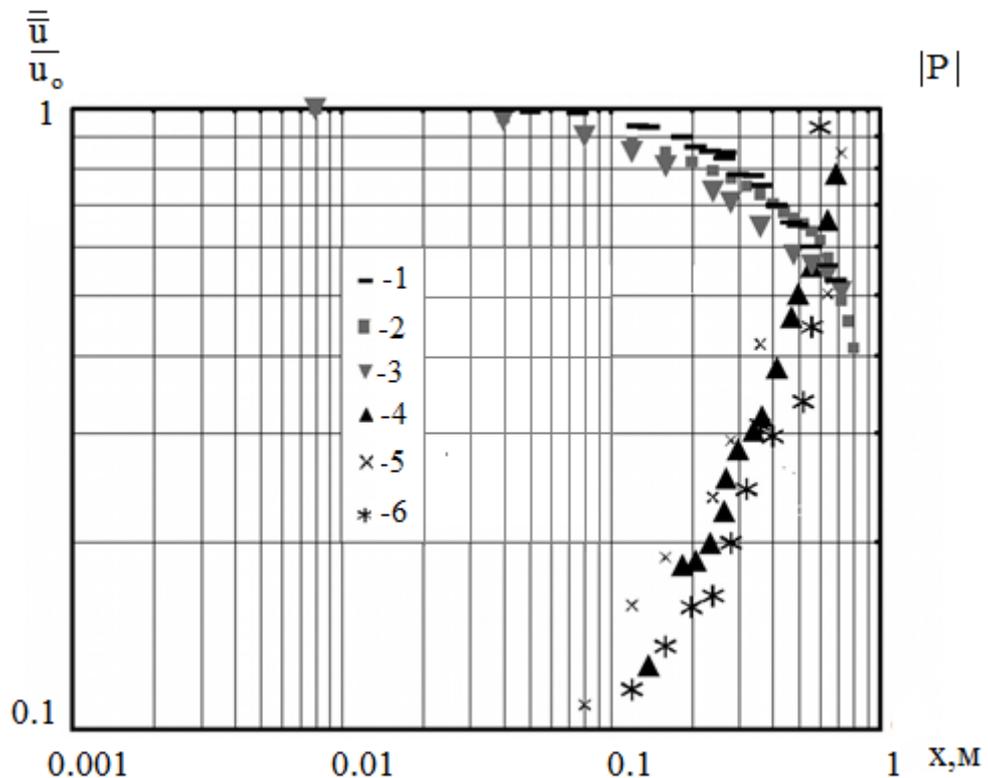


Рис.2.8. Результаты валидации метода исследования распределение скорости и параметра давления во внешнем потоке:

1 –  $\bar{u}/u_0$  данные Э.Я. Эпик; 2 –  $\bar{u}/u_0$  результаты при k- $\omega$  SST; 3 –  $\bar{u}/u_0$  результаты при k- $\epsilon$  Linear Production; 4 –  $[P]$  данные Э.Я. Эпик; 5 –  $[P]$  результаты при k- $\omega$  SST; 6 –  $[P]$  результаты при k- $\epsilon$  Linear Production

Анализ данных по газодинамическим параметрам, представленном на рис.2.8 показывает достаточно близкие результаты при использовании различных моделей турбулентности (отклонение составляет не более 10 %),

поэтому необходимо проверить влияние используемых моделей турбулентности на качество расчета теплофизических характеристик.

На втором этапе валидации проведено сравнение результатов численного исследования теплообмена с обобщением экспериментальными данными по критериальным уравнениям А.А. Жукаускаса [98] и В.Ф. Василева [99] для градиентных каналов.

Начальные и граничные условия при моделировании течения и теплообмена для конфузурных каналов (вариант 2):

$$\tau = 0: \quad u = u_{00}; \quad t = t_{00}; \quad g = 9,81; \quad P = const;$$

$$\text{на входе: } \tau > 0: \quad x = 0: \quad u = u_0 \quad t = t_0(\tau); \quad Tu = Tu(x, y, z, \tau) = const \quad d = d_0;$$

$$\text{на стенке: } z = z_{wall} : \quad u = 0; \quad q = q_{wall}(x, y, z); \quad t_{cm} = t_{wall}(x, y, z, \tau),$$

$$\text{на выходе: } \tau > 0: \quad x = L: \quad P_{изб} = 0$$

Для дополнительной оценки адекватности полученных результатов на рис. 2.9 показаны результаты сравнения данных численного исследования и расчетов локальных коэффициентов теплоотдачи по уравнению А.А. Жукаускаса [98] при наличии высокой турбулентности и ускоренности потока:

$$Nu_x = Nu_p \left( \frac{u_x}{u_0} \right)^b, \quad (2.20)$$

где  $Nu_p = St_{00} Pe (1 + 0,41 \cdot th(0,2 \cdot Tu))$ ;  $u_x, u_0$  – скорость потока и скорость на входе в канал;  $b = -0,61 \cdot (1 - \exp(-0,72 \cdot 10^6 \cdot K_{max})) \cdot Pr^{0,062}$ ,  $St_{00}$  – число Стантона для невозмущенного потока  $St_{00} = 0,03 Re_x^{-0,2} Pr^{-0,4}$ ,  $K_{max}$  – максимальное значение коэффициента ускоренности,  $Tu$  – степень турбулентности потока,  $Pe$  – число Пекле. Так же на рис.2.9 представлены результаты расчета для конфузуров с углом раскрытия от 2 до 17 по формуле В.Ф. Василева, представленной в работе [99]:

$$Nu_x = 0,024 Re_x^{0,8}, \quad (2.21)$$

где  $Re_x$  – локальное значение числа Рейнольдса;  $x$  – расстояние от входа канала.

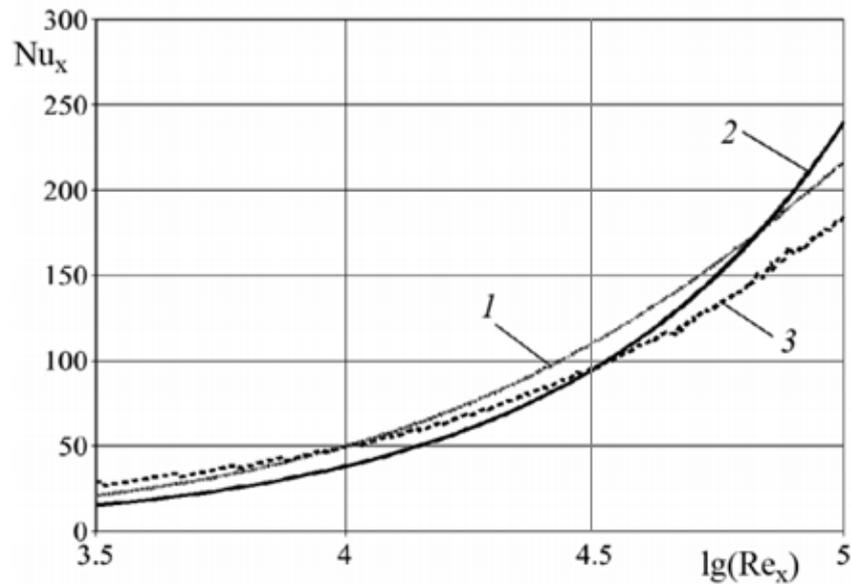


Рис.2.9. Локальные значения коэффициента теплоотдачи по длине конфузора при  $u=6,7$  м/с,  $dp/dx < 0$ : 1 – расчет по формуле А. А.Жукаускаса [98]; 2 – расчет по формуле Ф.В. Василева [99]; 3 – численное моделирование автора

Анализ рис. 2.9 показывает, что отклонение результатов расчета по критериальным уравнениям и методом численного моделирования находится в пределах погрешности критериальных уравнений (отклонение составляет не более 10 %). Необходимо отметить, что выражение (2.19) будет давать более качественные результаты при больших значениях чисел Рейнольдса.

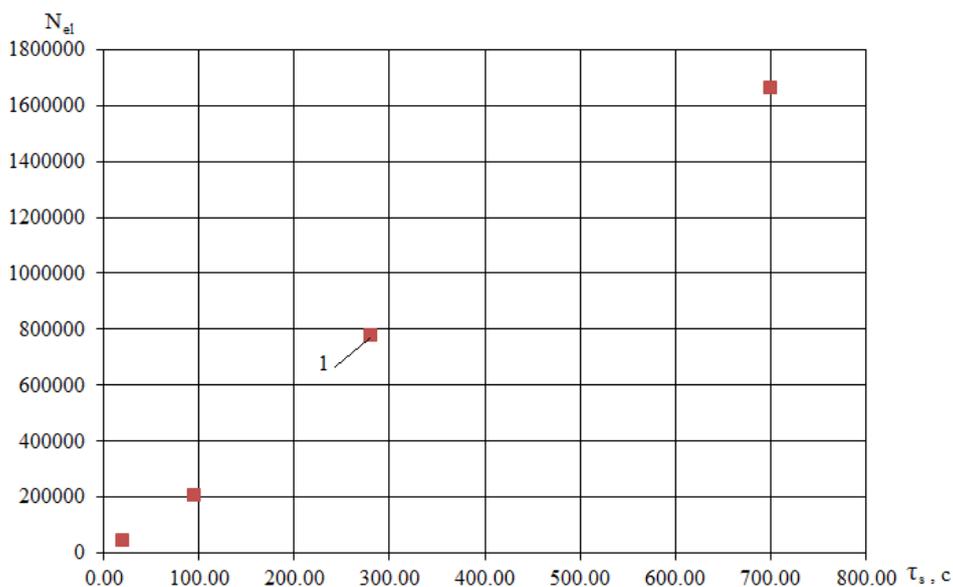


Рис.2.10. Характеристика дискретизации расчетной области: 1 – затраты времени на дискретизацию расчетной области

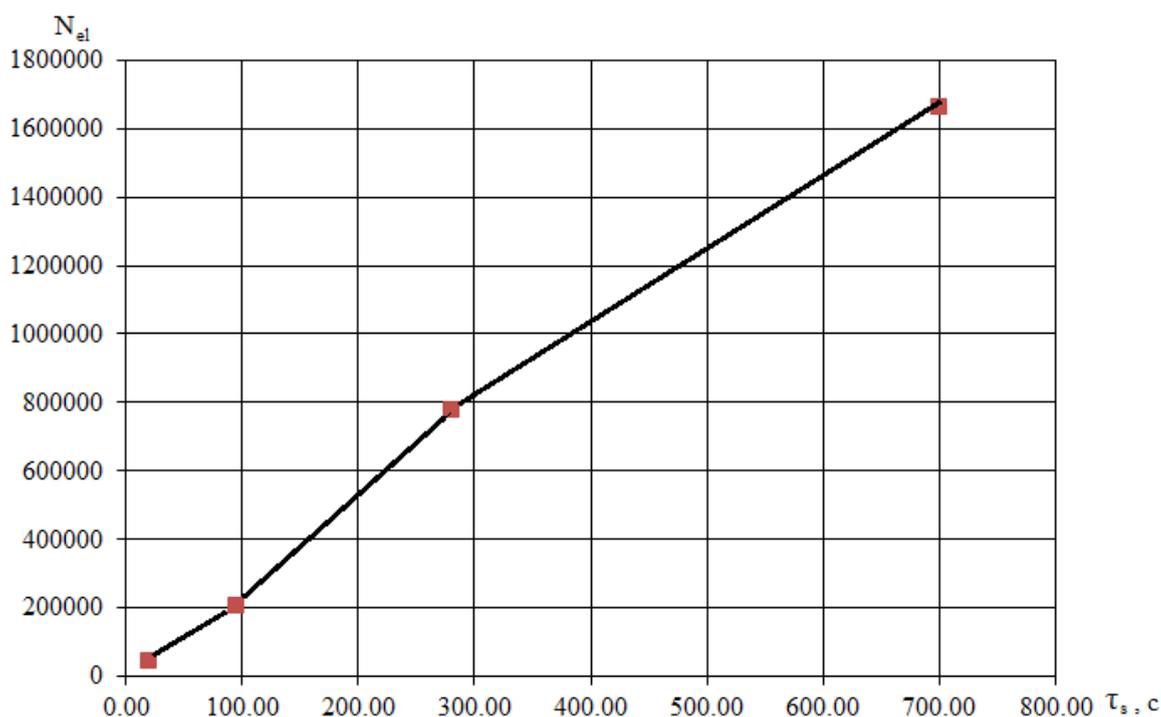


Рис. 2.11 Характеристика дискретизации расчетной области: 1 – затраты времени на получение численного решения

В работе было проведено исследование характеристик дискретизации расчётной области. Для этого проведён анализ затрат времени на дискретизацию расчётной области и затрат времени на получение численного решения. Результаты представлены на рис.2.10, 2.11. Так же проводилось исследование анализа сеточной сходимости, которые показывают, что при числе элементов более 700000 дальнейшее количество расчётных элементов влияет на качество получаемого решения. Таким образом, если количество ячеек уменьшается менее 500000 ячеек проявляются флуктуации скорости, температуры в пристеночной области.

На рис. 2.12 показаны результаты исследования по анализу сеточной сходимости. На рис. 2.12 представлены результаты моделирования течения в прямоугольном канале с количеством ячеек 1,7 млн.шт. и количеством ячеек 0,78 млн. шт.

Из рис. 2.12 видно, что увеличение количества ячеек с 0,78 млн. шт. до 1,8 млн.шт. не приводит к существенным изменениям параметров течения, но при этом время расчета (рис.2.11) возрастает в 3,12 раза (с 27 до 84 часов). Таким образом, дальнейшие расчеты проводились на сетках с числом ячеек около 0,78 млн.шт.

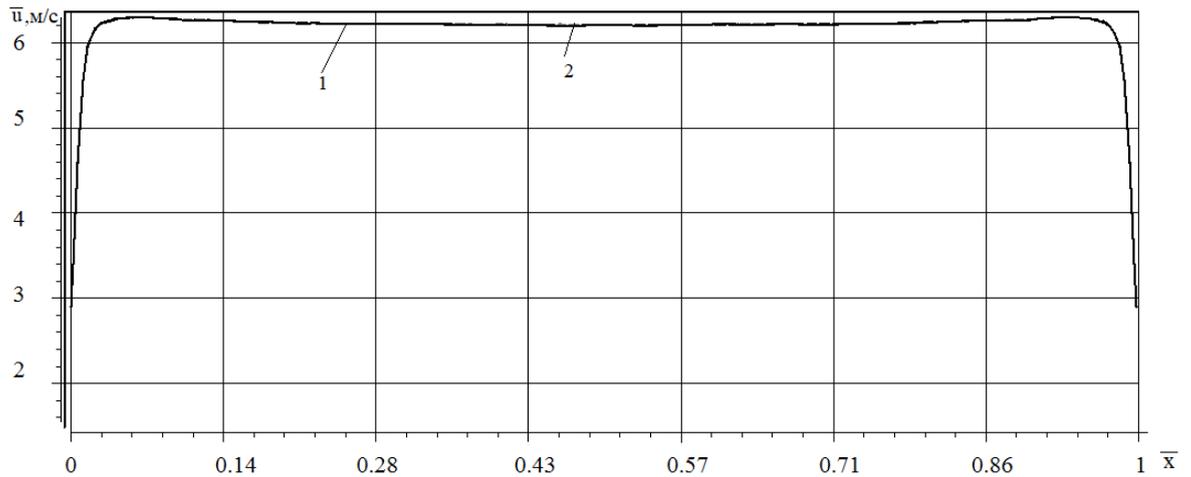


Рис. 2.12 Профиль скорости на оси канала: 1 – для 1,8 млн. ячеек; 2 – для 0,78 млн. ячеек

Далее проводилась проверка точности получаемого решения в зависимости от вида граничных условий и способа извлечения результатов (определения температуры в потоке). Для этого для прямого канала было выполнено моделирование для следующих типов граничных условий: (вариант 0) при отсутствии пульсаций потока на входе в канал, (вариант 3).

Граничные условия (вариант 3):

$$\tau = 0: \quad u = u_{00}; \quad t = t_{00}; \quad g_x = g_y = 0; \quad g_z = 9,81;$$

$$\text{на входе: } \tau > 0: \quad x = 0: \quad u = u_0 \quad t = t_0(\tau); \quad Tu = Tu(x, y, z, \tau) = const \quad d = d_0;$$

$$\text{на стенке:} \quad z = z_{wall}: \quad u_x = u_y = u_z = 0; \quad \alpha = \alpha_{wall}(x, y, z);$$

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{wall} = \alpha_{wall} (t_{wall} - t_f); \quad t_{cm} = t_{wall}(x, y, z, \tau),$$

Далее результаты моделирования обрабатывались следующим образом:

1) при граничных условиях (вариант 0) температура потока определялась на оси канала в каждой ячейке; 2) при граничных условиях (вариант 3) температура потока определялась на оси канала в каждой ячейке; 3) при граничных условиях (вариант 0) температура потока определялась, как средняя температура в соответствующем сечении канала по формуле:

$$T_{CP} = \frac{\sum_{j=1}^j T_j \cdot f_j}{\sum_{j=1}^j f_j}, \quad (2.22)$$

где  $T_{CP}$  – средняя температура потока в соответствующем сечении, К;  $f_j$  – площадь сечения ячейки, м<sup>2</sup>;  $T_j$  – температура в j-той ячейке, К;  $j$  – количество ячеек, попавших в соответствующее сечение, шт.

На рис. 2.13 представлено сравнение температур потока при различных типах граничных условий и способах обработки результатов.

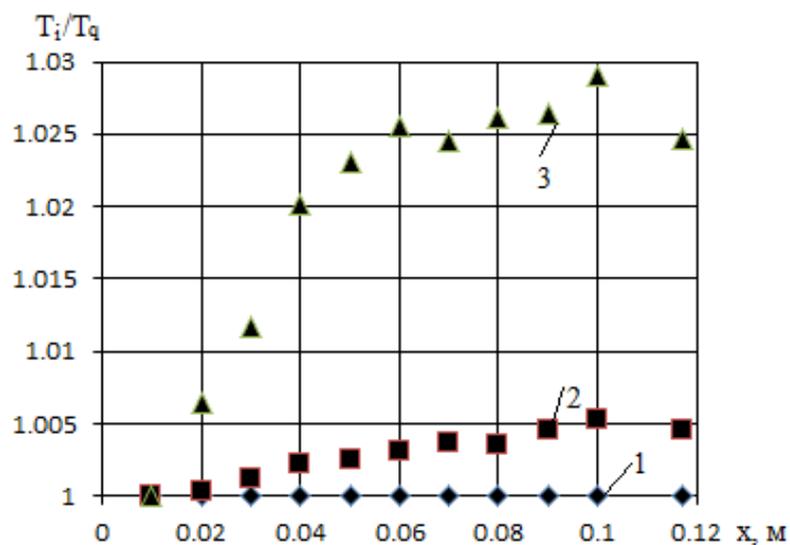


Рис. 2.13 Относительная температура потока: 1 – при граничных условиях (вариант 0) температура потока определялась на оси канала в каждой ячейке; 2 – при граничных условиях (вариант 3) температура потока определялась на оси канала в каждой ячейке; 3 – при граничных условиях (вариант 0) температура потока определялась, как средняя температура в соответствующем сечении канала

Согласно результатам исследований, представленным на рис. 2.13 видно, что применение граничных условий 3-го рода (вариант 3) ведет к незначительным отличиям результатов (менее 0,5 процента) по сравнению с использованием граничных условий 2-го рода (вариант 2). При сравнении результатов, полученных на основании одних и тех же граничных условий (вариант 0) при определении температуры потока, как средней по соответствующему сечению канала, выявлено, что отличие составляет менее 3

процентов. В этой связи, для сокращения времени расчетов принято решение о применении при моделировании граничных условий 2-го рода (вариант 0) и извлечению результатов (температуры потока) по схеме 1.

## 2.5 Выводы

1. Сформулированы основные положения математического описания задачи численного исследования газодинамики и теплообмена в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока.

2. Выполненный анализ по применению модели турбулентности показал эффективность  $k-\omega$  SST модели турбулентности при численном исследовании теплообмена в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных).

3. Предложен численный метод исследования теплообмена и газодинамики каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с учетом переменной степени турбулентности потока.

4. Проведенная валидация метода исследования показала достоверность применяемого метода исследования. Отличие между результатами численного эксперимента автора и результатами, полученными другими авторами (Эпик Э.Я., Жукаускас А.А., Василев Ф.В.) [21,98,99] не превышает 10%. Анализ сеточной сходимости показал, что применение сетки с количеством ячеек 0,78 млн. шт. показывает качественные результаты при существенном снижении времени расчета (в 3,12 раза) по сравнению с сеткой, состоящей из 1,8 млн ячеек. Применение граничных условий 2-го рода не оказывает существенного влияния на получаемые результаты (отличие менее 3%).

### 3. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ТЕПЛООБМЕН

#### 3.1. Исследование теплообмена в пограничном слое при наличии продольного градиента давления и переменной степени турбулентности

При наличии интенсификаторов теплообмена, продольного градиента давления, предвключённых участков сложной геометрии теплообмен реализуется при повышенной степени турбулентности. В этой связи, необходимо выяснить какое из воздействий (продольный градиент давления, степень турбулентности и т.д.) оказывают большее влияние на интенсивность теплообмена.

Анализ влияния воздействий на интенсивность теплообмена проводился при задании следующих условий моделирования: расчетная область принята в соответствии с физическим экспериментом Эпик Э.Я., температура рабочего тела  $t_g = 20^\circ\text{C}$ , рабочее тело – воздух, скорость на входе 10 м/с, степень турбулентности задана тремя способами: 1) переменная степень турбулентности в диапазоне от 12,2 % до 6 %. (формула 2.15); 2) постоянная степень турбулентности равная 8,4 % (среднее значение для эксперимента); 3) постоянная степень турбулентности равная 0,01 % .

Полученные численным методом поля распределения температуры и скорости потока представлены на рис.3.1, 3.2.

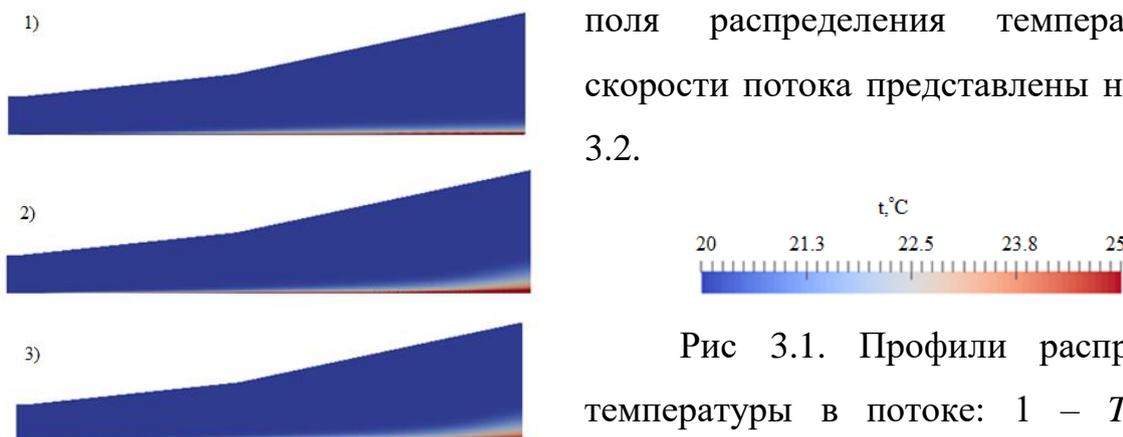


Рис 3.1. Профили распределение температуры в потоке: 1 –  $Tu=0,01\%$ ; 2 –  $Tu=8,4\%$ ; 3 –  $Tu=var$

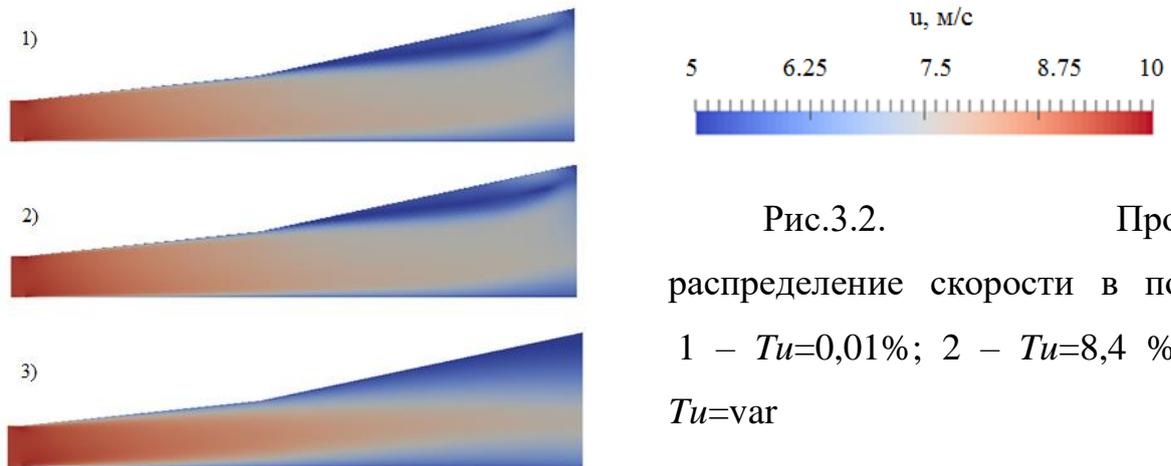


Рис.3.2. Профили распределение скорости в потоке: 1 –  $Tu=0,01\%$ ; 2 –  $Tu=8,4\%$ ; 3 –  $Tu=var$

Из анализа профиля температуры и скорости (рис.3.1, 3.2) видно, что увеличение степени турбулентности ведет к росту температуры потока, а при переменной степени турбулентности по длине канала существенно изменяется профиль скорости.

На рис.3.3 представлены результаты численного исследования теплообмена в пограничном слое при наличии продольного градиента давления с различными значениями степени турбулентности при граничных условиях, записанных в форме (вариант 1).

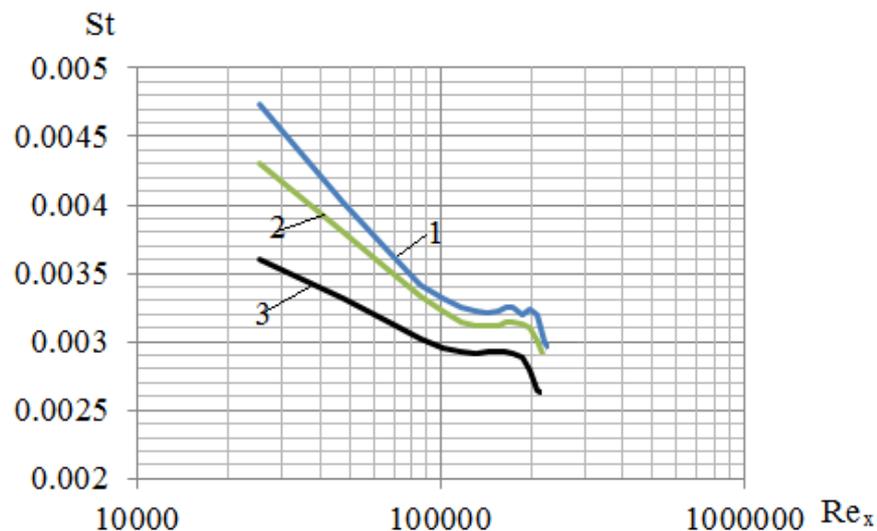


Рис.3.3. Изменение локальных коэффициентов теплоотдачи: 1 – при переменной степени турбулентности  $Tu=var$ ; 2 – при постоянной степени турбулентности  $Tu=8,4\%$ ; 3 – при постоянной степени турбулентности  $Tu=0,01\%$

Из рис.3.3 видно, что значения степень турбулентности оказывает

существенное влияние на интенсивность теплообмена. Так при переменной по длине канала степени турбулентности  $Tu=6...12,2$  % интенсивность теплообмена оказывается максимальной. При степени турбулентности  $Tu=8,4\%$  интенсивность до 6 % ниже, чем при переменной по длине канала степени турбулентности. При небольших значениях турбулентности интенсивность теплообмена будет до 30% ниже, чем для потока с переменной по длине канала степенью турбулентности до 10,25 % ниже, чем для канала с  $Tu=8,4\%$ .

### 3.2. Исследование влияния свойств рабочего тела на теплообмен в конфузорных и диффузорных каналах

Продольный градиент давления оказывает существенное влияние на характеристики пограничного слоя, а, следовательно, на теплообмен и трение. Исходя из этого, особый интерес представляет выявления влияния свойств рабочего тела на интенсивность теплообмена в конфузорных и диффузорных каналах [100, 101].

При численном исследовании угол раскрытия канала, длина конфузора и диффузора одинаковая, отличие заключалось только в положении входа и выхода. Геометрия канала соответствует условиям проведения эксперимента Эпик Э.Я. [21]. Условия моделирования: рабочее тело – воздух, гелий, углекислый газ со скоростью входа 10 м/с,  $t_g=20^\circ\text{C}$ . Решение получено при граничных условиях, записанных в форме (вариант 1).

Обобщение результатов численного исследования представлено на рис. 3.4.

Результаты исследований (см. рис 3.4) показаны в относительных координатах:  $St_x / St_o$ , где  $St_x$  – число Стантона в исследуемых условиях,  $St_o = 0,03 Re_x^{-0,2} Pr^{-0,4}$  – число Стантона для невозмущенного потока и  $\bar{x} = x_i / L$ , где  $x_i$  – расстояние от входа,  $L$  – длина канала. Линия  $St_x / St_o = 1$  на рис. 3.4 показывает относительные значения теплообмена для безградиентного потока, так как в безградиентном потоке  $St_x / St_o$ .

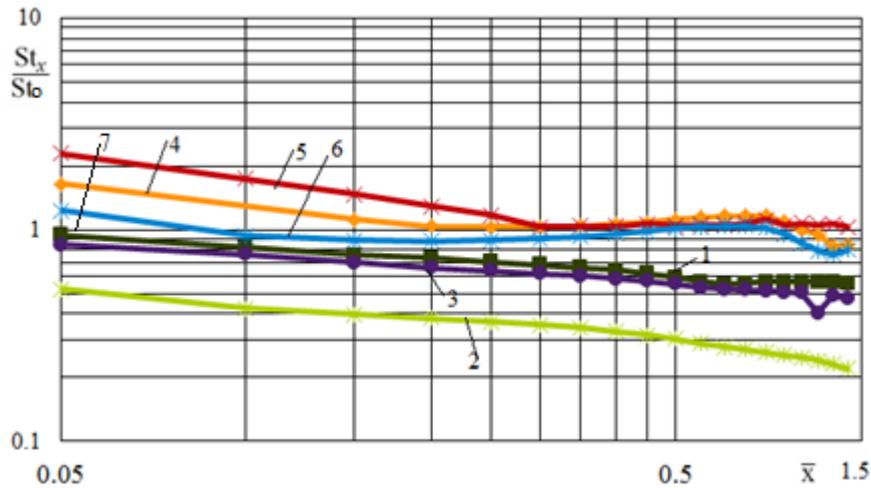


Рис. 3.4 Распределение локального коэффициента теплоотдачи при скорости на входе 10 м/с: 1, 2, 3 – соответственно воздух, гелий, углекислый газ при  $dP/dx < 0$ ; 4, 5, 6 – соответственно воздух, гелий, углекислый газ при  $dP/dx > 0$ ; 7 – для невозмущенного потока

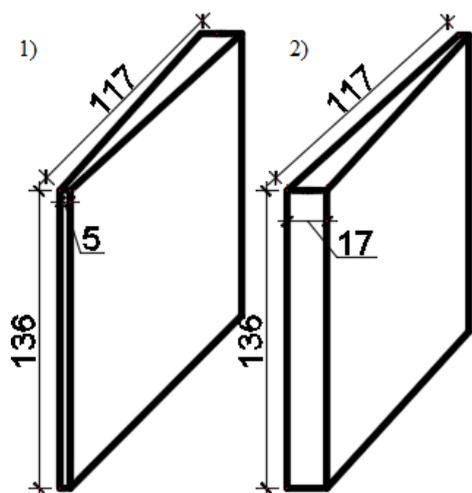
Из результатов, представленных на рис. 3.4 можно отметить, интенсивность теплообмена при положительном градиенте давления (диффузор)  $dp/dx > 0$  выше, чем при отрицательном градиенте давления (конфузор)  $dp/dx < 0$ . Кроме того, данные на рис 3.4. показывают, что наличие градиента давления значительно сказывается на теплообмене по сравнению с безградиентным течением. Отрицательный градиент давления ведет к некоторому снижению теплообмена по сравнению с безградиентным потоком, минимальные значения коэффициента теплоотдачи наблюдаются при  $dp/dx < 0$  для гелия в качестве рабочего тела. При положительном продольном градиенте давления коэффициент теплоотдачи может быть выше, чем в потоке без градиента. Выявлено, что для воздуха, используемого в качестве рабочего тела, интенсивность теплообмена в канале выше на 16%, чем при использовании углекислого газа, но меньше на, чем при применении гелия на 9%.

### 3.3. Исследование теплообмена в конфузорных и диффузорных каналах калорифера в отсутствии наложенных пульсаций потока

В качестве объекта численного исследования выбран канал модифицированного калорифера, образованный между двумя соседними пластинами с продольным градиентом давления, через который проходит нагреваемый воздух. Канал калорифера со стороны воздушного потока представляет собой конфузор, в котором реализуется отрицательный градиент давления и диффузор с положительным градиентом давления при числах Рейнольдса 3000, 4177, 6000, выбранных по условию работы калорифера КМС-2. По всей длине рабочего участка осуществлялся подогрев воздуха теплоносителем (горячей водой). При определении чисел Рейнольдса в качестве характерного размера принимался наименьший (для диффузора) и наибольший (для конфузора) гидравлический диаметр.

Геометрия расчетной области представлена на рис.3.5. Для создания градиента давления каждая из пластин размерами 136x117 мм, отклоняется на  $3^\circ$  от продольной оси, граничные условия в виде (вариант 2).

Рис.3.5 Геометрия расчетной области:



1) – диффузор  $L=117$  мм; 2) – конфузор  $L=117$  мм

В результате численного исследования определяются первичные характеристики потока: температура, давление, скорость.

На рис. 3.6 показаны результаты численного моделирования распределения избыточного давления по длине канала.

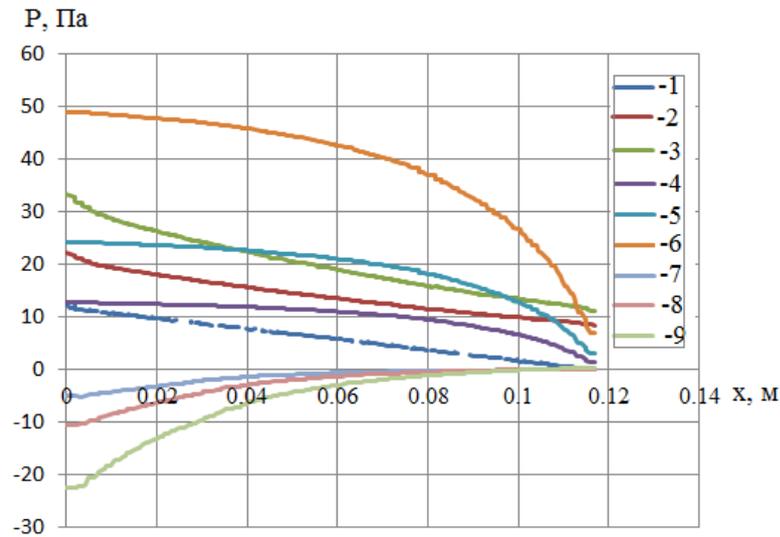


Рис.3.6. Избыточное давление по длине канала при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 4, 5, 6 – конфузор  $dp/dx < 0$ ; 7, 8, 9 – диффузор  $dp/dx > 0$

Из результатов исследования видно, что при наличии положительного градиента давления избыточное давление возрастает, при наличии отрицательного градиента давления избыточное давление уменьшается. На рис. 3.6 график для прямого канала лежит между графиками для конфузора и диффузора.

На основе полученных первичных данных рассчитываются локальные значения коэффициента теплоотдачи по длине канала для разных значений чисел Рейнольдса см. рис. 3.7– 3.9.

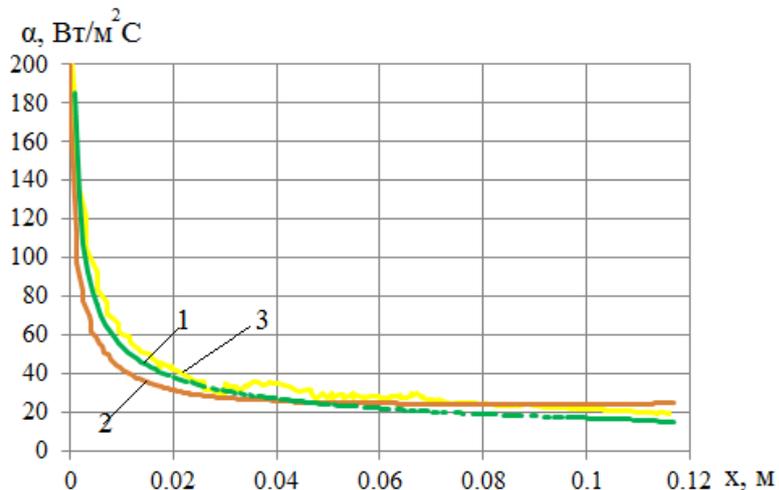


Рис.3.7. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине канала при  $Re_d=3000$ : 1 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 2 – конфузор  $dp/dx < 0$ ; 3 – диффузор  $dp/dx > 0$

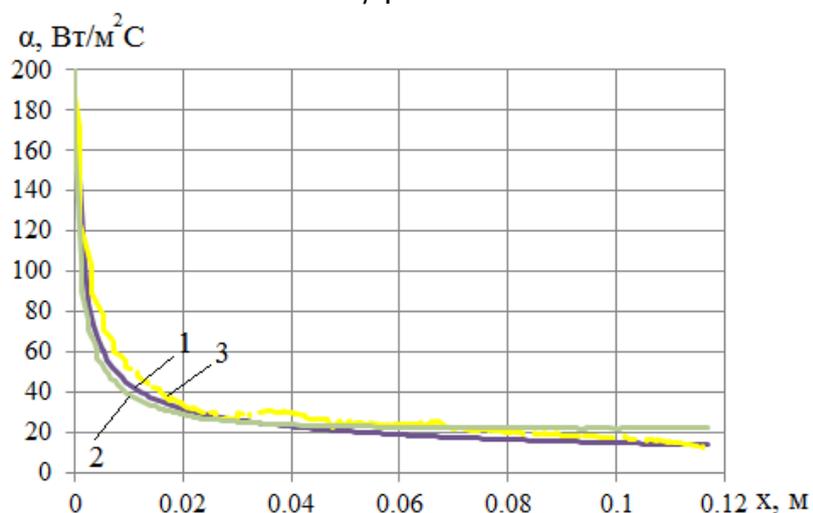


Рис.3.8. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине канала при  $Re_d=4177$ : 1 – прямой канал  $dp/dx = 0$ ; 2 – конфузор  $dp/dx < 0$ ; 3 – диффузор  $dp/dx > 0$

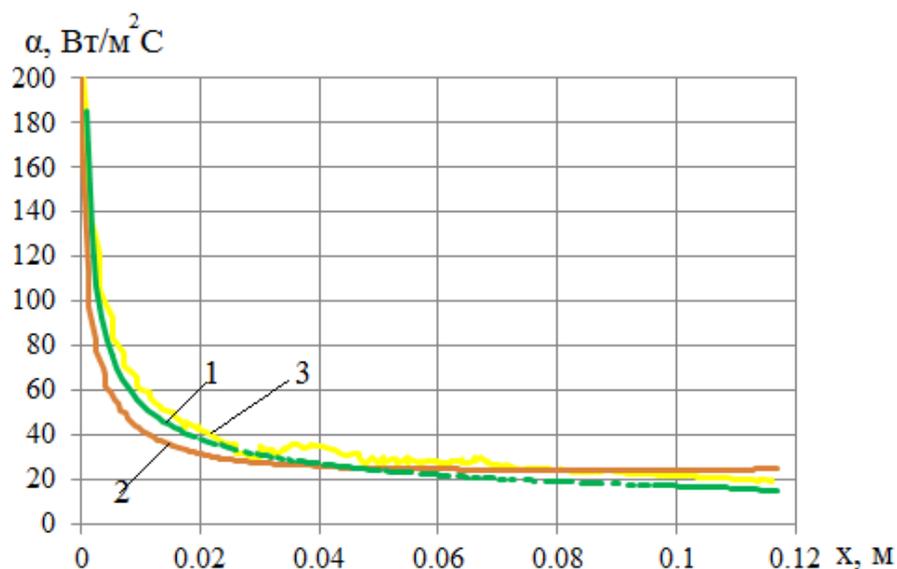


Рис.3.9. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине канала при  $Re_d=6000$ : 1 – прямой канал  $dp/dx = 0$ ; 2 – конфузор  $dp/dx < 0$ ; 3 – диффузор  $dp/dx > 0$

На рис. 3.7 – 3.9 показаны результаты численного моделирования локальных значений коэффициента теплоотдачи при разных числах Рейнольдса при наличии отрицательного и положительного продольного градиента давления. По сравнению с прямым каналом более высокие значения коэффициента теплоотдачи наблюдаются для диффузора ( $dp/dx > 0$ ), при  $Re_d=3000-6000$  отличие составляет до 17 %. Интенсивность теплоотдачи в конфузоре на начальном участке при  $x=0...0.04$  м ниже, чем для прямого

канала на 14 % той же длины.

Необходимо отметить, что более высокие значения коэффициента теплоотдачи наблюдаются при высоких скоростях. В сужающемся канале при отрицательном градиенте давления коэффициент теплоотдачи уменьшается за счет ламинизации потока, а в расширяющемся канале при положительном градиенте давления увеличивается за счет турбулизации потока.

Так, как наличие положительного и отрицательного продольного градиента давления значительно сказывается на распределении скорости потока и на интенсивности теплообмена, то представленные результаты целесообразно оценить по критерию Стантона. На рис.3.10 – 3.12 приведены зависимости числа  $St$  по длине канала для конфузора, диффузора и прямого канала.

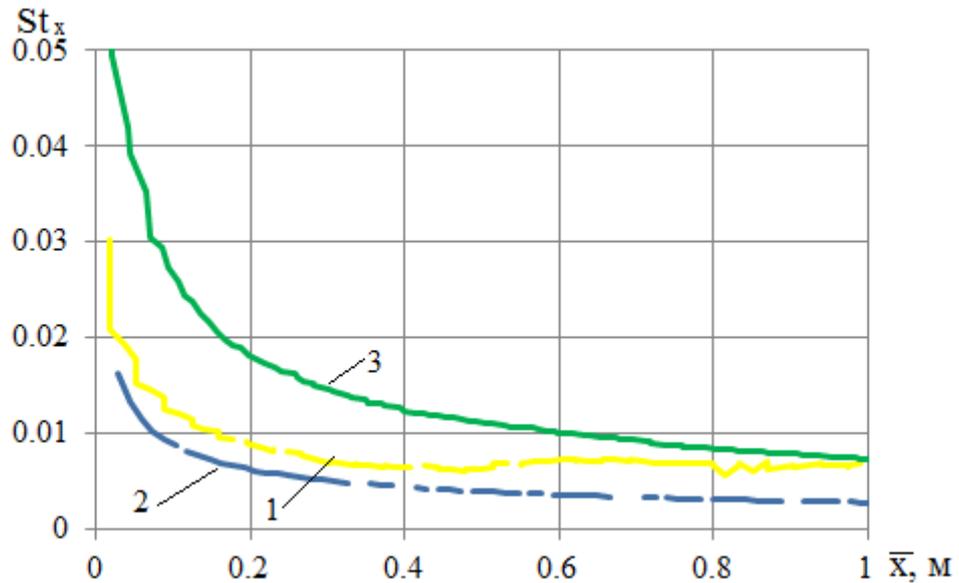


Рис.3.10. Распределение числа Стантона по длине канала при  $Re_d=3000$ :  
1 – прямой канал  $dp/dx = 0$ ; 2 – конфузор  $dp/dx < 0$ ; 3 – диффузор  $dp/dx > 0$

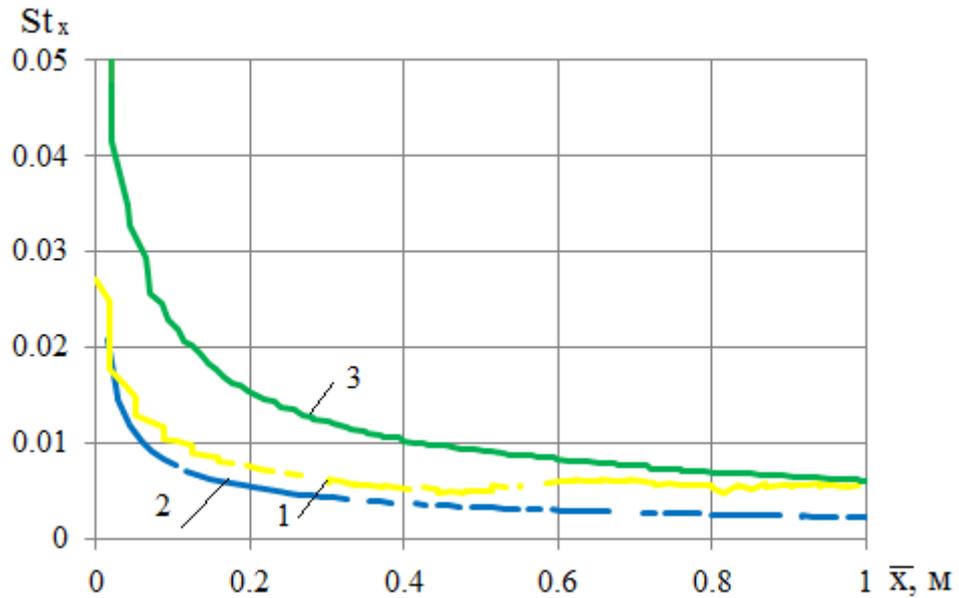


Рис.3.11. Распределение числа Стантона по длине канала при  $Re_d=4177$ :  
1 – прямой канал  $dp/dx = 0$ ; 2 – конфузор  $dp/dx < 0$ ; 3 – диффузор  $dp/dx > 0$

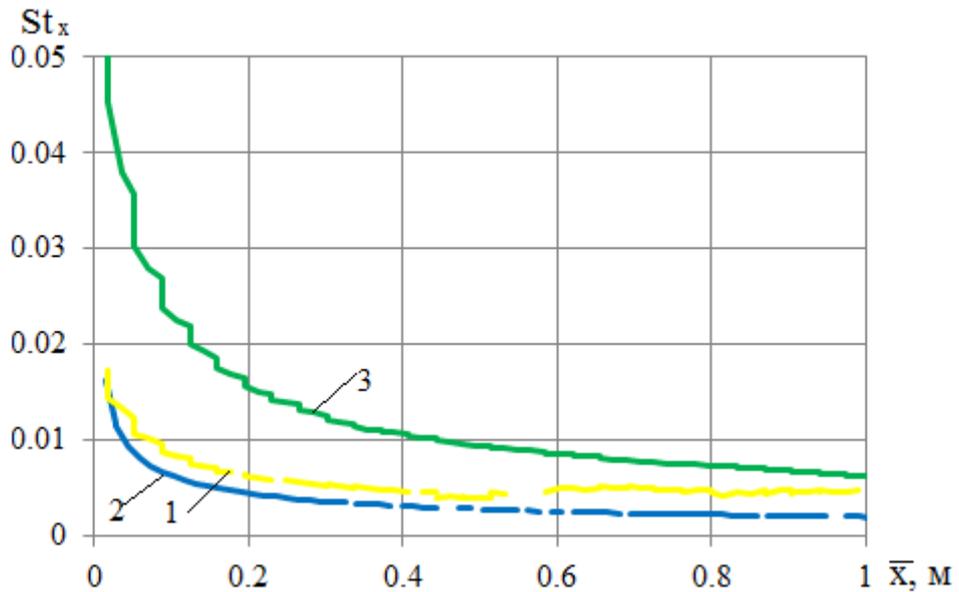


Рис.3.12. Распределение числа Стантона по длине канала при  $Re_d=6000$ :  
1 – прямой канал  $dp/dx = 0$ ; 2 – конфузор  $dp/dx < 0$ ; 3 – диффузор  $dp/dx > 0$

Числа Стантона для диффузора принимают значения от 0,008 до 0,05, для прямого канала – от 0,006 до 0,03, для конфузора от – 0,004 до 0,016 при  $Re_d=3000$ . Интенсивность теплоотдачи при положительном продольном градиенте давления в 1,3...1,6 раза больше, чем при  $dp/dx = 0$  (прямой канал). Интенсивность теплоотдачи при отрицательном продольном градиенте давления в 1,5...1,9 раза меньше, чем при  $dp/dx = 0$ .

Однако наибольший интерес представляет тепловая эффективность (отношение числа Стантона к коэффициенту трения), где коэффициент трения определяется по формуле [102]:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{d} \rho \frac{u^2}{2}}, \quad (3.1)$$

где  $L$  – длина участка, м;  $d$  – диаметр канала, м;  $u$  – скорость м/с;  $\rho$  – плотность кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta P$  – потери давления, Па;  $f$  – коэффициент трения [102].

На рис.3.13 показано влияние на тепловую эффективность скорости потока, исследования проведены при  $Re_d = 3000 \dots 6000$ , характерного для работы калорифера (например, КМС-2).

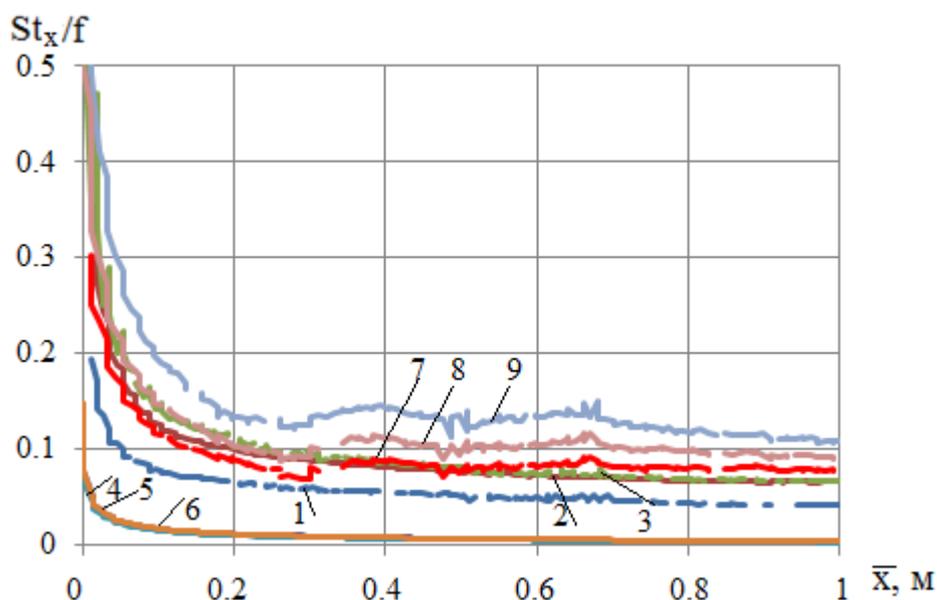


Рис 3.13. Тепловая эффективность при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx = 0$ ; 4, 5, 6 – конфузор  $dp/dx < 0$ ;  
7, 8, 9 – диффузор  $dp/dx > 0$

Тепловая эффективность для диффузора возрастает до 2 раз и для конфузора убывает до 2,6 раз по сравнению с прямым каналом.

Следовательно, характеристики течения и теплообмена в каналах диффузор и конфузор имеют существенные отличия от канала постоянного сечения.

### 3.4. Исследование теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах калорифера с компоновкой из 2-х участков в отсутствии наложенных пульсаций потока

Геометрия расчетной области представлена на рис. 3.14.

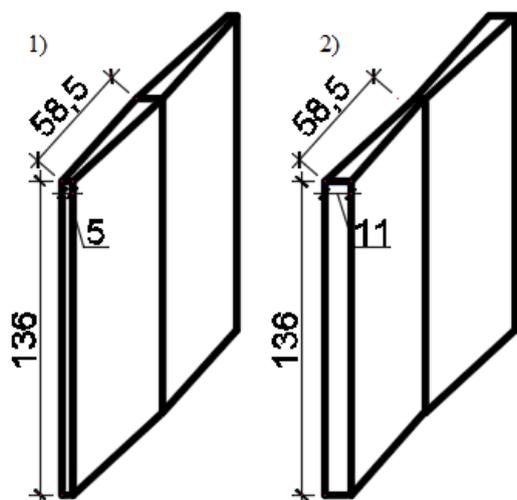


Рис. 3.14. 1 – каналы с переменным сечением  $l_1=58,5$  мм,  $n_1=2$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ , 2 – сечением  $l_1=58,5$  мм,  $n_1=2$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$

В работе исследованы следующие конструктивные решения: канал с переменным сечением,  $L=117$  мм, состоящий из двух участков длиной  $l=58,5$

мм,  $n=2$ . Проведен анализ для 2-х типов каналов: у одного первый участок канала – расширяющийся  $dp/dx >0$ , а второй – сужающийся  $dp/dx <0$ , с углом расширения (сужения)  $\beta=3^\circ$ , у второго первый участок канала – сужающийся  $dp/dx <0$ , а второй – расширяющийся  $dp/dx >0$ , с углом расширения (сужения)  $\beta=3^\circ$ . Диапазон изменения числа Рейнольдса определялся условиями работы теплотехнического оборудования  $Re_d=3000, 4177, 6000$ . Граничные условия записаны в виде (вариант 2).

На интенсивность теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах (знакопеременных по величине продольного градиента давления) оказывает существенное влияние угол раскрытия [103, 104] и порядок расположения конфузорных и диффузорных участков. Падение давления в конфузоре стабилизирует пограничный слой, а его увеличение в диффузоре, наоборот, понижает устойчивость пограничного слоя, что оказывает существенное влияние на интенсивность теплообмена газодинамики в конфузорно-диффузорном канале.

На рис. 3.15 показаны результаты численного моделирования

распределения избыточного давления по длине канала для каналов, состоящих из двух участков.

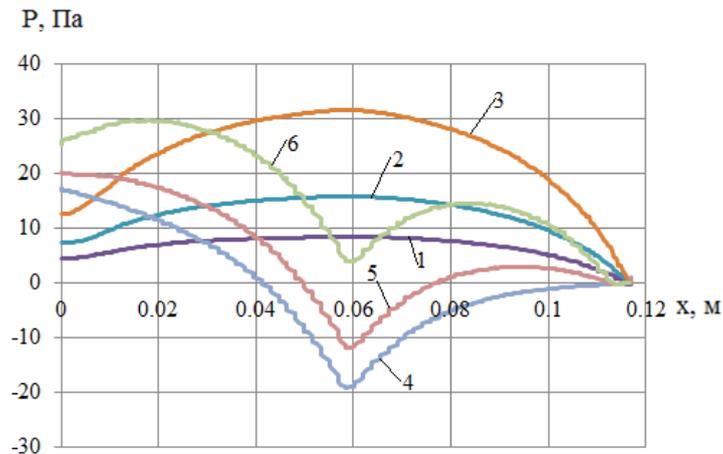


Рис.3.15. Избыточное давление по длине канала при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – диффузорно-конфузорный канал с компоновкой из 2-х участков  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 4, 5, 6 – конфузорно-диффузорный канал с компоновкой из 2-х участков  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$

Из рис. 3.15 видно, что очередность включения конфузорных и диффузорных участков оказывает влияние на давление в потоке.

На рис. 3.16 представлены результаты исследования теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах для разных значений чисел Рейнольдса.

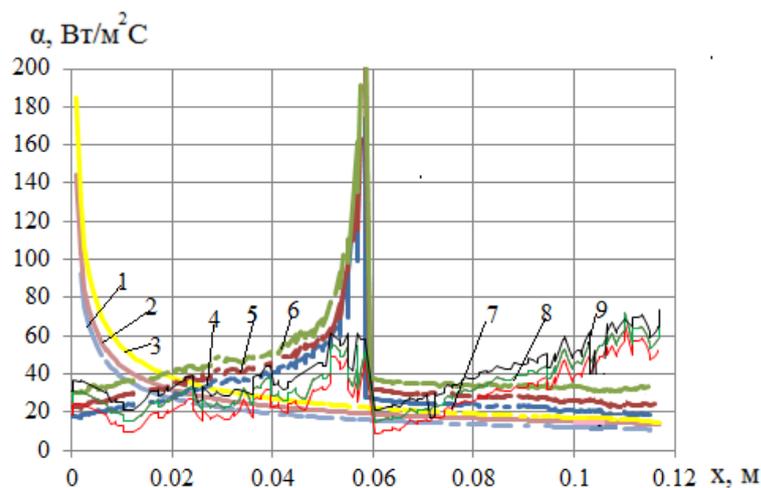


Рис.3.16. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине канала при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx = 0$ ; 4, 5, 6 – диффузорно-конфузорный канал с компоновкой из 2-х участков  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 7, 8, 9 – конфузорно-диффузорный канал с компоновкой из 2-х участков  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$

Из рис. 3.16 видно, наличие конфузорно-диффузорных участков ведет к росту интенсивности теплообмена по сравнению с безградиентным потоком. В прямом канале теплоотдача ниже, чем в знакопеременном канале при диффузорно-конфузорном канале ( $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ) до 31% и для канала при конфузорно-диффузорном ( $dp/dx < 0$  и  $dp/dx > 0$ ) до 13%.

В диффузорно-конфузорном канале в области перехода от диффузора к конфузору наблюдается максимальный всплеск интенсивности теплоотдачи. В этом сечении фиксируются максимальные значения избыточного давления и на участке  $x=0,04 \dots 0,06$  интенсивность теплообмена возрастает до 6,7 раз по сравнению с начальным участком  $x=0 \dots 0,04$ . Так как на участке канала  $x=0,04 \dots 0,06$  наблюдается резкий всплеск коэффициента теплоотдачи, необходимо провести анализ газодинамики потока и выявить причины резкого роста теплоотдачи. Для этого на рис. 3.17 показана зависимость относительного коэффициента теплоотдачи и относительного коэффициента сопротивления от относительной длины канала. Расчет коэффициентов трения производился в соответствии с формулами:

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho \bar{u}^2}, \quad (3.2)$$

$$\frac{dP}{dx} = f_o \frac{\rho \bar{u}^2}{2d}, \quad (3.3)$$

где  $\tau_w$  – касательное напряжение трения;  $f_o$  – коэффициент трения в канале постоянного сечения при том же числе Рейнольдса;  $\bar{u}$  – средняя расходная скорость.

Расчет относительных коэффициентов теплоотдачи производился в соответствии с формулой:

$$\frac{\alpha'}{\alpha'_o} = \frac{Nu'}{Nu'_o} = \frac{T_{cmo} - \bar{T}_o}{T_{cm} - \bar{T}}, \quad (3.4)$$

где  $\frac{Nu'}{Nu'_o}$  – число Нуссельта для канала с знакопеременным градиентом давления и для канала постоянного сечения при том же числе Рейнольдса;  $\bar{T}$  – среднemasсовая температура потока, К; индекс «o» – параметры для канала

постоянного сечения при том же числе Рейнольдса;

Относительный коэффициент сопротивления при течении в диффузоре изменяется немонотонно: сначала уменьшается, а затем растет. Исходя из данных рис. 3. 17 видно наличие изломов и пикообразного характера кривых «1» и «2», что обусловлено наличием угловых точек излома канала. Согласно исследованиям [66] и полученным результатам (рис. 3.17) угол раскрытия диффузора для получения максимальной интенсификации теплообмена должен соответствовать величине начала отрыва потока при соответствующем числе Рейнольдса. Характер изменения относительного коэффициента теплоотдачи (см. рис. 3.17) для диффузорного участка канала со знакопеременным продольным градиентом давления совпадает с данными, представленными в работе [66] для диффузорных каналов. При этом среднее значение этой величины  $\frac{\alpha'}{\alpha'_0} = 1,88$ . Осредненное значение относительного

коэффициента трения по длине канала со знакопеременным продольным градиентом давления равно  $\frac{f}{f_0} = 1,71$ .

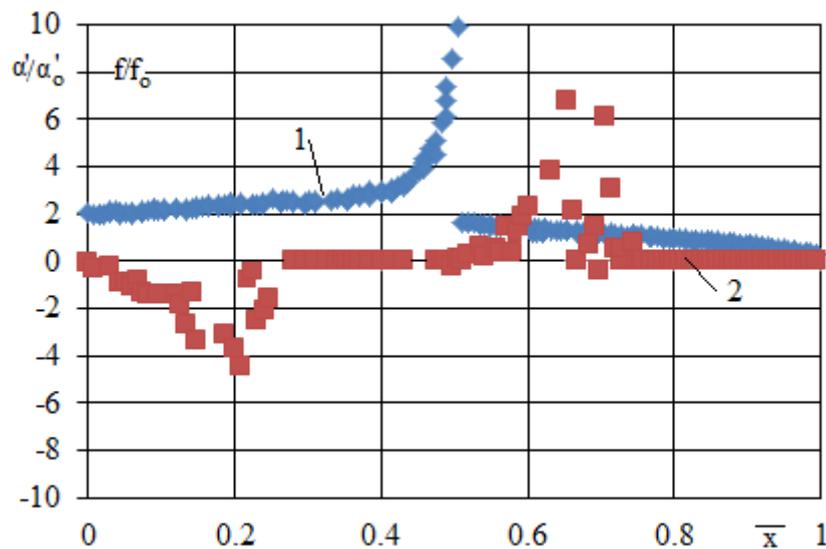


Рис.3.17. Значение относительного коэффициент теплоотдачи и сопротивления: 1 – относительный коэффициент теплоотдачи; 2 – относительный коэффициент сопротивления

Из рис. 3.17 видно, что на участке диффузора при  $\bar{x}=0,4\dots 0,6$  реализован отрыв потока.

На рис.3.18 приведены результаты изменения числа  $St$  по длине канала ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ) для знакопеременного продольного градиента давления и при  $dp/dx=0$ .

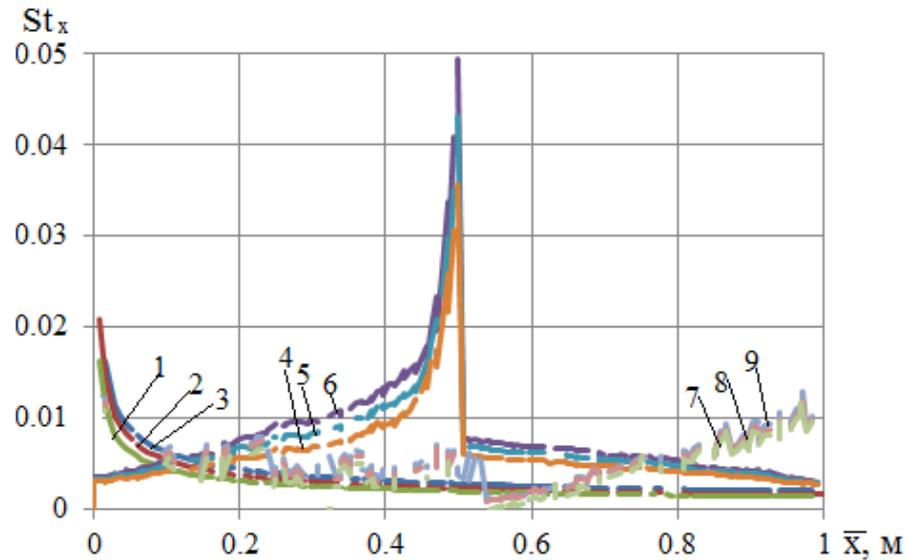


Рис.3.18. Распределение числа Стантона по длине канала при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx = 0$ ; 4, 5, 6 – диффузорно-конфузорный канал ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ); 7, 8, 9 – конфузорно-диффузорный канал ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ )

Осредненные значения числа Стантона для прямого канала до 52% меньше, чем в диффузорно-конфузорном канале ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ) со знакопеременным продольным градиентом давления. Интенсивность теплообмена в диффузорно-конфузорном канале ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ), оказывается до 14% выше, чем в конфузорно-диффузорном канале ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ). Необходимо отметить, что диффузор оказывает свое воздействие на увеличение интенсивности теплообмена при его расположении до конфузорного участка. Т.е. предыстория потока оказывает существенное влияние на интенсивность теплообмена в канале со знакопеременным продольным градиентом давления. Поэтому для канала, состоящего из двух и более участков наиболее рационально начинать с расширяющегося участка.

На рис. 3.19 показаны результаты численного исследования тепловой эффективности в градиентных каналах (число Стантона отнесенное к

коэффициенту трения) при разных числах Рейнольдса от 3000 до 6000, характерных для работы калорифера (модернизированного КМС-2).

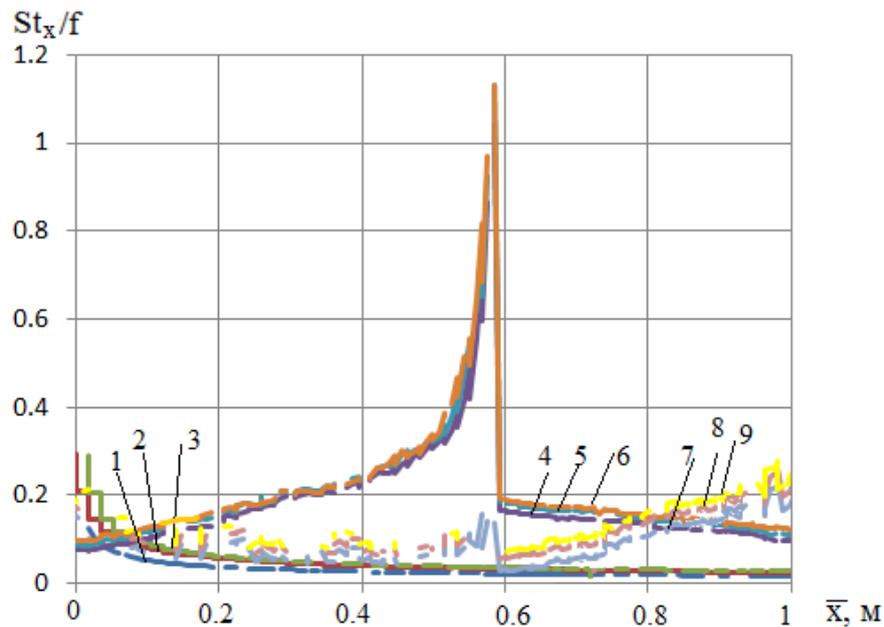


Рис.3.19. Тепловая эффективность при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 4, 5, 6 – диффузорно-конфузорный канал ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ); 7, 8, 9 – конфузорно-диффузорный канал ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ )

Тепловая эффективность знакопеременного канала диффузорно-конфузорного типа ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ) оказывается выше до 28 % по сравнению с эффективностью конфузорно-диффузорного канала ( $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ). Тепловая эффективность диффузорно-конфузорного канала до 75 % выше, чем для прямого канала.

Существенное различие тепловой эффективности для знакопеременных каналов (диффузорно-конфузорного  $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$  и конфузорно-диффузорного канала  $L=117$  мм,  $l=58,5$  мм,  $n=2$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ) обусловлено влиянием предыстории потока на интенсивность теплообмена в нем. Наличие одного участка диффузора после конфузора недостаточно для существенного роста теплоотдачи. Кроме того, имеются существенные потери давления в конфузорных участках.

В результате численного исследования выявлено, что применение знакопеременного продольного градиента давления ( $l=58,5$ ,  $n=2$ ) оказывает существенное влияние на интенсивность теплообмена. Так, коэффициент

теплоотдачи, тепловой эффективности для диффузорно-конфузорного канала ( $dp/dx > 0$  и  $dp/dx < 0$ ) будет выше, чем в конфузорно-диффузорном канале (с компоновкой  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ). Разделение теплообменной поверхности на участки с положительным и отрицательным градиентом давления выполнено для того, чтобы интенсифицировать теплообмен и компенсировать потери давления. В расширяющемся канале давление возрастает, но скорость падает. Для сужающего канала характерно возрастание скорости, но и существенный рост потерь давления, что снижает тепловую эффективность таких каналов.

### 3.5. Исследование теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах калорифера с компоновкой из 4-х участков в отсутствии наложенных пульсаций потока

Геометрия расчетной области представлена на рис. 3.20.

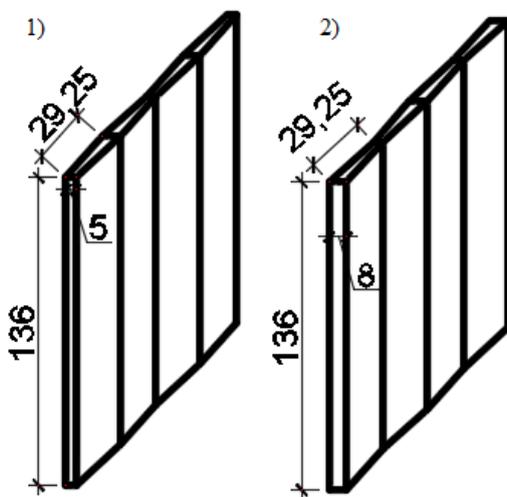


Рис. 3.20. 1 – каналы с переменным сечением  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 2 – каналы с переменным сечением  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$

В работе исследованы следующие конструктивные решения: канал с переменным сечением, длиной  $L=117$  мм, состоящий из четырех участков длиной  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ . Первый участок канала – расширяющийся  $dp/dx > 0$ , второй – сужающийся  $dp/dx < 0$ , третий – расширяющийся  $dp/dx > 0$ , четвертый – сужающийся  $dp/dx < 0$ , с углом расширения (сужения)  $\beta=3^0$  для каждого участка. Так же рассмотрен канал с переменным сечением, состоящий из четырех участков со следующей последовательностью расширяющихся и сужающихся участков: первый участок канала – сужающийся  $dp/dx < 0$ , второй – расширяющийся  $dp/dx > 0$ , третий участок канала – сужающийся  $dp/dx < 0$ , четвертый – расширяющийся

$dp/dx > 0$ , с углом расширения (сужения)  $\beta = 3^\circ$ . Числа Рейнольдса  $Re$  равны 3000, 4177, 6000.

В этом разделе проверяется, как на интенсивность теплообмена и газодинамику влияет количество сужающихся и расширяющихся участков, а так же последовательность их расположения.

На рис. 3.21 показаны результаты численного моделирования распределения избыточного в конфузурно-диффузорных каналах с компоновкой из 4-х участков.

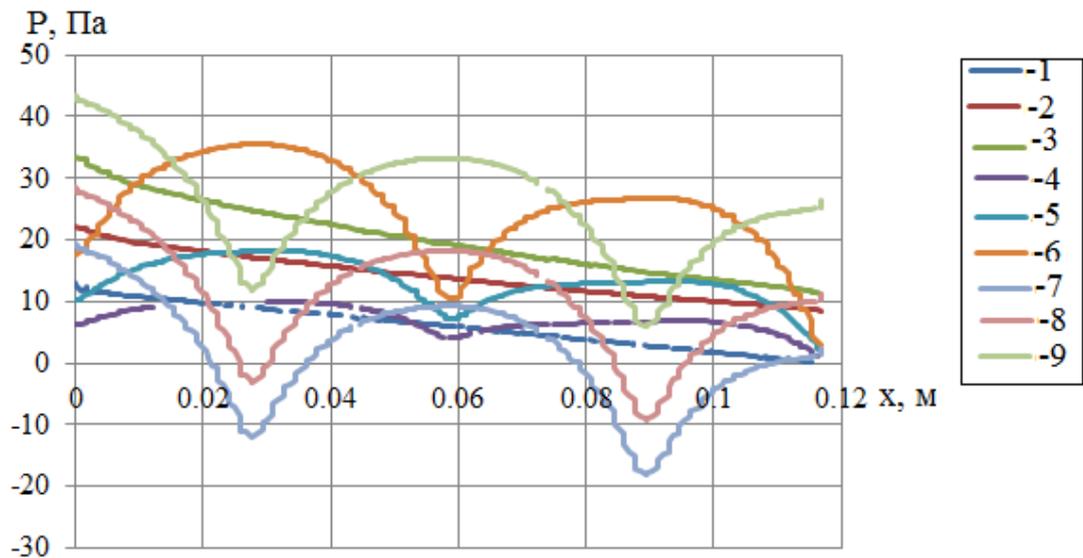


Рис.3.21. Избыточное давление по длине канала при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 4,5,6 – диффузорно-конфузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_f=29,25$  мм,  $n_f=4$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ); 7, 8, 9 – конфузурно-диффузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_f=29,25$  мм,  $n_f=4$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ )

Из рис. 3.21 видно, что давление для знакопеременного продольного градиента давления делится на четыре участка в зависимости от сужающегося и расширяющегося участка. Величина перепадов давления определяется геометрией и начальными условиями. Чем больше число Рейнольдса, тем давление принимает большее значение.

На рис. 3.22 представлены результаты исследования локальных значений коэффициента теплоотдачи по длине канала при разных значениях чисел Рейнольдса.

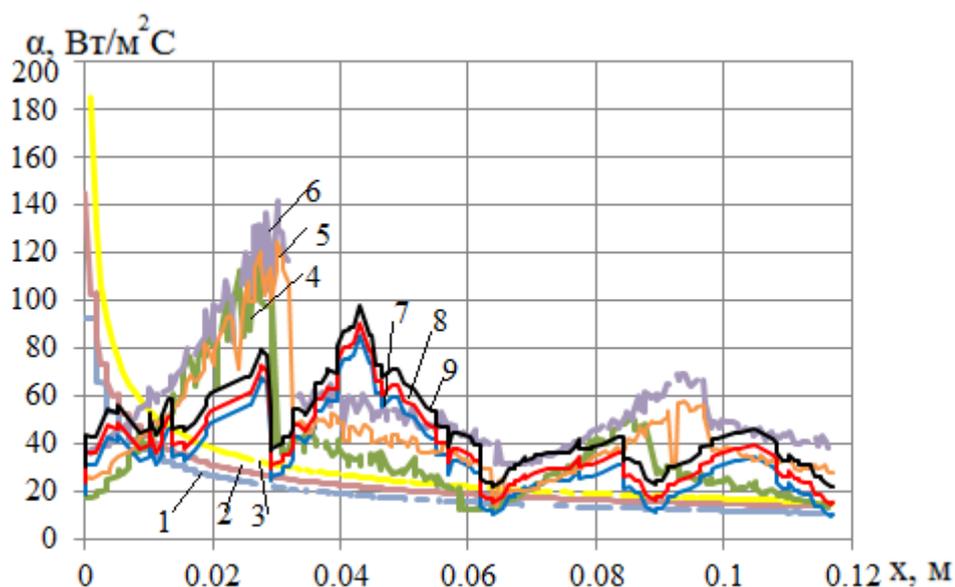


Рис.3.22. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине канала при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 4,5,6 – диффузорно-конфузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ); 7, 8, 9 – конфузорно-диффузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ )

Выявлено, что наибольшая теплоотдача наблюдается в диффузорно-конфузорных каналах с компоновкой из 4-х участков ( $L=117$  мм,  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ). Анализируя результаты (рис. 3.22) видно, что в прямом канале теплоотдача ниже, чем в знакопеременном канале со следующей компоновкой ( $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ) на 41% и для канала ( $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ) на 32%.

На рис. 3.22 видно, что с увеличением количества расширяющихся и сужающихся участков увеличивается количество всплесков, что характерно не только для диффузорно-конфузорного канала, но и для конфузорно-диффузорного канала. Из выше представленного рисунка видно, что в диффузорно-конфузорных каналах реализованы зоны отрыва потока, что подтверждается наличием всплесков значений коэффициентов теплоотдачи.

На рис.3.23 приведено распределение числа  $St$  по длине канала со знакопеременным продольным градиентом давления по сравнению с прямым каналом.

Среднее значение числа Стантона для прямого канала до 59 % меньше,

чем в диффузорно-конфузорных каналах с компоновкой из 4-х участков ( $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ). Числа Стантона для диффузорно-конфузорного канала ( $L=117$  мм,  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ) до 15% выше значений чисел Стантона для конфузорно-диффузорного канала ( $L=117$  мм,  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ).

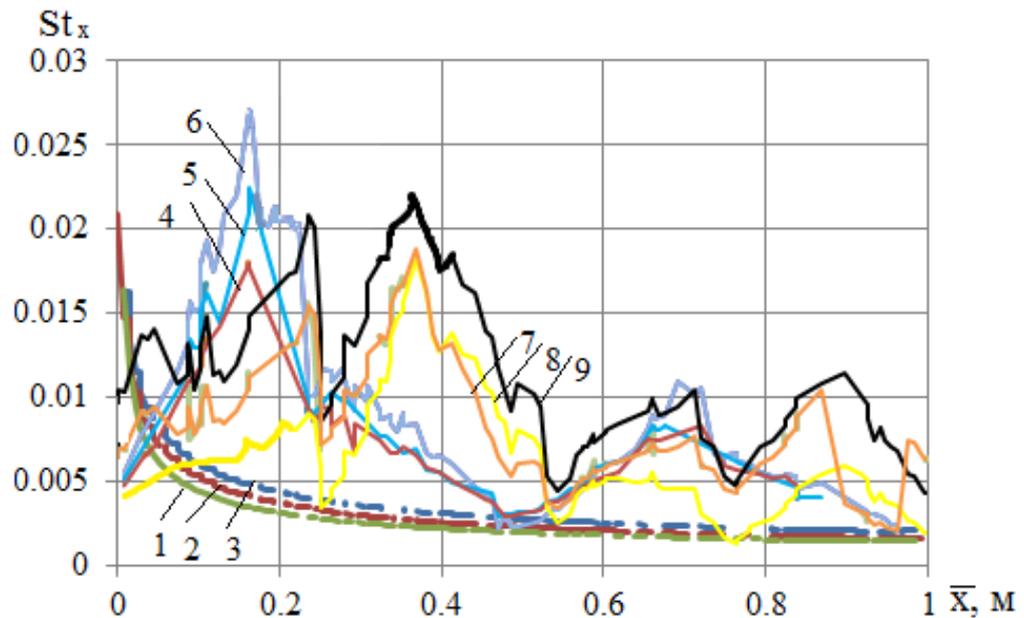


Рис.3.23. Распределение числа Стантона по длине канала при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 4,5,6 – диффузорно-конфузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ); 7, 8, 9 – конфузорно-диффузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ )

На рис. 3.24 показаны результаты численного исследования теплогидравлической эффективности градиентных каналов (число Стантона деленное на коэффициент трения).

Тепловая эффективность знакопеременного канала ( $l_1=29,25$  мм,  $n_1=4$ ) при компоновке с  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$  выше, чем эффективность канала с компоновкой  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$  на величину до 15 %, а при сравнение с прямым каналом эффективность диффузорно-конфузорного канала оказывается до 80% выше.

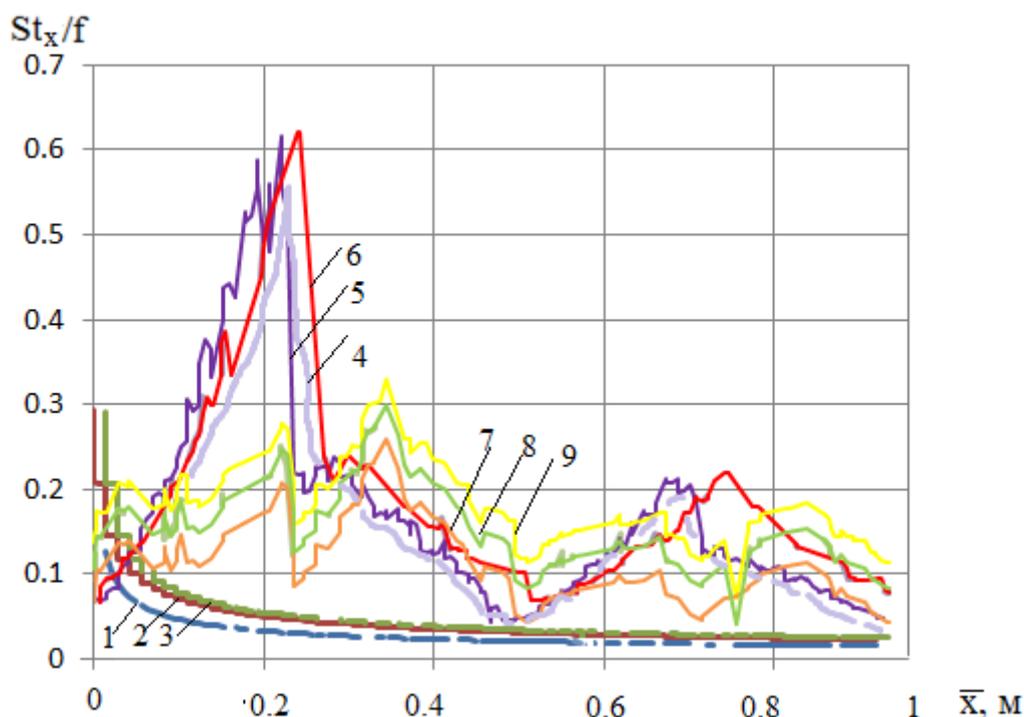


Рис.3.24. Тепловая эффективность

при  $Re_d=3000$ ,  $Re_d=4177$ ,  $Re_d=6000$ : 1, 2, 3 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 4,5,6 – диффузорно-конфузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_f=29,25$  мм,  $n_f=4$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ); 7, 8, 9 – конфузорно-диффузорный канал ( $L=117$  мм,  $l_f=29,25$  мм,  $n_f=4$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ )

Разделение канала на 4 участка приводит к существенной разнице тепловой эффективности величины на начальных участках (первые два сегмента канала), а далее значения сглаживаются и уже не наблюдается резких всплесков. В основном это обуславливается повышением уровня турбулентности потока, которая создается в диффузорах и далее полезно используется при прохождении течения через конфузор. Следовательно, при разработке знакопеременного канала необходимо разделять канала более, чем на 2 участка и на входе в канала располагать диффузор. На основе проведенного исследования для конфузора, диффузора и знакопеременных каналов, состоящих из двух, четырех участков выявлено, что чем больше участков, тем выше будет средний коэффициент теплоотдачи в канале.

### 3.6. Исследование теплообмена в диффузорно-конфузорных каналах калорифера с компоновкой из 4-х участков при наличии пульсаций потока

Параметры потока сложнее спрогнозировать при нестационарном режиме течения рабочей среды. Одним из видов таких течений являются пульсирующие потоки, которые характеризуются амплитудой колебаний и частотой. В основном учеными исследуются течения с пульсациями в каналах постоянного сечения [105, 106]. Так же проводились исследования по отдельности в конфузоре и в диффузоре по выявлению влияния пульсаций на поток [28,29,89].

В этом разделе представлены результаты численных исследований теплоотдачи диффузорно-конфузорного канала с компоновкой из 4-х участков  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ . Исследования проводились в стационарном режиме и нестационарном режиме при наличии наложенных гармонических пульсаций рабочей среды (воздуха). Пульсации потока воздуха на входе в канал создаются пульсатором и заданы в виде гармонических колебаний, которые изменяются по закону см. формула 2.14. Частота наложенных пульсаций находится в диапазоне от 10 до 100 Гц.

На рис. 3.25, 3.26 представлены локальные значения коэффициента теплоотдачи по длине канала при наличии пульсаций и при стационарном режиме.

По результатам, представленным на рис. 3.25, 3.26 в канале со знакопеременным градиентом давления увеличение амплитуды и частоты пульсаций приводит в целом к нарастающему характеру изменения коэффициента теплоотдачи в фазе ускорения: при 100 Гц рост теплоотдачи до 35%, при частоте 50 Гц – до 30% при частоте 10 Гц до 5%. При наличии пульсаций в фазе торможения отклонения коэффициента теплоотдачи от стационарного потока составляет не более 5%.

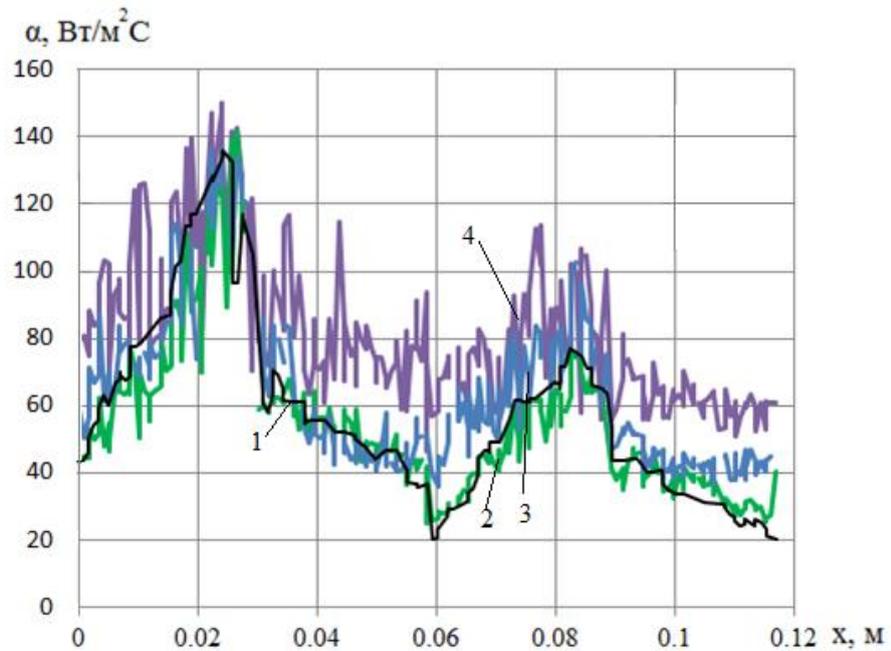


Рис.3.25. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине диффузорно-конфузорного канала ( $L=117$  мм,  $l_I=29,25$  мм,  $n_I=4$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ),  $Re_d=6000$  (фаза ускорения): 1– стационарный режим; 2 – пульсирующий режим с частотой 10 Гц; 3 – пульсирующий режим с частотой 50 Гц; 4 – пульсирующий режим с частотой 100 Гц

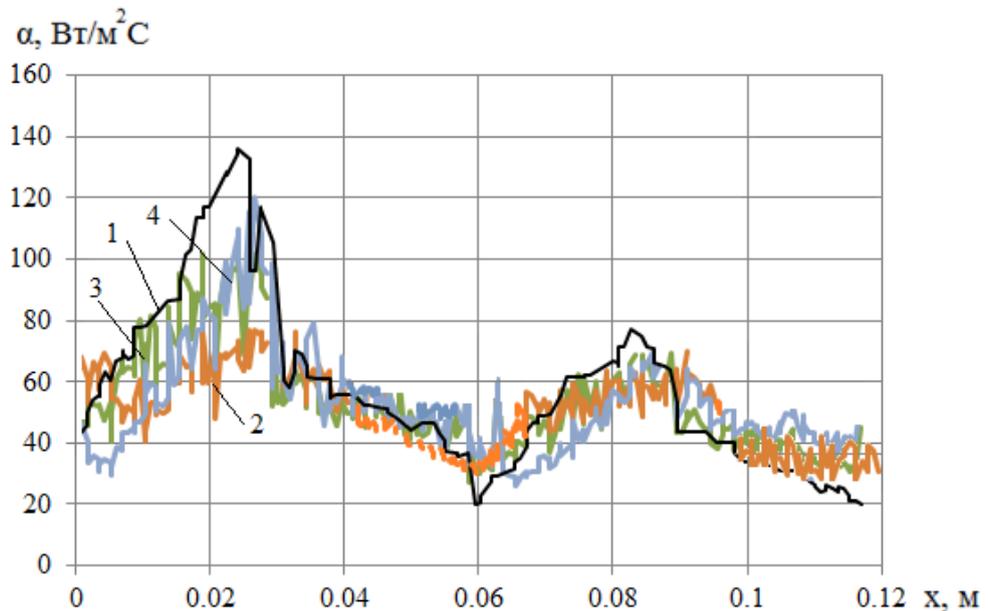


Рис.3.26. Локальные коэффициенты теплоотдачи по длине диффузорно-конфузорного канала ( $L=117$  мм,  $l_I=29,25$  мм,  $n_I=4$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx <0$ ,  $dp/dx >0$ ,  $dp/dx <0$ ),  $Re_d=6000$  (фаза торможения): 1– стационарный режим; 2 – пульсирующий режим с частотой  $\sigma=10$  Гц; 3 – пульсирующий режим с частотой  $\sigma=50$  Гц; 4 – пульсирующий режим с частотой  $\sigma=100$  Гц

При численном исследовании теплообмена в диффузорно-конфузорных каналах выявлено существенное влияние форм параметра  $M_\phi$  (формула 1.2) на теплообмен, что иллюстрируют результаты, представленные на рис. 3.27.

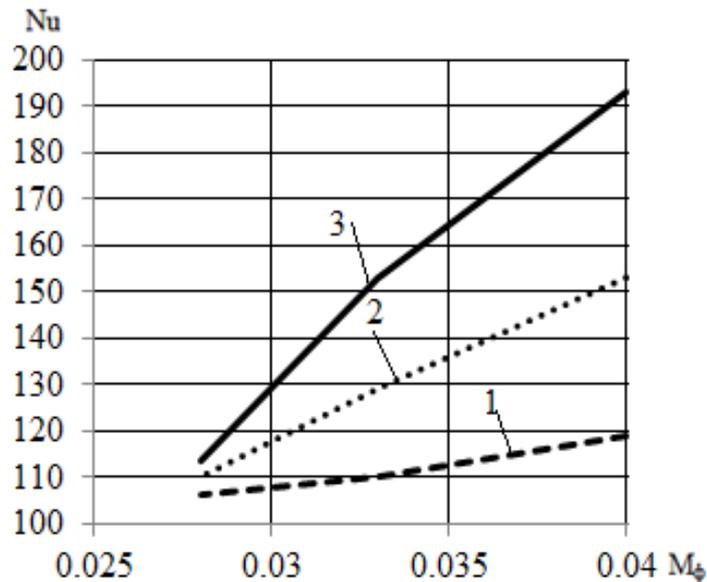


Рис.3.27. Зависимость числа Нуссельта от формпараметра  $M_\phi$  при  $Re_d=6000$  для каналов со знакопеременным градиентом давления: 1 – с пульсациями частотой  $\sigma = 10$  Гц; 2 – с пульсациями частотой  $\sigma = 50$  Гц; 3 – с пульсациями частотой  $\sigma = 100$  Гц

Из рис. 3.27 видно, что в канале со знакопеременным градиентом давления с ростом формпараметра  $M_\phi$  и частоты наложенных пульсаций в фазе ускорения интенсивность теплообмена увеличивается.

Рис. 3.28 иллюстрирует зависимость осредненного коэффициента теплоотдачи для различной геометрии канала от частоты наложенных пульсаций потока.

Результаты, представленные на рис.3.28 показывают, что с увеличением частоты наложенных пульсаций происходит увеличение интенсивности теплообмена, как в фазе ускорения, так и в фазе торможения.

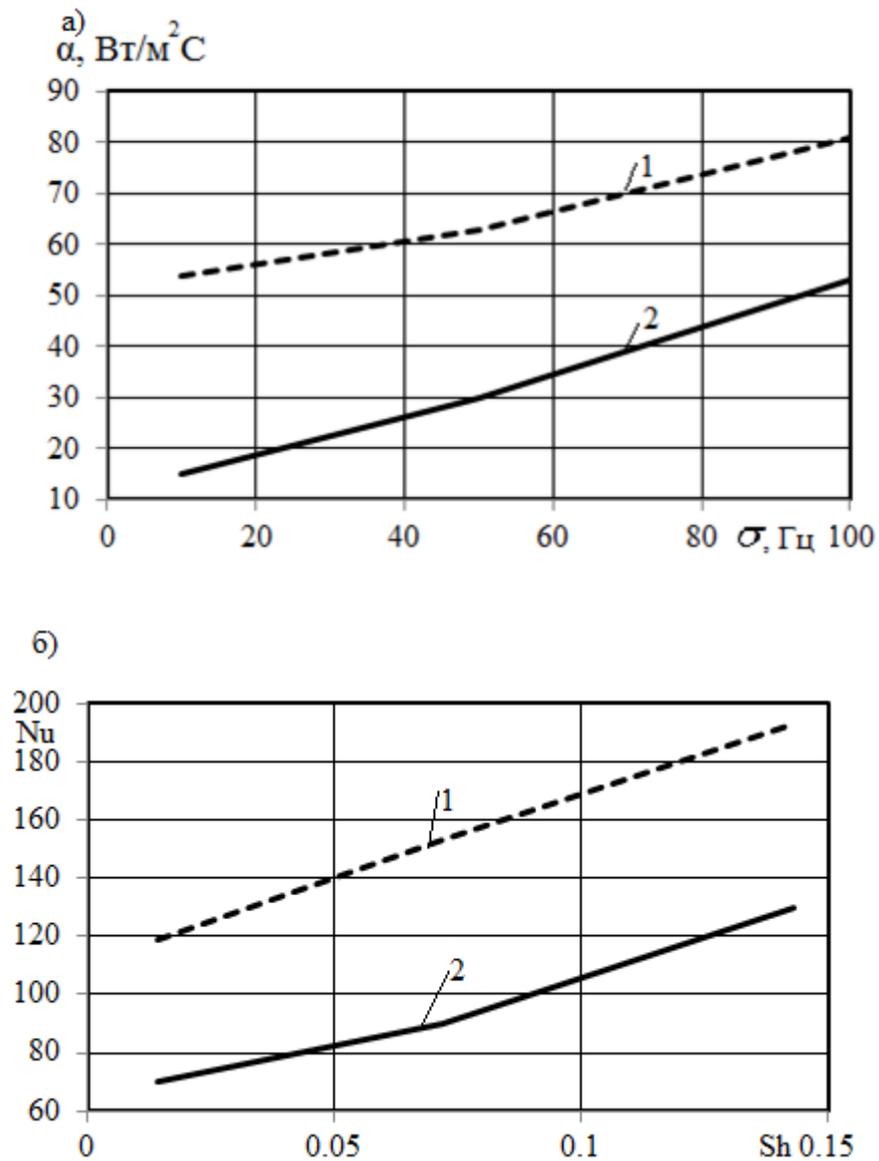


Рис.3.28. Интенсивность теплообмена в канале со знакопеременным градиентом давления при  $Re_d=6000$  при наличии пульсаций потока а) коэффициент теплоотдачи от частоты, б) число Нуссельта от числа Струхалия:

1 – ускорение потока; 2 – торможение потока

На рис. 3.29 показана зависимость интенсивности теплообмена от величины относительной амплитуды  $A_m=(u_{\max}-u_{\min})/(u_{\max}+u_{\min})$  наложенных пульсаций потока для ускоряющей и тормозящей фазы.

Из результатов, представленных на рис.3.29 видно, что увеличение относительной амплитуды колебаний приводит к увеличению интенсивности теплообмена для фазы ускорения и фазы торможения.

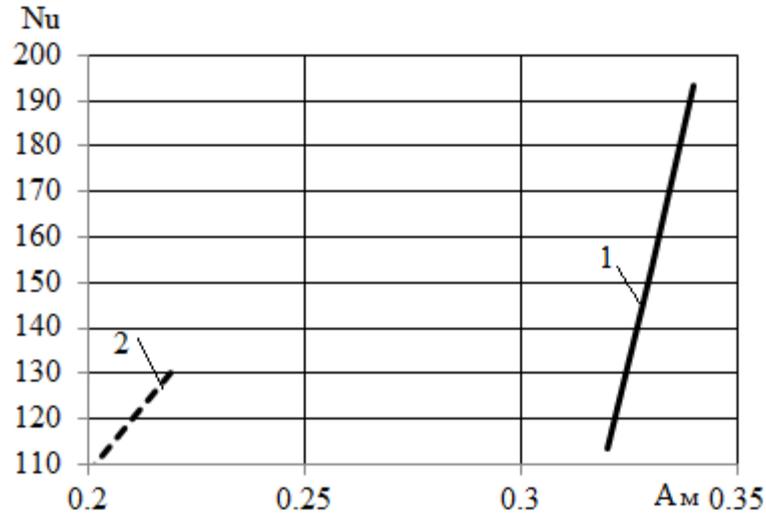


Рис.3.29. Осредненный коэффициент теплоотдачи со знакопеременным градиентом давления при  $Re_d=3000-6000$  с частотой пульсаций  $\sigma = 100 \Gamma\mu$ : 1 – фаза ускорения; 2 – фаза торможения  $Re_d=6000$  с частотой пульсаций  $\sigma = 100 \Gamma\mu$ : 1 – фаза ускорения; 2 – фаза торможения

Обобщение результатов по осредненным значениям коэффициента теплоотдачи показано на рис. 3.30.

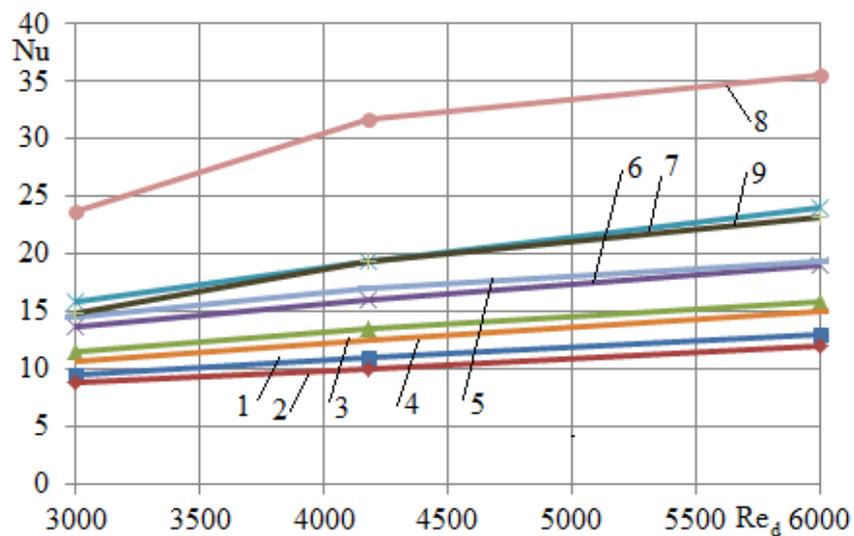


Рис.3.30. Осредненный коэффициент теплоотдачи: 1 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 2 –  $dp/dx < 0$ ; 3 –  $dp/dx > 0$ ; 4 – два участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ; 5 – четыре участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 6 – два участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 7 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 8 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \Gamma\mu$ , ускорение) 9 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \Gamma\mu$ , торможение)

Максимальная теплоотдача наблюдается в канале со знакопеременным градиентом давления при наличии наложенных пульсаций потока и превышает до 3,4 раза интенсивность теплообмена в прямом канале. Интенсивность теплообмена в каналах со знакопеременным градиентом давления при наличии пульсаций потока с частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$  в фазе ускорения до 1.5 раз выше, чем в том же канале без пульсаций, а в фазе торможения до 1.1 раза ниже, чем в том же канале при отсутствии пульсаций.

Исследование газодинамических характеристик потока для каналов показаны на рис. 3.31.

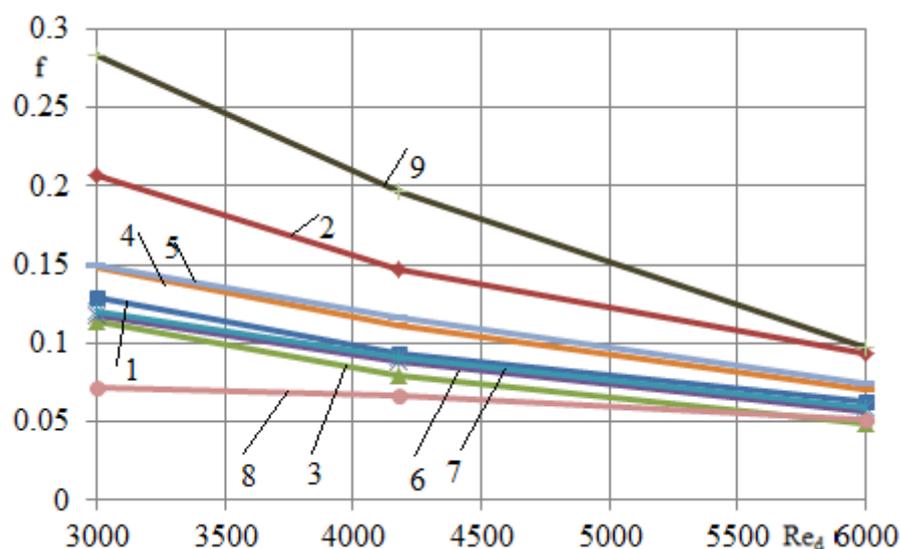


Рис.3.31. Коэффициент трения: 1 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 2 –  $dp/dx < 0$ ; 3 –  $dp/dx > 0$ ; 4 – два участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ; 5 – четыре участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 6 – два участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 7 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 8 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , ускорение) 9 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , торможение)

Анализ рис. 3.31 показывает, что коэффициент трения принимает значения от 0,207 до 0,094 для конфузора при  $Re_d=3000\dots6000$ . Для диффузора  $f=0,114\dots0,058$  при  $Re_d=3000\dots6000$ , для конфузоро-диффузорных каналов, состоящих из двух участков  $f = 0,14\dots0,055$  и для конфузоро-диффузорных каналов, состоящих из четырех участков  $f = 0,15\dots0,059$ . При наличии наложенных пульсаций (фаза ускорения) потока  $f = 0,072\dots0,052$  и  $f =$

0,284...0,097 (фаза торможения). В фазе ускорения потока при наличии наложенных пульсаций коэффициент трения снижается до 2,01 раз, в фазе торможения при наличии наложенных пульсаций коэффициент трения возрастает до 1,9 раз. С ростом числа Рейнольдса коэффициент трения уменьшается в прямых и конфузурно-диффузорных каналах, а так же в каналах при воздействии пульсаций на поток.

Для глубокого анализа влияние на интенсивность теплообмена внешних воздействий потока (знакопеременного градиента давления, пульсаций потока) требуется приводить данные по отношению к каналам без воздействий.

На рис. 3.32, 3.33 представлены соотношения критериев Нуссельта ( $Nu/Nu_0$ ) и коэффициентов трения ( $f/f_0$ ) различных типов каналов без пульсаций и при наличии пульсаций на поток в зависимости от критерия Рейнольдса.

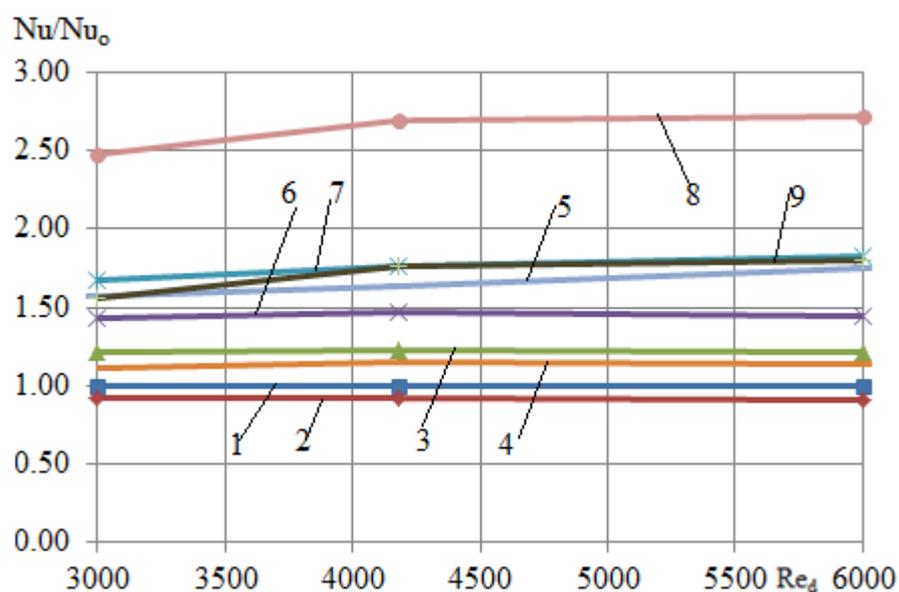


Рис.3.32. Зависимость соотношения критериев Нуссельта:

1 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 2 –  $dp/dx < 0$ ; 3 –  $dp/dx > 0$ ; 4 – два участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ; 5 – четыре участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 6 – два участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 7 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 8 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , ускорение) 9 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , торможение)

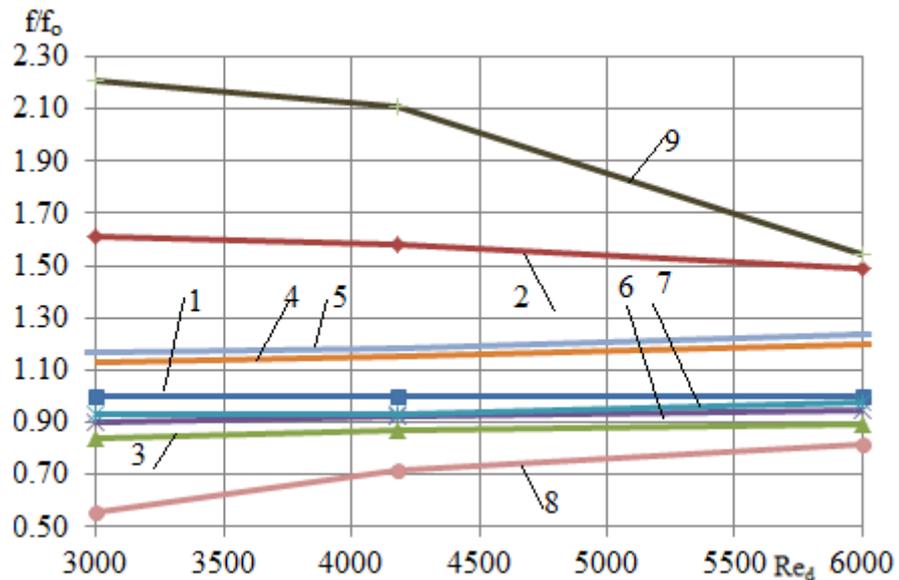


Рис.3.33. Зависимость соотношения коэффициентов трения: 1 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 2 –  $dp/dx < 0$ ; 3 –  $dp/dx > 0$ ; 4 – два участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ; 5 – четыре участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 6 – два участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 7 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 8 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , ускорение) 9 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , торможение)

Представленная на рис. 3.32 сравнительная оценка полученных данных для прямых каналов, конфузоров, диффузоров, каналов со знакопеременным градиентом давления, без пульсаций и при наличии наложенных пульсаций потока, позволяет сделать вывод, что наиболее перспективными являются диффузорно-конфузорный каналы, состоящие из 4-х и более участков при наличии наложенных пульсаций потока. Причем в фазе ускорения тепловая эффективность возрастет в среднем в 1,5 раза, а в фазе торможения уменьшается в 1,07 раз по сравнению с тем же каналом без пульсаций потока.

Согласно данным представленным на рис.3.33 максимальные гидравлические потери будут наблюдаться в каналах в диффузорно-конфузорных с наложенными пульсациями потока частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$  в фазе торможения. Далее по величине гидравлических потерь идет конфузорный канал без наличия наложенных пульсаций потока. По сравнению с прямым каналом коэффициент трения в диффузорно-конфузорном канале, состоящим

из четырех участков в фазе торможения возрастает в 2,2 раза.

Теплогидравлическая эффективность в зависимости от чисел Рейнольдса представлена на рис. 3.34.

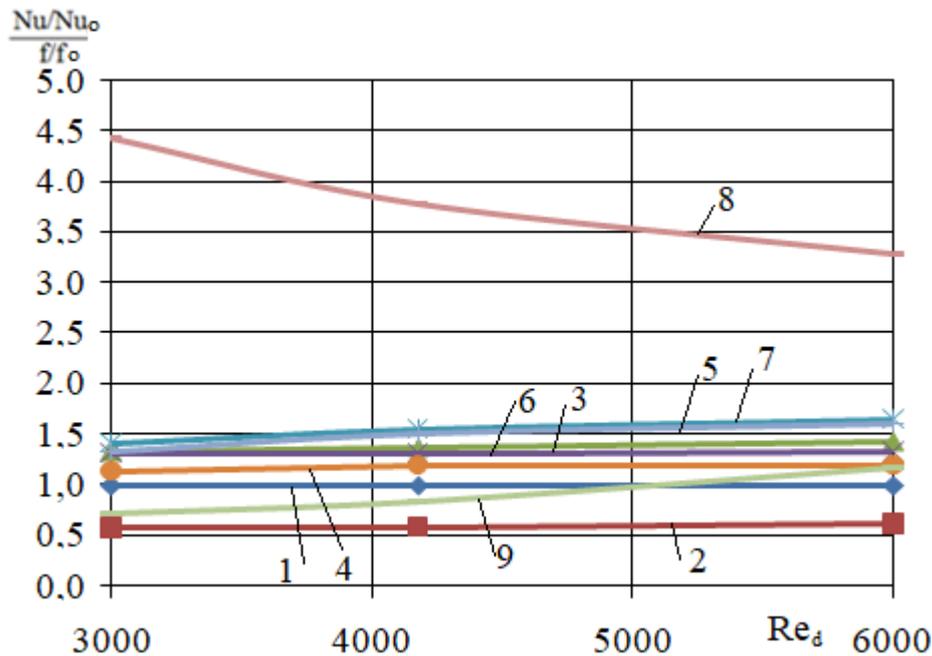


Рис.3.34. Теплогидравлическая эффективность: 1 – прямой канал  $dp/dx=0$ ; 2 –  $dp/dx < 0$ ; 3 –  $dp/dx > 0$ ; 4 – два участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ; 5 – четыре участка  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 6 – два участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 7 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ; 8 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , ускорение) 9 – четыре участка  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$  (с пульсациями частотой  $\sigma = 100 \text{ Гц}$ , торможение)

Из результатов, представленных на рис. 3.34 можно сделать вывод, что теплогидравлическая эффективность по сравнению с прямым каналом ( $dp/dx=0$ ) понизилась для конфузора ( $dp/dx<0$ ) до 39% и повысилась для следующих каналов: для диффузора ( $dp/dx>0$ ) до 30%, для каналов с переменным продольным градиентом давления двух участков ( $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ) до 17%, для четырех участков ( $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ) до 32%, для двух участков ( $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ) до 24%, для четырех участков ( $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ,  $dp/dx>0$ ,  $dp/dx<0$ ) до 39%. Теплогидравлическая эффективность для канала при наличии наложенных пульсаций потока в оказывается выше до 70 % в режиме ускорения и до 15% в режиме

торможения, чем для аналогичного канала в стационарном режиме.

### 3.10. Выводы

1. Проведено численное исследование процессов теплообмена и газодинамики в прямом канале, в конфузоре, в диффузоре, в каналах с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с переменным продольным градиентом давления.

2. Выявлено, что при переменной степени турбулентности  $Tu=6...12,2\%$  по длине канала интенсивность теплообмена оказывается максимальной. При степени турбулентности  $Tu=8,4\%$  интенсивность до 6 % ниже, чем при переменной по длине канала степени турбулентности. При небольших значениях турбулентности интенсивность теплообмена будет до 30% ниже, чем для потока с переменной по длине канала степенью турбулентности до 10,25 % ниже, чем для канала с  $Tu = 8,4\%$ .

3. Выявлено, что для воздуха, используемого в качестве рабочего тела, интенсивность теплообмена в канале выше на 16%, чем при использовании углекислого газа, но меньше на, чем при применении гелия на 9%.

4. При проведении численного эксперимента выявлено, что теплогидравлическая эффективность по сравнению с прямым каналом ( $dp/dx=0$ ) понизилась для конфузора ( $dp/dx < 0$ ) до 39% и повысилась для следующих каналов: для диффузора ( $dp/dx > 0$ ) до 30%, для каналов с переменным продольным градиентом давления для двух участков ( $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ) до 17%, для четырех участков ( $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ) до 32%, для двух участков ( $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ) до 24%, для четырех участков ( $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ) до 39%. При реализации гибридного метод интенсификации теплообмена на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления (конфузорно-диффузорных каналов) теплогидравлическая эффективность каналов калориферов оказывается до 70 % выше в режиме ускорения и до 15% выше в режиме торможения по сравнению с аналогичным каналом в стационарном режиме.

## 4. ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ И ЭКОНОМИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТ

### 4.1. Конструктивные решения, разработанные на основании проведенных исследований

Плоские каналы, образуемые в калорифере со стороны воздуха, имеют достаточно низкую теплогидравлическую эффективность. Тем не менее, такие калориферы широко используются в системах вентиляции, кондиционирования, воздушного отопления и других технологических установках. В этой связи, требуется разработка калориферов для подогрева (охлаждения) воздуха, у которых теплогидравлическая эффективность была бы выше имеющихся аналогов.

Одним из наиболее распространенных теплообменников, используемых в настоящее время в теплопотребляющих установках для подогрева воздуха, является калорифер «КМС-2» завода-изготовителя ЗАО «ТСТ» [107]. Конструктивно стандартный калорифер «КМС-2» состоит из распределительной коробки, патрубков для подвода горячей воды, трубок для прохода теплоносителя, съемных боковых щитков [107]. Его теплообменная поверхность формируется пластинами размером 136x117 мм, расстояние между которыми составляет 5 мм [107]. В этом аппарате греющая среда движется внутри металлических труб с оребрением, а нагреваемый воздух направляется между пластинами.

При модернизации калорифера «КМС-2» предлагается использовать конструктивные решения, представленные на рис. 4.1. Общая длина канала, составляющая 117 мм, разделяется на участки с расширяющимся по ходу потока сечением и сужающимся сечением, соответственно (с положительным и отрицательным градиентом давления). Длина таких участков  $l=L/n$ , где  $L$  – длина всего канала,  $n$  – количество участков, угол расширения (сужения) составляет 3 градуса.

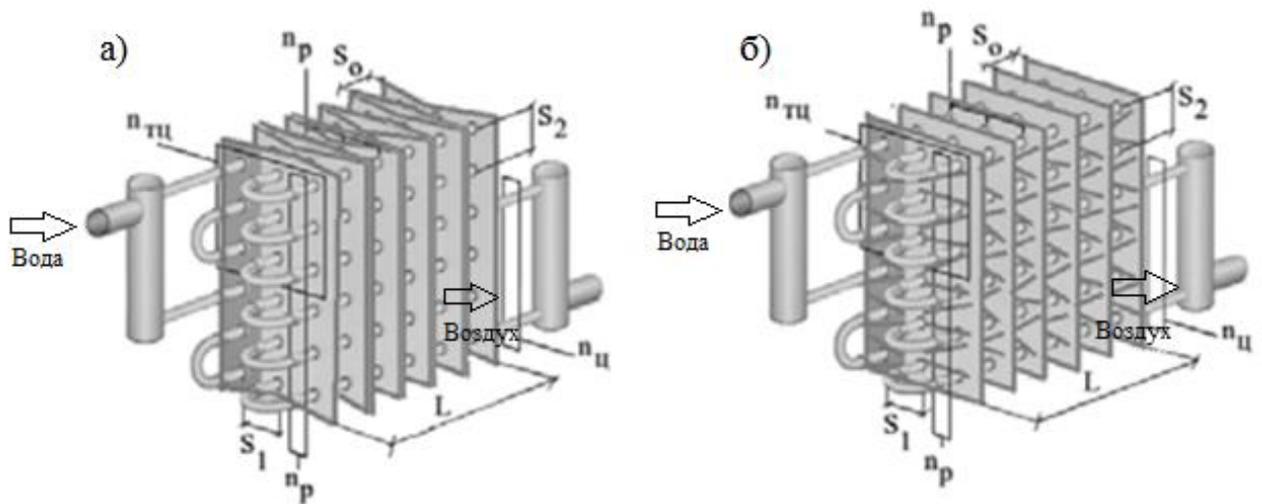


Рис.4.1 Предлагаемые конструкции калорифера КМС-2: а) с изогнутыми пластинами, б) с градиентными ребрами; где  $L$  – длина;  $S_0$  – шаг оребрения;  $S_1$  – продольный шаг трубок;  $S_2$  – поперечный шаг трубок;  $n_p$  – число трубок в ряду;  $n_{ц}$  – количество циркуляционных контуров;  $n_{тц}$  – число трубок в циркуляционном контуре

На основе проведённых исследований и сформулированных выводов разработано техническое решение: конвективная поверхность с конфузоро-диффузорными каналами с пульсатором для формирования наложенных пульсаций потока воздуха.

Предлагаемые решения защищены патентами на изобретение и полезную модель (приложение №3) и относятся к методам интенсификации конвективного теплообмена [108-110].

Технический результат предлагаемых решений заключается в повышении интенсивности и эффективности теплообмена, повышении эффективности передачи теплоты от стенок каналов к нагреваемой среде, а также экономии теплоты, используемой для подогрева нагреваемой среды (воздуха).

Схема, иллюстрирующая предлагаемые методы интенсификации теплообмена представлены на рис. 4.2

Теплообменный элемент (рис. 4.2) для осуществления предлагаемого способа интенсификации конвективного теплообмена содержит конфузоро-

диффузорные каналы 1, образованные нижней пластиной 2, верхней пластиной 3 и продольно-волнистыми ребрами 4, имеющими прорези 5, через которые осуществляется вдув (отсос) потока воздуха для интенсификации теплообмена. На входах конфузорно-диффузорных каналов 1 установлены пульсаторы 6, сформированные из правого полукольцевого канала 7, левого полукольцевого канала 8, установленного между ними разделителя 10 и резонатора 9, представляющего собой тонкую пластинку, закрепленную на стенке конфузорно-диффузорного канала 1 за полукольцевыми каналами. В предлагаемом способе интенсификации теплообмена поверхность теплообмена образуется путем последовательно расположенных конфузоров и диффузоров.

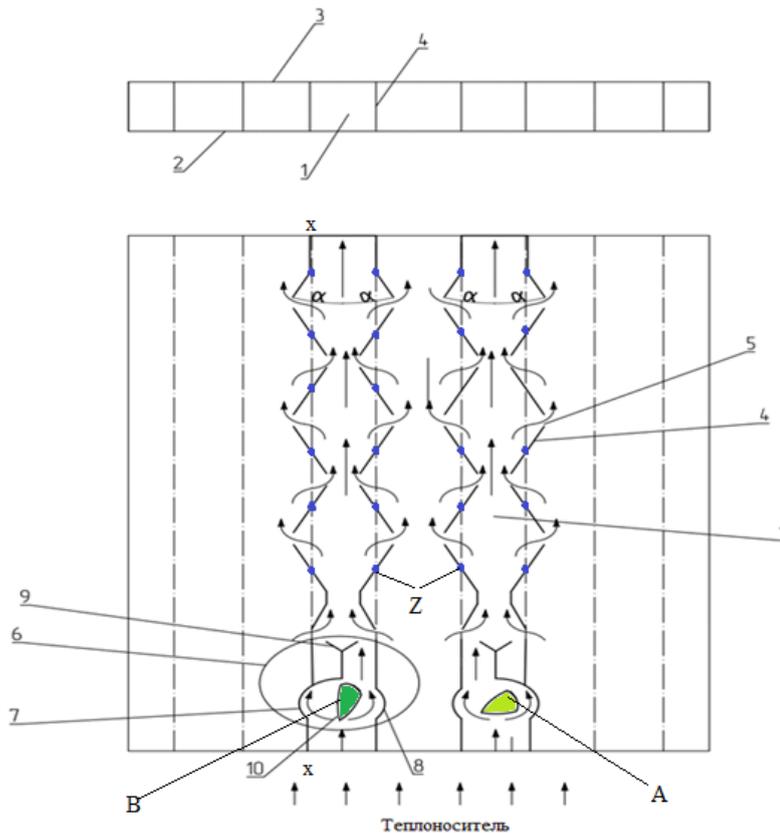


Рис 4.2. Теплообменный элемент:

1 – конфузорно-диффузорный канал, 2 – нижняя пластина, 3 – верхняя пластина, 4 – продольно-волнистое ребро, 5 – прорезь, 6 – пульсатор, 7 – правый полукольцевой канал, 8 – левый полукольцевой канал, 9 – резонатор, 10 – разделитель, x-x – ось, Z–точки крепления гибких продольно-волнистых ребер

Пульсаторы 6 могут быть изготовлены из металлов, сплавов или других

коррозионно-устойчивых материалов.

Разделитель 10 выполнен из коррозионно-устойчивых материалов в виде треугольной призмы со скругленными углами.

Действие, предлагаемых решений, осуществляется следующим образом.

При реализации предлагаемого метода интенсификации конвективного теплообмена нагреваемая среда (воздух) подается в конфузorno-диффузорные каналы 1. Воздух входит в конфузorno-диффузорные каналы 1, проходит через пульсаторы 6, работа которых заключается в создании пульсаций потока воздуха. В предлагаемом методе интенсификации теплообмена поверхность теплообмена образуется путем последовательно расположенных конфузоров и диффузоров.

Пульсации потока воздуха создаются за счет резонатора 9. Воздух входит в конфузorno-диффузорный канал 1 проходит полукольцевые каналы: правый полукольцевой канал 7 и левый полукольцевой канал 8, встречается с резонатором 9 и под действием потоков, прошедших через полукольцевые каналы и разделитель 10, резонатор 9 начинает колебаться. Колебания резонатора 9 возникают за счет того, что потоки воздуха прошедшие через правый полукольцевой канал 7 и левый полукольцевой канал 8 имеют различные скорости из-за разного проходного сечения каналов. Так как конфузorno-диффузорный канал 1, соединенный с выходом пульсатора 6 выполнен в виде конфузора, образованного продольно-волнистыми ребрами 4, то давление за пульсатором 6 будет выше давления на начальном участке конфузorno-диффузорного канала 1. Поток воздуха за счет разности давлений пойдет от входа пульсатора 6 к конфузorno-диффузорному каналу 1 через продольно-волнистые ребра 4. Под действием пульсаторов 6 поток воздуха в конфузorno-диффузорном канале 1 приобретает пульсационный характер движения. Таким образом, в конфузorno-диффузорных каналах 1 реализуется пульсирующее течение нагреваемой среды, что приводит к интенсификации теплоотдачи от стенок каналов к нагреваемой среде (воздуха) и, соответственно, к более эффективному процессу передачи теплоты. Пульсации потока теплообменивающейся среды имеют вид гармонических колебаний.

В предлагаемом методе интенсификации теплообмена продольно-волнистые ребра (4), выполненные из гибкого материала, зафиксированы по оси  $x-x$  в точках  $Z$  (фиг. 2), так что в процессе работы передачи теплоты при реализации способа угол ( $\varphi$ ) изменяется. Изменение угла ( $\varphi$ ) обусловлено наличием пульсаций потока в конфузорно-диффузорных каналах (1) с установленным пульсатором (6), сформированным из правого полукольцевого канала (7), левого полукольцевого канала (8), установленного между ними разделителя (10) и резонатора (9) и отсутствием такого пульсатора (6) в смежных конфузорно-диффузорных каналах (1).

Угол раскрытия продольных-волнистых ребер 4 составляет от 0 до  $5^{\circ}$ , так как по данным исследованиям [71, 104] при таком угле раскрытия интенсивность теплообмена максимальна.

Интенсивность теплообмена возрастает не только из-за влияния вдува или отсоса, но в основном за счет наличия совокупного влияния знакопеременного градиента давления и пульсирующего потока рабочего тела. При реализации способа интенсификации теплообмена поток рабочего тела колеблется за счет наличия пульсатора (6). При этом положение разделителя (10) относительно потока в канале (1) может регулироваться, что изменит характеристики образующихся пульсаций потока.

Результаты исследования роста эффективности теплообмена, показывают, что интенсивность теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах до 1,8 раз выше чем, в прямых каналах. При этом наложение пульсации потока в конфузорно-диффузорных каналах ведет к росту теплообмена до 1,5 раза (см. рис. 3.24, 3.25), то есть совокупное влияние знакопеременного продольного градиента давления и наложенных пульсаций потока позволяет интенсифицировать теплообмен до 2,7 раза по сравнению с прямым каналом в стационарных условиях.

При сравнении полученных результатов с изобретением [5] показано, что интенсивность теплообмена возрастает не только из-за влияния вдува или отсоса, но в основном за счет наличия совокупного влияния знакопеременного градиента давления и пульсирующего потока рабочего тела. Результаты исследования в сравнении с данными, приведенными в работе [5],

представлены на рис. 4.3.

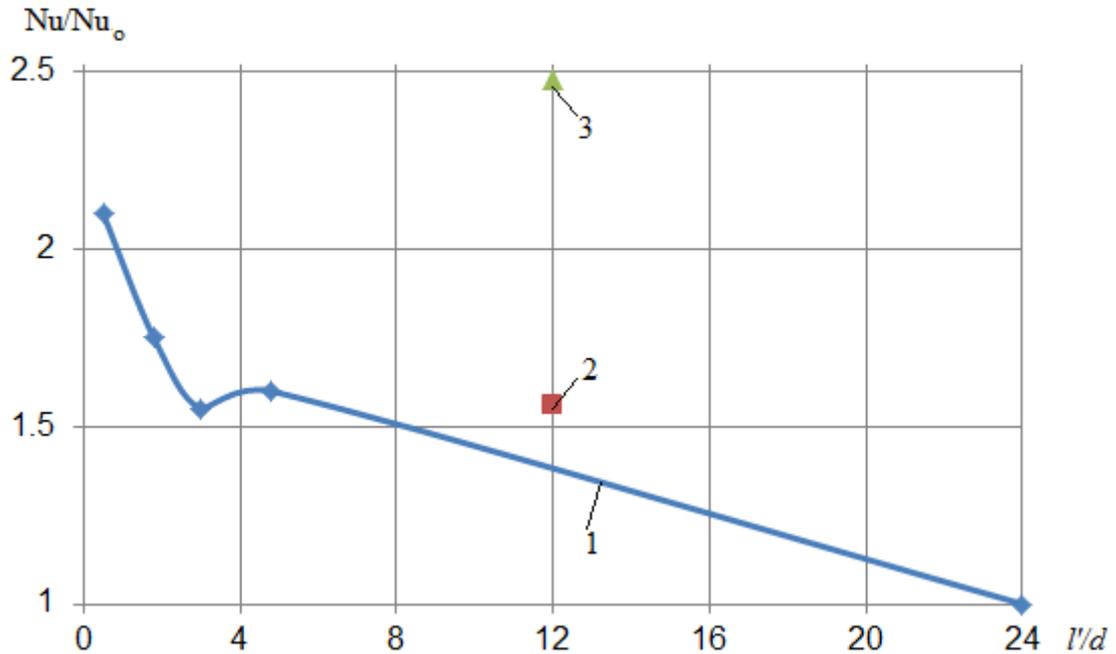


Рис.4.3. Зависимость интенсивности теплообмена от длины канала:

1 – результаты ( $Re_d = 1700$ ) [5]; 2 – результаты численного исследования для конфузорно-диффузорного канала ( $Re_d = 3000$ ) для пульсирующего течения (фаза торможения) при частоте пульсаций 100 Гц; 3 – результаты численного исследования для конфузорно-диффузорного канала ( $Re_d = 3000$ ) для пульсирующего течения (фаза ускорения) при частоте пульсаций 100 Гц

Эффект от предлагаемого способа интенсификации теплообмена по сравнению с работой [5] составляет при  $l/d=12,1$  от 1,3 до 2. Некоторое превышение обусловлено более высоким значением числа Рейнольдса в исследуемом канале по сравнению с результатами исследований [5]. Однако большее влияние на интенсификацию теплообмена в данном случае оказывает не величина скорости, а наличие воздействий (знакопеременного градиента давления и наложенные пульсации потока). В стадии торможения потока его скорости будут существенно ниже, чем в стадии ускорения, но по сравнению с со стационарным потоком с  $Nu/Nu_0=1$ , интенсивность теплообмена возрастает даже в стадии торможения.

Предложенные оригинальные решения запатентованы (патенты РФ на изобретения №2784163, №2794711 и на полезную модель №21254 [108-110].

## 4.2. Обобщение результатов численных исследований

Для определения коэффициента теплоотдачи для диффузора используется критериальное уравнение, полученное Э.Я. Эпик [21], для пульсирующих потоков – применяются уравнения И.А. Давлетшина, В.М. Молочникова и других [24, 25]. Так как, в настоящее время для предлагаемых решений (при использовании гибридного подхода с использованием каналов переменного сечения с одновременным наложением пульсаций потока) отсутствуют критериальные уравнения, учитывающие совместное влияние знакопеременного градиента давления (конфузор, диффузор и конфузорно-диффузорные каналы) и наложенных пульсаций потока на теплообмен и потери давления в каналах калориферов, было проведено обобщение результатов численных исследований.

В результате обобщения результатов численных исследований были разработаны критериальные уравнения для учета влияния на интенсивность теплообмена и потери давления в каналах частоты, амплитуды наложенных пульсаций потока, формпараметра и коэффициента ускоренности конфузорно-диффузорных каналов. Полученное критериальное уравнение для расчета теплообмена имеет вид:

$$Nu = 0,08 Re_d^{0,63} Sh^{0,19} M_\phi^{0,09} A_m^{0,77} K^{-0,8} \quad (4.1)$$

Порядок вывода критериального уравнения для числа Нуссельта представлен на рис. 4.4. Вид критериального уравнения для числа Нуссельта на основе анализа размерностей следующий:  $Nu = c_0 Re_d^{d_1} Sh^{d_2} M_\phi^{d_3} A_m^{d_4} K^{d_5}$ , где  $c_0 = c_1 c_2 c_3 c_4 c_5$ ,  $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5$  – степени критериального уравнения;  $c_1, d_1$  – коэффициенты при  $Re_d$ ;  $c_2, d_2$  – коэффициенты при  $Sh$ ;  $c_3, d_3$  – коэффициенты при  $M_\phi$ ;  $c_4, d_4$  – коэффициенты при  $A_m$ ;  $c_5, d_5$  – коэффициенты при  $K$ ;  $c_1=0,12, d_1=0,63, c_2=1,68, d_2=0,19, c_3=1,3, d_3=0,09, c_4=1,88, d_4=0,77, c_5=0,16, d_5=-0,18,$

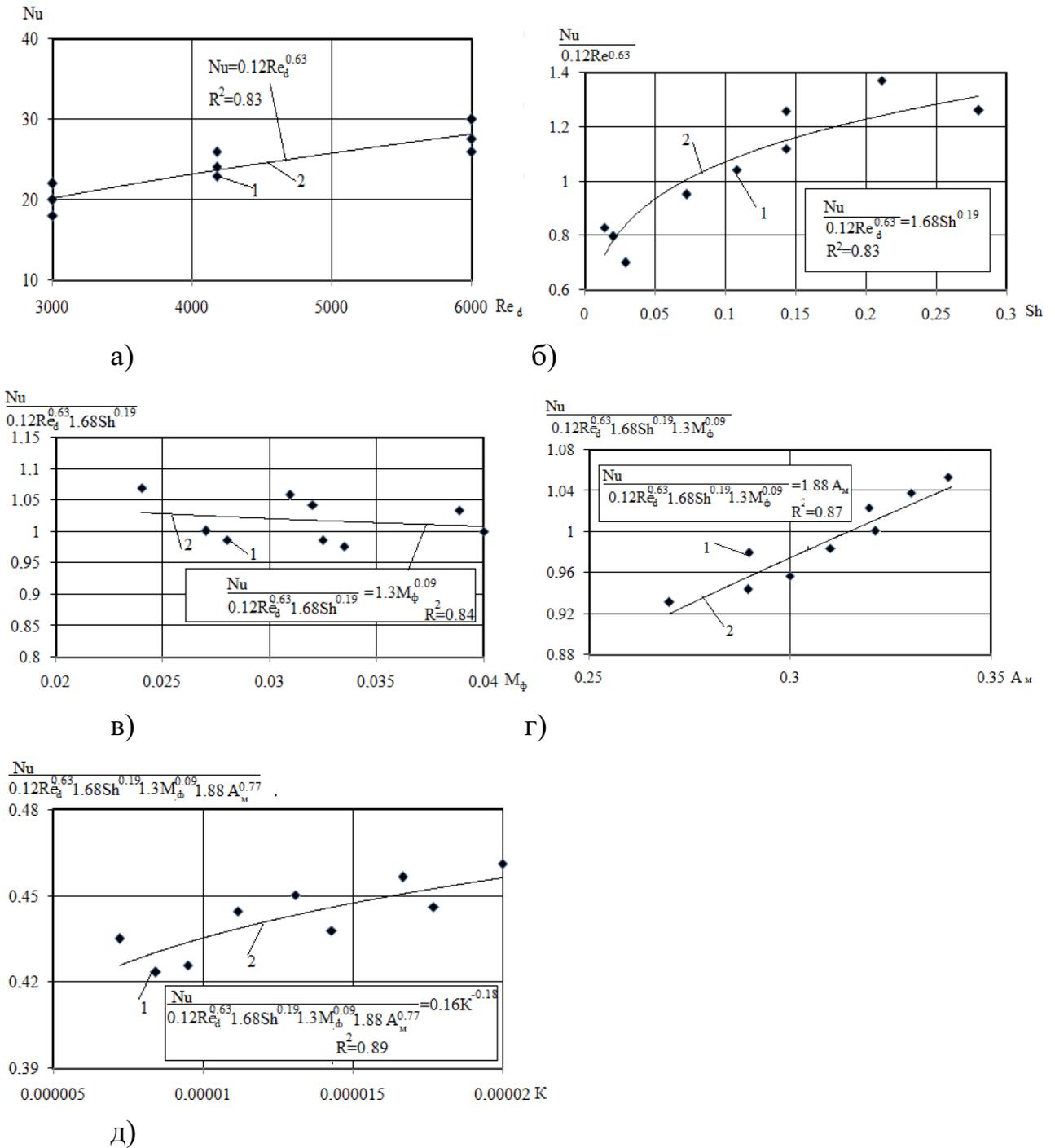


Рис.4.4. Вывод критериального уравнения для коэффициента теплоотдачи: а) первый этап, б) второй этап, в) третий этап, г) четвертый этап, д) пятый этап: 1 – результаты численного эксперимента; 2 – степенное уравнение, обобщающее экспериментальные данные

На рис. 4.5 приведены результаты расчета теплообмена в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока в переходном режиме ( $Re_d = 3000...6000$ ) по предлагаемому критериальному

уравнению для фазы ускорения пульсирующего потока. В качестве сравнения на рис. 4.5 показаны результаты расчета интенсивности теплообмена по классическому уравнению Михеева М.А. [112] для прямых каналов.

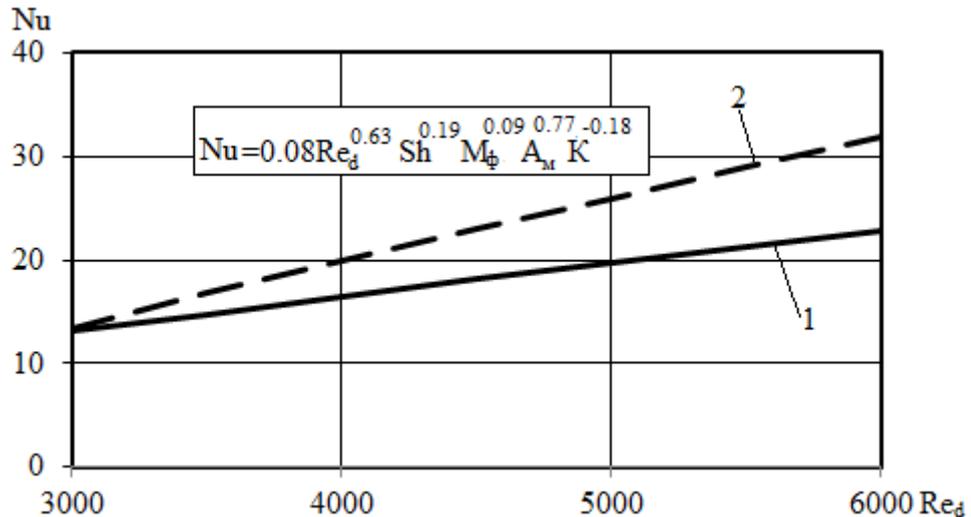
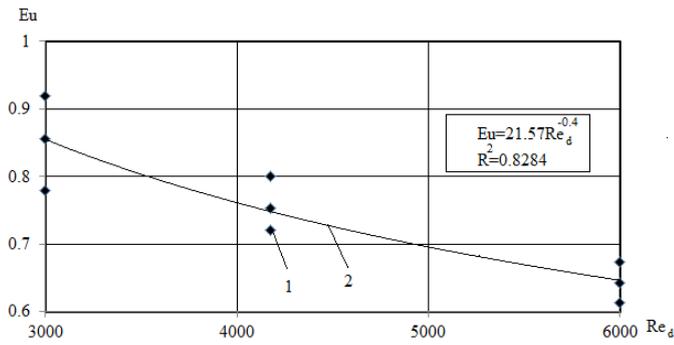


Рис.4.5. Интенсивность теплообмена: 1 – расчет по классическому уравнению Михеева М.А. [112]; 2 – расчет по разработанному критериальному уравнению

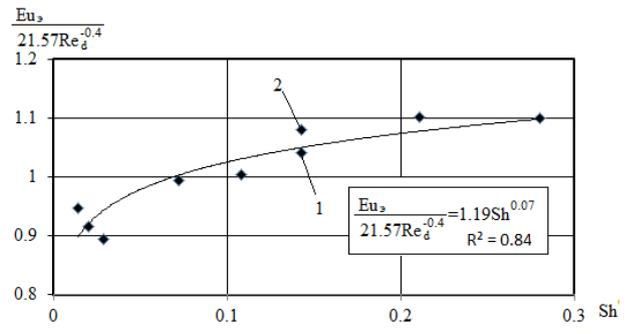
Как видно из рис. 4.5, классическое уравнение Михеева М.А. [112] не в полной мере учитывает особенности течения и теплообмена в каналах калориферов при реализации гибридного метода интенсификации теплообмена на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления (конфузорно-диффузорных каналов), не учитываются характеристики пульсирующего потока и изменение геометрии канала. Результаты, полученные при численном моделировании, отличаются от данных, рассчитанных по критериальному уравнению (4.1) на 6,68 %.

В результате обобщения результатов численных исследований было разработано критериальное уравнение для расчета потерь давления в каналах калориферов при использовании гибридного подхода к интенсификации теплообмена (каналы переменного сечения с одновременным наложением пульсаций потока):

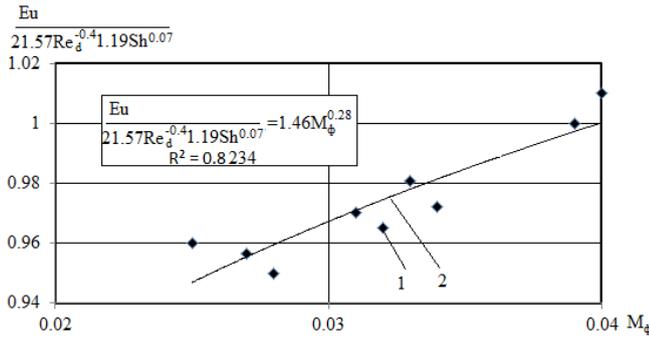
$$Eu = 69,35 Re^{-.4} Sh^{0.7} M_\phi^{0.28} A_M^{0.17} K^{-0.01} \quad (4.2)$$



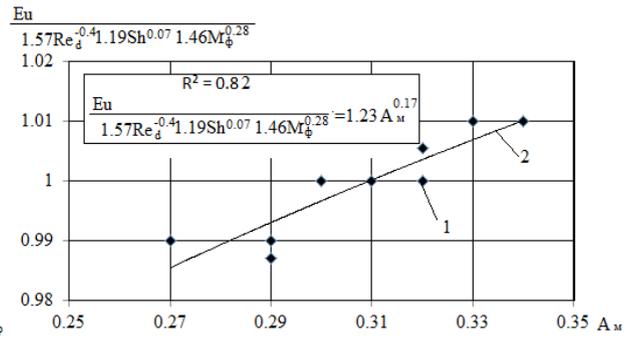
а)



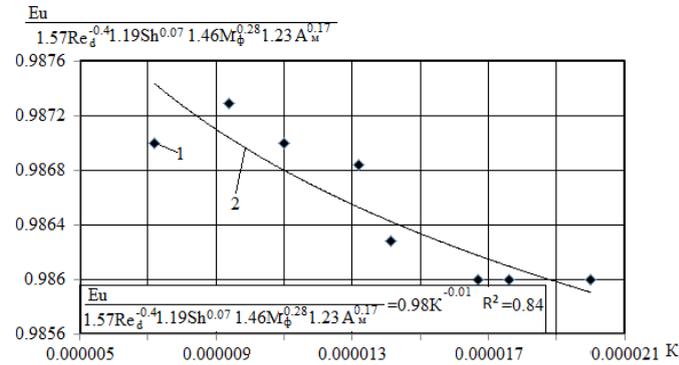
б)



в)



г)



д)

Рис.4.6. Вывод критериального уравнения для потерь давления: а) первый этап обобщения численного эксперимента, б) второй этап, в) третий этап, в) четвертый этап, г) пятый этап, д) шестой этап, 1 – результаты численного эксперимента; 2 – степенное уравнение, обобщающее экспериментальные данные

Вывод критериальных уравнений осуществлялся на основе анализа размерностей (определение значимых критериев) и с помощью метода наименьших квадратов для обобщения результатов численных экспериментов проведенных автором. Вид критериального уравнения для

числа Эйлера на основе анализа размерностей следующий:

$Eu = a_0 Re^{b_1} Sh^{b_2} M_\phi^{b_3} A_m^{b_4} K^{b_5}$ , где  $a_0 = a_1 a_2 a_3 a_4 a_5$ ,  $b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$  – степени критериального уравнения;  $a_1, b_1$  – коэффициенты при  $Re$ ;  $a_2, b_2$  – коэффициенты при  $Sh$ ;  $a_3, b_3$  – коэффициенты при  $M_\phi$ ;  $a_4, b_4$  – коэффициенты при  $A_m$ ;  $a_5, b_5$  – коэффициенты при  $K$ ;  $a_1=21,57$ ,  $b_1=-0,4$ ,  $a_2=1,19$ ,  $b_2 = 0,07$ ,  $a_3=1,46$ ,  $b_3 = 0,28$ ,  $a_4=1,23$ ,  $b_4 = 0,17$ ,  $a_5=0,98$ ,  $b_5 = -0,01$ ,

На рис. 4.7 приведены результаты, рассчитанные по предлагаемому критериальному уравнению для фазы ускорения пульсирующего потока для коэффициента трения.

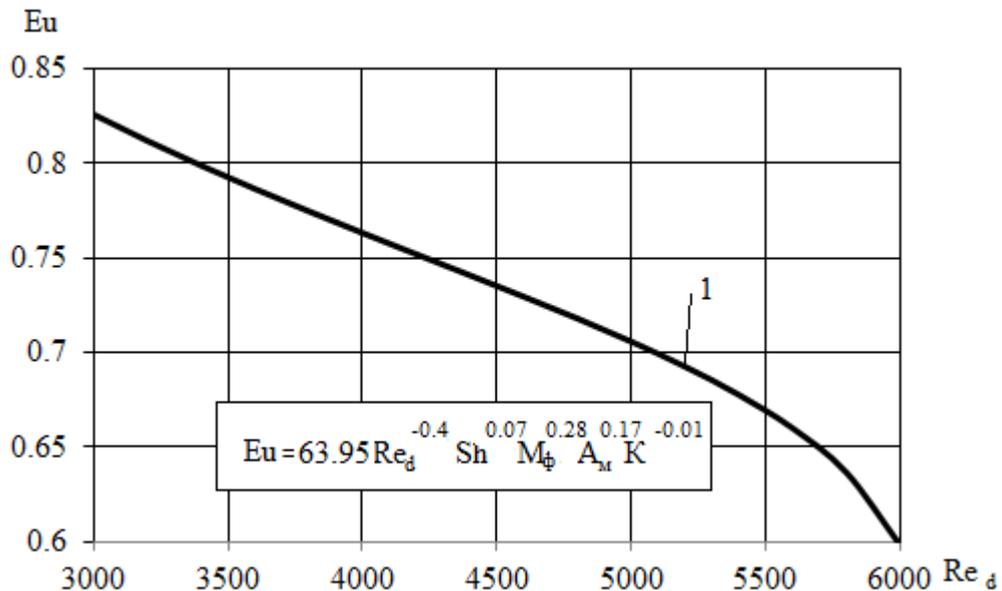


Рис.4.7. Потери давления: 1 – расчет по разработанному критериальному уравнению

Результаты, полученные при численном моделировании, отличаются от данных, рассчитанных по критериальному уравнению (4.2) на 3,79 %.

Таким образом, полученные критериальные уравнения позволяют прогнозировать коэффициент теплоотдачи и коэффициент трения при наличии знакопеременного продольного градиента давления в пульсирующем потоке с известной частотой и амплитудой пульсаций.

### 4.3. Методика расчета калорифера с каналами переменного сечения и одновременным наложением пульсаций потока

На основе комплекса проведенных исследований разработана методика расчета калорифера при использовании гибридного подхода для каналов переменного сечения с одновременным наложением пульсаций потока.

Основным критерием оптимальности для совершенствования калориферов является площадь теплообменной поверхности.

Исходными данными при этом являются: климатические условия, требования к температуре воздуха в помещении, кратность воздухообмена и допустимые скорости движения воздуха в элементах системы кондиционирования и вентиляции. В качестве примера рассмотрен подбор модифицированного калорифера.

Необходимо подобрать калорифер в приточной установке для подогрева воздуха в холодный период года для производственного здания объемом  $V=375\text{м}^3$ . Исходя из технологических процессов, в данном здании необходимо обеспечить 6 кратный воздухообмен. Греющим агентом является вода, нагреваемая среда – это воздуха; температуры воды на входе и выходе аппарата  $t_{ca1}=95^\circ\text{C}$ ,  $t_{ca2}=70^\circ\text{C}$ ,  $^\circ\text{C}$  соответственно; температуры воздуха на входе  $t_{e1}=-30^\circ\text{C}$ ,  $^\circ\text{C}$  и выходе из калорифера  $t_{e2}=32^\circ\text{C}$ ,  $^\circ\text{C}$ . Греющая среда движется по трубкам, в межтрубном пространстве протекает воздух со скоростью 4,68 м/с.

Теплотехнический расчет:

1. Определяется объемный расход нагреваемого воздуха  $\text{м}^3/\text{ч}$ :

$$L_{расч} = V \cdot Kp \quad (4.3)$$

2. Определяется массовый расход воздуха,  $\text{кг}/\text{ч}$  [111]:

$$G_e = L \cdot \rho_e \quad (4.4)$$

$\rho_e$  – плотность воздуха 1,22  $\text{кг}/\text{с}$ ;

3. Определяется количество теплоты на нагревание воздуха,  $\text{Вт}$  [111]:

$$Q = \frac{G_g \cdot c \cdot (t_{g2} - t_{g1})}{3600} \quad (4.5)$$

$c$  - удельная теплоемкость воздуха 1005 Дж/(кг°С);

4. Задаваясь рекомендуемой скоростью определяется площадь по воздуху, м<sup>2</sup>:

$$f'_g = \frac{G_g}{3600 \cdot u'_g \cdot \rho_g} \quad (4.6)$$

$u'_g$  - принятая скорость по воздуху 4,68 м/с;

В соответствии с полученной величиной  $f_g$  подбирается калорифер марки КМС-2 [107], подходящее под это сечение (площадь фронтального сечения этого калорифера по воздуху 0,117 м<sup>2</sup>, по воде 0,0023 м<sup>2</sup>, площадь поверхности нагрева 9,9 м<sup>2</sup>).

5. Находится действительная скорость по воздуху для выбранного калорифера:

$$u_g = \frac{G_g}{3600 \cdot f_g \cdot \rho_g} \quad (4.7)$$

6. Определяется расход теплоносителя в греющем контуре (трубное пространство), кг/ч:

$$G_{za} = \frac{Q}{c_w (t_{za1} - t_{za2})} \quad (4.8)$$

$c_w$  - удельная теплоемкость воды 4196 Дж/(кг°С);

7. Определяется скорость движения в трубках, м/с:

$$u_{za} = \frac{G_{za}}{3600 \cdot f_{za} \cdot \rho_{za}} \quad (4.9)$$

$\rho_{za}$  - плотность воды 973 кг/м<sup>3</sup>;

8. Определяется средняя температура греющей воды, °С :

$$t_{cp.za} = \frac{(t_{za1} + t_{za2})}{2} \quad (4.10)$$

9. Определяется средняя температура воздуха, °С :

$$t_{cp.г} = \frac{112}{2} \cdot \frac{(t_{г1} + t_{г2})}{2} \quad (4.11)$$

10. Определяется средний температурный напор, °С [111]:

$$\Delta t_{cp} = \frac{(t_{ca1} - t_{в2}) + (t_{ca2} - t_{в1})}{2} \quad (4.12)$$

11. Рассчитывается величина критерия Рейнольдса по греющей воде:

$$Re_{ca} = \frac{u_{ca} \cdot d_{ca}}{\nu} ; \quad (4.13)$$

$$d_{ca} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{мтрубн}}{\pi}} ; \quad (4.14)$$

При выполнении численного расчета число Рейнольдса для воздуха рассчитывается:

$$Re_{г} = \frac{u_{г} \cdot d_{г}}{\nu} ; \quad (4.15)$$

Диаметр канала межтрубного пространства калорифера КМС-2, где протекает воздух, соответствует диаметру канала исследуемых при численном моделировании для конфузorno-диффузорных каналов и равен 0.00964 мм. Соответственно, число Рейнольдса тоже равно значению, которое используется при численном моделировании.

12. Определяется величина числа Нуссельта для греющего агента и для воздуха:

для греющего агента [112]:

$$Nu_{ca} = 0,021 \cdot Re_{ca}^{0,8} \cdot Pr_{ca}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ca}}{Pr_n}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_i ; \quad (4.16)$$

Число Нуссельта для воздуха при стандартном калорифере без градиентных интенсификаторов определяется по формуле Гниелински [102]:

$$Nu_o = \frac{(f_o / g)(Re_d - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{(f_o / 8)(Pr^{2/3} - 1)}} \quad (4.17)$$

Число Нуссельта для воздуха для модернизированного калорифера определяется:

$$Nu = 0,08 Re_{ca}^{0,63} Sh^{0,19} M_{ф}^{0,09} A_m^{0,77} K^{-0,18} \quad (4.18)$$

13. Определяется коэффициент теплоотдачи:

со стороны греющей воды, Вт/м<sup>2</sup>°С:

$$\alpha_{za} = \frac{Nu_{za} \cdot \lambda_{za}}{d_{za}}, \quad (4.19)$$

со стороны воздуха для стандартного канала, Вт/м<sup>2</sup>°С:

$$\alpha_{e1} = \frac{Nu_0 \cdot \lambda_g}{d_g}, \quad (4.20)$$

со стороны воздуха для модернизированного канала, Вт/м<sup>2</sup>°С:

$$\alpha_{e2} = \frac{Nu \cdot \lambda_g}{d_g}, \quad (4.21)$$

14. Рассчитывается коэффициент теплопередачи:

для стандартного калорифера Вт/м<sup>2</sup>°С:

$$\kappa_{k1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{za}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{e1}}}, \quad (4.22)$$

для модернизированного калорифера Вт/м<sup>2</sup>°С:

$$\kappa_{k2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{za}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{e2}}}, \quad (4.23)$$

15. Определяется площадь теплообмена стандартного и модернизированного калорифера, м<sup>2</sup>:

$$F_{станд.} = Q / \kappa_1 (\Delta t_{cp}), \quad (4.24)$$

$$F_{модерн.} = Q / \kappa_2 (\Delta t_{cp}), \quad (4.25)$$

16. Определяется экономия площади поверхности нагрева:

$$\Delta = \frac{F_{станд} - F}{F_{станд}} \cdot 100\% \quad (4.26)$$

$$\Delta = \frac{F_{модерн} - F}{F_{модерн}} \cdot 100\% \quad (4.27)$$

17. Определяется аэродинамическое сопротивление стандартного калорифера КМС-2 по воздуху [111] и составляет 16 Па.

18. Определяется критерий Эйлера по критериальному уравнению:

$$Eu = 69,35 Re^{-0,4} Sh^{0,07} M_{\phi}^{0,28} A_m^{0,17} K^{-0,01} \quad (4.28)$$

19. Определяется аэродинамическое сопротивление для модернизированного калорифера по воздуху:

$$\Delta P_g = Eu \cdot \rho \cdot u_g^2, \quad (4.29)$$

20. Определяется сопротивление калорифера по воде, кПа:

$$\Delta P_{za} = c_k \cdot u_{za}^2, \quad (4.30)$$

$c_k$  – значение коэффициента гидравлического сопротивления заданной модели калорифера[111].

Таким образом, данная методика расчета позволяет подобрать пластинчатый калорифер при наличии знакопеременного продольного градиента давления и пульсаций потока, определить его гидродинамические и конструктивные параметры.

Выведенное критериальное уравнение используется для расчета калориферов с каналами переменного сечения с одновременным наложением пульсаций потока (гибридный подход к интенсификации теплообмена) (см. приложение 2).

#### 4.4. Оценка экономического эффекта предлагаемых решений

Главной задачей технико-экономического расчета является выполнения экономического расчета для обоснования целесообразности разработанных решений по внедрению модернизированного калорифера. Для оценки эффективности используемых вариантов (базового и модернизированного калорифера) необходимо получить сумму эксплуатационных затрат и капитальных вложений.

1. Экономическая эффективность определяется по следующей формуле:

$$Z = K_{\text{кап}} + И \quad (4.31)$$

где  $K_{\text{кап}}$  – капитальные вложения, руб;

$I$  – эксплуатационный затраты, руб;

2. Затраты на тепловую энергию, руб:

$$I_m = Z \cdot Z \cdot Q \cdot \tau \quad (4.32)$$

$Z$  – продолжительность отопительного периода в районе строительства, дней. Для города Самары принимаем 210;

$Z$  – тариф на тепловую энергию 1852,9 руб/Гкал;

$Q$  – требуемая тепловая мощность калорифера, Гкал/ч;

$\tau$  – время работы калорифера в течение 1 дня, ч;

3. Затраты на электроэнергию, руб:

$$I_{\text{э}} = Z \cdot Z_c \cdot N_e \cdot \tau \quad (4.33)$$

$Z_c$  – стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, необходимой для работы вентилятора, 5,04 руб/(кВт·ч);

$N_e$  – мощность вентилятора для стандартного калорифера (для 1 шт.) 1 кВт, для модернизированных калориферов (для 2 шт.) 1,5 кВт;

3. Затраты на содержание и эксплуатацию оборудования, руб:

$$I_p = A + Z_{\text{рем}} \quad (4.34)$$

где  $A$  – амортизация оборудования (3,3% от стоимости калорифера), руб [113];

$Z_{\text{рем}}$  – затраты на ремонт оборудования (30% от среднегодовой стоимости калорифера), руб [113];

4. Общие эксплуатационные затраты определяются, руб;

$$I = I_m + I_{\text{э}} + I_p \quad (4.35)$$

5. Капитальные затраты складываются из стоимости калорифера и затраты на монтаж, руб:

$$K_{\text{кап}} = C + C_m \quad (4.36)$$

$C$  – стоимость калорифера, руб.

$C_m$  – стоимость монтажа составляет 18600 руб [114].

Изготовление пластин с ребрами и с пульсатором (полукольцевые каналы и разделитель) для калориферов происходит методом штамповки на гидравлическом прессом оборудовании при наличии высокого давления.

Далее к пластине крепится резонатор. Корпусные заготовки приобретают свой окончательный вид, пройдя цепочку универсальных гибочных машин. На основе произведенного теплового расчета при одинаковом значении количестве теплоты и температурного напора площадь теплообмена уменьшается, следовательно, снижается металлоемкость данного устройства. Исходя из этого, стоимость базового и нового калорифера будет отличаться.

8. Определяем годовой экономический эффект от модернизации калорифера, руб:

$$\mathcal{E} = Z_1 - Z_2, \quad (4.37)$$

$Z_1$  – затраты на передачу тепла с использованием стандартного калорифера, руб;

$Z_2$  – затраты на передачу тепла с использованием модернизированного калорифера, руб;

9. Период окупаемости равен:

$$T = K_{\text{кан}} / \mathcal{E} \quad (4.38)$$

Срок окупаемости капитальных вложений на покупку модернизированного калорифера и его обслуживание составляет менее одного года, следовательно, проект целесообразен для внедрения в производство. Экономический эффект для 1-го калорифера составляет 58022 руб. Экономическая выгода достигается за счет уменьшения площади теплообменной поверхности на 56,7 %, следовательно, уменьшается масса (металлоемкость оборудования). Следовательно, к экономической выгоде по применению модернизированных калориферов приводит высокий коэффициент теплопередачи, а так же количество калориферов для обеспечения требуемой мощности при использовании новых и стандартных калориферов.

Исходные данные, теплотехнический и экономический расчет приведены в таблице №1.

		Стандартный калорифер	Модернизированный калорифер
Исходные данные			
Объем помещения, $\text{м}^3$	$V$		375
Температура воздуха на входе в аппарат, °С	$t_{\text{в}1}$		-30
Температура воздуха на выходе в аппарат, °С	$t_{\text{в}2}$		32
Температура теплоносителя (вода) на входе, °С	$t_{\text{за}1}$		95
Температура теплоносителя (вода) на выходе, °С	$t_{\text{за}2}$		70
Скорость воздуха принятая, м/с	$u_{\text{в}}$		4,68
Кратность воздухообмена			6
Теплотехнический расчет			
Объемный расход воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$	$L_{\text{расч}}$		1500
Массовый расход воздуха, кг/ч	$G_{\text{в}}$		1800
Количество теплоты на нагрев воздуха, Вт	$Q$		31799

Площадь живого сечения по воздуху, м <sup>2</sup>	$f'_в$	0,086
По площади живого сечения по воздуху подбираем калорифер марки КМС-2 с параметрами (площадь живого сечения этого калорифера по воздуху 0.117 м <sup>2</sup> по воде 0,0023 м <sup>2</sup> , площадь поверхности нагрева 9,9 м <sup>2</sup> )		
Средняя скорость по длине (по воздуху), м/с	$u_в$	3,67
Массовый расход воды, кг/ч	$G_{за}$	1093,6
Скорость теплоносителя (воды), м/с	$u_в$	0,25
Средняя температура воды, °С	$t_{cp.за}$	83
Средняя температура воздуха, °С	$t_{cp.в}$	1
Температурный напор, °С	$\Delta t_{cp}$	81,5
Диаметр по греющей воде, м	$d_{за}$	0,05
Критерий Рейнольдса для греющей воды	$Re_{за}$	41667
Диаметр по воздуху, м	$d_в$	0,00964
Критерий Рейнольдса по	$Re_в$	3000

воздуху			
Критерий Прандтля для греющей воды	$Pr_{га}$	2,21	
Критерий Прандтля для воздуха	$Pr_{в}$	0,723	
Критерий Нуссельта для греющей воды	$Nu_{га}$	146	
Критерий Нуссельта для воздуха	$Nu_0$ , $Nu$	10,06	23,66
Коэффициент теплоотдачи для греющей воды, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	$\alpha_{га}$	1898	
Коэффициент теплоотдачи для воздуха, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	$\alpha_{в1}$ , $\alpha_{в2}$	22,9	54
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	$\kappa_{к1}$ , $\kappa_{к2}$	22,7	52,6
Площадь теплообмена, м <sup>2</sup>	$F_{станд.}$ , $F_{модерн.}$	17,1	7,4
Запас площади теплообмена, %	$\Delta_1$ , $\Delta_2$	13,6	25,3
Количество воздухонагревателей, шт	$n_1$ , $n_2$	2	1
Гидравлическое сопротивление (по воде), кПа	$\Delta P_{га}$	1,98	
Критерий Эйлера	$Eu$	0,83	

Аэродинамическое сопротивление (по воздуху), Па	$\Delta P_{\epsilon 1}$ , $\Delta P_{\epsilon 2}$ ,	16	22
Экономический расчет			
Затраты на тепловую энергию (в течение отопительного периода), руб	$I_m$	298835	298835
Затраты на электроэнергию (в течение отопительного периода), руб	$I_{\epsilon}$	38102	25400
Амортизация 3.3%, руб	$A$	1320	660
Затраты на ремонт 30%, руб	$З_{рем}$	12000	6000
Затраты на содержание и эксплуатацию оборудования, руб	$I_p$	13320	6600
Общие эксплуатационные затраты, руб	$I$	350257	330835
Стоимость калориферов, руб	$C$	40000	20000
Стоимость монтажа, руб	$C_m$	37200	18600
Капитальные затраты, руб	$K_{кан}$	77200	38600

Всего затрат	З	121 427457	369435
Экономический эффект в течение отопительного периода для 1-го калорифера, руб	Э		58022
Срок окупаемости, год	T		0,67

#### 4.5 Выводы

1. В результате численного исследования предложены запатентованные оригинальные решения по интенсификации теплообмена в теплотехническом оборудовании и использующих теплоту системах и установках, позволяющие повысить интенсивность теплообмена до 2,7 раза по сравнению с прямым каналом в стационарных условиях.

1. Обобщены результаты исследований и получены критериальные уравнения для конфузorno-диффузорных каналов с применением наложенных пульсаций потока (с  $Re_d=3000-6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K=9.5 \cdot 10^{-6}-1.32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_\phi=0.024-0.04$   $dP/dx>0$  и  $dP/dx<0$ , с  $Sh=0.029-0.29$ ), позволяющие производить инженерный расчет модернизированного калорифера, разработана методика его расчета.

2. Произведен экономический расчет эффективности предлагаемых решений, выявивший, что срок окупаемости модернизированного калорифера для системы вентиляции производственного здания составит 0,67 года.

## Общие выводы и заключение

1. Разработан и верифицирован метод численного исследования теплообмена и газодинамики каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока.

2. Получены данные о закономерностях тепломассообменных процессов в каналах калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока в переходном режиме. В результате численного эксперимента выявлено, что теплогидравлическая эффективность по сравнению с прямым каналом ( $dp/dx=0$ ) понизилась для конфузора ( $dp/dx < 0$ ) до 39% и повысилась для следующих каналов: для диффузора ( $dp/dx > 0$ ) до 30%, для каналов с переменным продольным градиентом давления для двух участков ( $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ) до 17%, для четырех участков ( $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ) до 32%, для двух участков ( $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ) до 24%, для четырех участков ( $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ,  $dp/dx > 0$ ,  $dp/dx < 0$ ) до 39%. При реализации гибридного метода интенсификации теплообмена на основе совместного влияния наложенных пульсаций потока и знакопеременного градиента давления (конфузорно-диффузорных каналов) теплогидравлическая эффективность каналов калориферов оказывается до 70 % выше в режиме ускорения и до 15% выше в режиме торможения по сравнению с аналогичным каналом в стационарном режиме.

3. Обобщены результаты исследований и получены критериальные уравнения для каналов калориферов с использованием переменного сечения (конфузорно-диффузорных) с одновременным наложением пульсаций потока с  $Re_d=3000-6000$ , с коэффициентом ускоренности  $K=9.5 \cdot 10^{-6}-1.32 \cdot 10^{-5}$ , с формпараметром  $M_\phi=0.024-0.04$   $dp/dx > 0$  и  $dp/dx < 0$ , с  $Sh=0.029 - 0.29$ , на основе которых разработана новая методика расчета калориферов, работающих при переходном режиме с  $Re_d=3000-6000$ .

4. На основе полученных результатов предложены и запатентованы оригинальные решения по интенсификации теплообмена (теплообменные

поверхности и способ работы теплообменной поверхности), защищенные патентами РФ на изобретения (№2784163, №2794711) и на полезную модель (№21254).

## Список использованных источников

1. Давлетшин И. А., Зарипов Д. И., Михеев Н.И., Паерелий А. А. Интенсификация теплоотдачи в конфузоре при наложенных пульсациях потока газа / Материалы XV Минского международного форума по тепломассообмену, 23–26 мая 2016 г. Т. 1. 2016. с.65-67.
2. Министерство энергетики РФ. Доклады и презентации. <https://minenergo.gov.ru/press/doklady>.
3. Посохин В.Н., Сафиуллин Р.Г. Примеры расчетов вентиляции общественного здания. Казань. 2016. 43 с.
4. СП 60.13330.2020 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».
5. Патент US 4420039 A: F28F 3/02. Corrugated-Surface Heat exchange Element / Evgeny V. Dubrovsky; опубл. 6.10.1981.
6. Патент WO 2017085592 A1: F24H 9/00, F22B37/06, F28 F1/40. Improved Fire Tube / Guerra Benito, Scubla Giovanni, Benzomi Ivan; опубл. 26.05.2017.
7. Патент US 2018363991 A1: F28F 13/10, F22B37/06, F01D5 /18. Acoustic Resonance excited Heat Exchange / Beni Cukurel , Kibbutz Nachsholim; опубл. 20.12.2018.
8. Патент SU 1643922 A1: F28 F 13/10, F28 F 13/02. Теплообменная поверхность / Тесло А. П., Корбут В. П.,Скляренко О. М.; заявитель и патентообладатель Киевский инженерно-строительный институт; опубл. 23.04.1991.
9. Патент RU 2068167 C1: F28 D 9/00, F28 F 3/04. Теплообменник / Сажин Б. С., Авдюнин Е. Г. .; заявитель и патентообладатель Московский государственная текстильная академия; опубл. 20.10.1996.
10. Патент US 4854380 A1: F28 D 1/02. Heat Exchanger / Takayuki Yoshida, Kiyoshi Sakuma, Yu Seshimo, Masao Hujii; опубл. 8.08.1989.
11. Патент СССР 285938: F28 F 3/02, F28 F 13/02. Способ интенсификации конвективного теплообмена / Кирпиков В.А., Гутарев В.В.,

Лейфман И.И.: заявитель и патентообладатель Московский институт химического машиностроения; опубл. 10.11.1970. Бюл. № 34.

12. Патент US 4729428 A1: F28 F 3/00. Heat Exchanger of Plate fin Type / Takayuki Yasutake, Tetsuo Shibata; опубл. 8.03.1988.

13. Патент WO 2015104634 A1: F28 D 9/00, F28 F 13/08. Heat Exchanger, Method for Forming Thereof and USE Thereof / Peter Jan; опубл. 16.07.2015.

14. Лаптев А. Г., Николаев Н. А., Башаров М. М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. М.: «Теплотехник»,  
2011. 335с.

15. Белая В.В., Цынаева А.А. Исследование влияния интенсификаторов волнообразной формы на теплообмен // Промышленная энергетика. 2020. № 12. С. 22-26.

16. Zakkay V., Wang C. R., Miyazawa M. Effect of adverse pressure gradient on film cooling effectiveness // AIAA Journal. 1974. Т. 12. №. 5. С. 708-709.

17. Baehr H. D., Stephan K. Heat and mass transfer. 2006. 705 p.

18. Кутателадзе С . С , Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. 2-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат. 1985. 320 с.

19. Леонтьев А.И., Обливин А.Н., Романенко П.Н. Исследование сопротивления и теплообмена при турбулентном течении воздуха в осесимметричных каналах с продольным градиентом давления / Журнал прикладной механики и теоретической физики. №5. 1961. С. 16-25.

20. Зубков В.Г. Влияние ускорения потока на структуру турбулентных течений и теплообмен // Тепломассообмен - ММФ-92. Конвективный тепломассообмен. Т.1. 4.2. Минск: АНК «ИТМО им.А.В.Лыкова» АНБ. 1992. С.76 - 79.

21. Эпик Э. Я. Теплообмен в турбулентном пограничном слое при наличии положительного градиента давления // Proc. VI Minsk International Heat and Mass Transfer Forum. Минск, 2008.

22. Дыбан Е.П., Эпик Э.Я. Тепломассообмен и гидродинамика турбулизованных потоков / Киев: Наук. думка, 1985. - 296 с.

23. Дыбан Е. П., Эпик Э. Я. Структура пристенных пограничных слоев при наличии байпасного ламинарно-турбулентного перехода // Промышленная теплотехника. – 1997. – Т. 19. – №. 4-5. – С. 25-33.

24. Давлетшин И.А. Гидродинамические и тепловые процессы в пульсирующих турбулентных потоках: автореф. дис. ... докт. техн. наук.

25. В.М. Молочников, Н.И. Михеев, А.Н. Михеев, А.А. Паерелий Теплоотдача поперечно обтекаемого цилиндра в пульсирующем потоке // Теплофизика и аэромеханика 2017. Т. 24. № 4. С. 585–592.

26. Виноградов Ю. А., Ермолаев И. К., Леонтьев А. И., Стронгин М. М. Экспериментальное исследование теплообмена на проницаемой поверхности при наличии продольного положительного градиента давления // Труды третьей Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, 21-25 октября 2002). М.: Издательство ФГБОУ ВПО «НИУ» МЭИ, 2002. С. 95–98.

27. Plinkov A.V., Shchukin A.V., Takmoltsev V.V., Khabibullin I.I., Zaripov I.S., Enizerkin D.I. Heat transfer enhancement in the fields of mass forces, pressure gradients, velocity fluctuations, and impinging jets // Thermal Engineering. 2020. Т. 67. № 1.

28. Давлетшин И.А, Михеев Н.И, Молочников В.М. Теплообмен в турбулентной отрывной области при наложенных пульсациях потока // Теплофизика и аэромеханика. 2008. Т. 15. № 2. С. 229–236.

29. Давлетшин И.А., Михеев Н.И., Паерелий А.А. Конвективный теплообмен в плоском конфузоре при вынужденных пульсациях потока // Труды Академэнерго. 2019. № 1 (54). С. 7-15.

30. Леонтьев А. И., Обливин А. Н., Романенко Н. П. Исследование сопротивления и теплообмена при турбулентном течении воздуха в осесимметричных каналах с продольным градиентом давления // Прикладная механика и техническая физика. 1961. №2 (5). С.16-25.

31. Бодунов К. М. Влияние продольного градиента давления на интенсификацию теплообмена сферическими углублениями: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05, 1995. 18 с.

32. Щукин А. В., Агачев Р. С., Буланов О. Ю., Дезидерьев С. Г., Козлов А. П., Михеев Н. И., Янковская М. В. Пристенная интенсификация в условиях воздействия возмущающих факторов // Грант №96-02-16735. 1996.

33. Щукин А. В., Козлов А. П., Дезидерьев С. Г., Агачев Р. С., Бодунов К. М. Теплообмен в сферической выемке при обтекании ее ускоряющимся потоком // Изв. вузов. Авиационная техника. - №3. - 1996. - С.22-25.

34. Щукин А. В., Козлов А. П., Дезидерьев С. Г., Агачев Р. С., Бодунов К. М. Влияние положительного градиента давления на теплообмен в сферическом углублении // Изв. вузов. Авиационная техника. - №4. - 1996. - С.74-78.

35. Кунакбаев Т. У. Гидродинамика и теплообмен плоской полуограниченной струи со спутным потоком с продольным градиентом давления, 1984, Кандидатская диссертация, Казахский ордена Трудового Красного Знамени государственный университет им. С. М. Кирова. Алма-Ата – 189с.

36. Черноиванов Д. В., Стогней В. Г., Егоров М. В., Железный В. С., Анализ экспериментальных данных по влиянию продольного градиента давления на характер распространения спутных турбулентных струй и следов // Вестник Воронежского государственного технического университета. Издательство: Воронежский государственный технический университет (Воронеж). 2014. № 10(5). С.76-81.

37. Халатов А. А., Коваленко А. С. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. В 9 т. // К.: «Наукова думка». – Т. 6: «Теплообмен и гидродинамика ускоренного потока в плоских криволинейных каналах». 2006.

38. Володин Ю. Г., Гильфанов К. Х. Пристенное трение и теплообмен при воздействии нестационарности и неизотермичности в осесимметричном конфузоре и трубе/ Казань, 1986. Деп. в ОНИИТЭХим, г. Черкассы 16.01.86. № 67 С. 7.

39. Нестуля Р. В. Исследование сжимаемого турбулентного пограничного слоя при больших отрицательных градиентах давления // Автореф. дис. канд. техн. наук. Новосибирск. 2002.

40. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Теплообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергоатомиздат, 1985. 320 с.

41. Чжоу В., Сергиенко А. А. Гидравлическое сопротивление и теплообмен на шероховатой поверхности // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2004. №4. С. 49-51.

42. Решмин А. И., Тепловодский С. Х., Трифонов В. В. Турбулентное течение в круглом безотрывном диффузоре при числах Рейнольдса, меньших 2000 // Изв. РАН. МЖГ. 2011. № 2. С. 121.

43. Янковская М. В. Пристенная интенсификация теплообмена в диффузорных и конфузорных течениях // Теплофизика и теоретическая теплотехника. 1999.

44. Ледовская Н. Н. Управление отрывом в потоках в диффузорных каналах // Сборник рефератов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. 2006. №5. С. 35а.

45. Badri Narayanan M.A., Ramjee V. On the criteria for reverse transition in a two-dimensional boundary layer flow // J. Fluid Mech. 1969. V. 35. Pt. 2. P. 225–241.

46. Решмин А.И., Тепловодский С.Х., Трифонов В.В. Турбулентное течение в круглом безотрывном диффузоре при числах Рейнольдса, меньших 2000 // Изв. РАН. МЖГ. 2011. № 2. С. 121.

47. Боговин А. В. Особенности теплообмена при сверхкритических давлениях вещества // Теоретические основы теплотехники. 1984.

48. Kays, W. M., Kearney, D. W., Moffat, R. J. The turbulent boundary layer Experimental heat transfer with strong favorable pressure gradients and blowing. – 1970.

49. Blair, M. F., Werle, M. J. Combined influence of free-stream turbulence and favorable pressure gradients on boundary layer transition and heat transfer. – UNITED TECHNOLOGIES RESEARCH CENTER EAST HARTFORD CT, 1981. – №. UTRC/R81-914388-17.

50. Volchkov, E.P., Makarov, M.S., Sakhnov, A.Yu.. Heat transfer in the boundary layer with asymptotic favorable pressure gradient / International Journal of Heat and Mass Transfer 55 (2012) 1126–1132.

51. Гухман А.А., Кирпиков В.А., Гутарев В.В., Цирельман И.М. Исследование теплообмена и гидродинамического сопротивления при турбулентном течении газа в поле продольного знакопеременного градиента давления. ИФЖ, т. ХУ1, № 6, 1969. - с. 984-988.

52. Гухман А.А., Кирпиков В.А., Гутарев В.В., Цирельман Н.М. Исследования теплообмена и гидродинамического сопротивления при турбулентном течении газа в поле продольного знакопеременного градиента давления. ИФЖ, т. ХУ1, № 4, 1969, - с. 581-591.

53. Кирпиков В.А., Архипов Ю.А. Исследование каналов пластинчатого теплообменника с поверхностями типа "диффузор-конфузор". - Теплоэнергетика, гё 5, 1982, с. 56-59.

54. Driver D. M., Seegmiller H. L. Features of a reattaching turbulent shear layer in divergent channel flow // AIAA Journal. 1985 Vol. 23. No. 2. P. 163–171.

55. Yoshioka, S. Organized vortex motion in periodically perturbed turbulent separated flow over a backward-facing step / S. Yoshioka, S. Obi, S. Masuda // International Journal of Heat and Fluid Flow. 2001. Vol. 22. No. 3. P. 301–307.

56. Abu-Ghannam B. J., Shaw R., Natural transition of boundary layers the effects of turbulence, pressure gradient, and flow history // J. Mechanical Engineering Science. - 1980. - v. 22. - No. 5. - p. 213 - 228.

57. Blackwelder R.F., Kovasznay L.S.G., Large-scale motion of a turbulent boundary layer during relaminarization // J. Fluid Mech. 1972. - v. 53. - part 1. - p.61-83.

58. Fernholz H.H., Warnack D., The effects of a favourable pressure gradient and of the Reynolds number on an incompressible axisymmetric turbulent boundary layer. Part 1. The turbulent boundary layer // J. Fluid Mech. 1998. - v. 359. -p.329 - 356.

59. Volchkov E.P., Makarov M.S., Sakhnov A.Yu., Boundary layer with asymptotic favourable pressure gradient // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2010. - v. 53. -p. 2837-2843.

60. Sibulkin M. «Heat transfer to an incompressible turbulent boundary layer and estimation of heat transfer coefficients at supersonic nozzle throats, JAS, 1956, v.23, p.162-172.

61. Рудненко С. Г. Влияние продольного градиента давления на сложный теплообмен на начальных участках высокотемпературных выходных каналов и сопел при сильном вдуве // НПО Энергомаш им. Академика В.П. Глушко Химки: 2008. с.68-85.

62. Бережная О.К. Моделирование теплогидравлических процессов и разработка методики обобщения данных по эффективным теплообменникам: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.04. М., 2005. 20 с.

63. Terekhov V.I., Yarygina N.I., Zhdanov R.F. Heat transfer in turbulent separated flows in the presence of high free-stream turbulence// Intern.J. Heat Mass Transfer.2003. V. 46. P. 4535-4551. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00291-7](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00291-7). Plinkov A.V., Shchukin A.V., Takmovtsev V.V., Khabibullin

64. Леонтьев А.И., Лущик В.Г., Решмин А.И. Теплообмен в конических расширяющихся каналах // Теплофизика высоких температур. 2016. Т. 54. № 2. С. 287–293;

65. Сорока О.В. Интенсификация и исследование закономерностей теплообмена и сопротивления в пластинчатых, трубчатых и трубчато-пластинчатых поверхностях нагрева, реализующих эффект знакопеременного градиента давления, применительно к воздухоохладителям турбокомпрессоров малооборотных судовых дизелей: автореф.дис. ... к-та тех. наук: 05.14.05 / О.В. Сорока. – г.Санкт-Петербург, 1993. –17 с;

66. Лущик В.Г., Решмин А.И. Интенсификация теплообмена в плоском безотрывном диффузоре // ТВТ. 2018. Т. 56. № 4. С. 586–593.

67. Tanaka H., Kawamura H., Tateno A., S. Hatamiya S. Effect of Laminarization and Retransition on Heat Transfer for Low Reynolds Number Flow Through a Converging to Constant Area Duct // Journal of Heat Transfer. 1982. V. 104. P. 363–371. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3245097>.

68. Лущик В.Г., Макарова М.С., Медвецкая Н.В., Решмин А.И. Численное исследование течения и теплообмена в плоских каналах переменного сечения // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11. № 9. С. 386–394.

69. Лущик В.Г., Макарова М.С., Решмин А.И. Ламинаризация потока при течении с теплообменом в плоском канале с конфузоре // Изв. РАН. МЖГ. 2019. № 1. С. 68–77.

70. Сахнов А. Ю. Пограничный слой с асимптотическим отрицательным градиентом давления // Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук, Новосибирск. с. 120.

71. Терехов В. И., Богатко Т. В. Особенности теплообмена в осесимметричном диффузоре после внезапного расширения трубы // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. 2015. №1(16). с. 95-100.

72. Алексин В. А. Моделирование турбулентного теплообмена в нестационарном пограничном слое с продольными градиентами давления // Изв. РАН. МЖГ. 1998. N 5. С. 79-89.

73. Волков В. Н. Влияние градиента давления и локализованного вдува на турбулентный теплообмен плоской пластины // Теплофизика высоких температур. 2006. №3. С. 418-424.

74. Гапанов С. А. , Терехова Н. М. Моделирование влияния внешнего градиентов давления на устойчивость возмущений в пограничных слоях сжимаемого газа // Вестник Новосибирского государственного университета. Издательство: Новосибирский национальный исследовательский государственный университет (Новосибирск). 2013. № 8(4). С. 64-75.

75. Марфина О. П. Течение в осимметричных каналах в пусковых режимах энергетических установок // Автореф. дис. канд. техн. наук. Казань. 2007.

76. Понявин В. И. Кинематическая структура нестационарного потока в соплах // // Автореф. дис. канд. техн. наук. Казань. 1996.

77. Першуков В. А. Течение, устойчивость и теплообмен при свободной и вынужденной конвекции на проницаемых поверхностях: дисс. ... к-та тех. наук: 01.04.14/ В.А. Першуков. – 1984. –228 с.

78. Зубков В.Г. Влияние ускорения потока на структуру турбулентных течений и теплообмен // Тепломассообмен - ММФ-92. Конвективный

теплообмен. Т.1. 4.2. Минск: АНК «ИТМО им.А.В.Лыкова» АНБ. 1992. С.76 - 79.

79. Болдырев С. В., Болдырев А. В., Исрафилов И. Х, Харчук С. И. Течение газа в каналах холодильных установок при наличии положительного градиента давления // Вестник международной академии холода 2015. №4. С. 85-90.

80. Samuel A.E., Joubert P.N. A Boundary Layer Developing in an Increasingly Adverse Pressure Gradient //J. Fluid Mech. 1974. V. 66. P. 481.

81. Herring HJ., Norbury J.F., Some experiments on equilibrium turbulent boundary layers in favourable pressure gradients // J. Fluid. Mech. 1967. - v. 27. - part 3.-p. 541 -549.

82. Code\_Saturne. URL: <https://www.code-saturne.org/cms/>. Дата обращения 01.02.2018

83. Н. Ковальногов. Прикладная механика жидкости и газа. Ульяновск: Изд. УлГТУ, 2010.

84. [https://www.cfd-online.com/Wiki/SST\\_k-omega\\_model](https://www.cfd-online.com/Wiki/SST_k-omega_model).

85. [https://www.cfd-online.com/Wiki/k-epsilon\\_model](https://www.cfd-online.com/Wiki/k-epsilon_model).

86. Langley Research Center. Turbulence Modeling Resource. URL: <https://turbmodels.larc.nasa.gov> (дата обращения: 01.02.2018).

87. Menter F. Zonal two equation kw turbulence models for aerodynamic flows //23rd fluid dynamics, plasmadynamics, and lasers conference. AIAA93-2906. 1993. С. 1-21. doi: <https://doi.org/10.2514/6.1993-2906>.

88. Петрова Н.П. Численное исследование теплообмена в турбулентном пограничном слое с воздействиями // Наука в современном обществе. Сборник статей Международной научно-практической конференции 29 июля 2017 г. Самара: ЦНИК, 2017. С. 56–62.

89. Петрова Н.П., Цынаева А.А. Разработка и исследование калориферов с градиентными теплообмена // Градостроительство и архитектура. 2018. Т. 8. № 3.С. 137–144.

90. Цынаева А.А., Азрумелашвили А.П. Численное исследование теплоотдачи в канале неглубокими лунками различной геометрии при наличии градиента давления // Молодой ученый. 2019. № 23 (261). С. 135-139.

91. Цынаева А.А. Численное исследование теплообмена в канале с продольным градиентом давления // Проблемы региональной энергетики. 2019. № 2 (43). С. 10-22.

92. Петрова Н.П., Цынаева А.А., Белая В.В. интенсификация и исследование теплообмена и трения в пластинчатых поверхностях нагрева воздухонагревателя КМС-2 с градиентом давления // Градостроительство и архитектура. 2021. Т. 11. № 2 (43). С. 23-29.

93. SALOME Platform. URL: <http://www.salome-platform.org/>. Дата обращения 01.02.2018

94. Цынаева А.А., Разоренов С.Е., Белая В.В. Численное исследование теплоотдачи в каналах с неглубокими подковообразными лунками // Труды Института системного программирования РАН. 2017. Т. 29. № 5. С. 329–344. DOI:10.15514/ISPRAS-2017-29(5)-16.

95. Цынаева А.А., Никитин М. Н. Численное моделирование течения в канале с неглубокими лунками с использованием Code Saturne. Труды института системного программирования РАН, том 28 (выпуск 1), 2016 г., стр. 185-196. DOI: 10.15514/ISPRAS-2016-28(1)-10.

96. Цынаева А.А. Моделирование системы комбинированного охлаждения лопаток турбомашин с вихревым энергоразделителем. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук // Ульяновск: УлГТУ. 2004. 200 с.

97. Цынаева Е.А., Цынаева А.А. Моделирование задач теплообмена и гидрогазодинамики с помощью свободного программного обеспечения // Вестник Ульяновского государственного технического университета. 2014. № 4 (68). С. 42-45

98. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М.: Наука, 1982. 472 с.

99. Василев Ф.В. Расчетно-экспериментальное исследование локальных и осредненных характеристик теплоотдачи при турбулентном течении теплоносителя в прямых, диффузорных и конфузорных каналах. Дисс.. к.т.н. 1983. Брянск: Брянский ордена «Знак Почета».

100. Петрова Н.П., Численное исследование теплообмена в турбулентном пограничном слое с воздействиями // Наука в современном обществе: Сборник статей Международной научно-практической конференции Самара, 29 июля 2017 г. – Самара: 2017. – С. 56-62

101. Петрова Н.П., Цынаева А.А. Разработка и исследование калориферов с градиентными интенсификаторами теплообмена // Градостроительство и архитектура. – 2018. – №3 (32). – С.137–144.

102. Lienhard J.H., Lienhard J.H. A heat transfer textbook. 4 edition. Cambridge, Massachusetts: Phlogiston press, 2011. 755 p.

103. Терехов В. И., Богатко Т. В. Особенности теплообмена в осесимметричном диффузоре после внезапного расширения трубы // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. 2015. №1 (16). С. 95–100.

104. Петрова Н. П., Цынаева А. А. Численное исследование теплообмена в канале теплообменника с градиентом давления // Тепловые процессы в технике. 2019. Т. 11, № 12. С. 532–540.

105. Gündoğdu M.Y., Carpinlioğlu M.Ö. Present State of Art on Pulsatile Flow Theory // Jap. Soc. Mech. Eng. B. 1999. V. 42. № 3. P. 384.

106. Дрейцер Г.А., Краев В.М. Турбулентное течение газа при гидродинамической нестационарности. Красноярск: Сиб. аэрокосм. ак-я, 2001. 147 с.

107. <http://zao-tst.ru/kalorifery-kms-kmb.html>.

108. Патент на изобретение РФ №2784163 Теплообменная поверхность / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева (РФ); F28F 13/00. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №33. Опубликовано 23.11.2022.

109. Патент на полезную модель РФ №21254 Теплообменная поверхность / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева; F28F 13/00. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №19. Опубликовано 08.07.2022.

110. Патент на изобретение РФ №2794711 Способ интенсификации конвективного теплообмена / Н.П. Петрова, А.А. Цынаева; F28F 3/02, F28F

3/10, F28F 3/12. Заявитель ФГБОУ ВО "Самарский государственный технический университет. Бюл. №12. Опубликовано 24.04.2023.

111. <http://zao-tst.ru/raschet-podbor-kaloriferov.html>.

112. Жуховицкий Д. Л. Сборник задач по теплопередаче // Учебное пособие. Ульяновск. 2002.

113. <https://core.ac.uk/download/pdf/53071498.pdf>.

114. <https://promelvent.ru/uslugi/prajs-list-na-montazh>.

Приложение 1.  
Переменная степень турбулентности.

```

dh = 0.06;
rho0 = 1.205;
mu0 = 18.1e-6;
A = 240;
x1 = 0.4;
m = 1.4;
xintur = sqrt(1/(A*(x+x1)^m));
re = sqrt(uref2)*dh*rho0/mu0;
if (re < 2000){
# in this case u*^2 is directly calculated to not have a problem with
# xlambda=64/Re when Re->0
ustar2 = 8.*mu0*sqrt(uref2)/rho0/dh;}
else if (re<4000){
xlambda = 0.021377 + 5.3115e-6*re;
ustar2 = uref2*xlambda/8.;}
else {
xlambda = 1/( 1.8*log(re)/log(10.)-1.64)^2;
ustar2 = uref2*xlambda/8.;}
cmu = 0.09;
kappa = 0.42;
k = 1.5*uref2 *xintur ^2;
eps = cmu^(0.75)*k^1.5/(kappa*dh*0.1);
omega = eps/(cmu * k);</formula>

```



МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Самарский государственный технический университет»  
(ФГБОУ ВО «СамГТУ»)

ул. Молодогвардейская, 244, гл. корпус, г. Самара, 443100  
Тел.: (846) 278-43-11, факс: (846) 278-44-00, e-mail: [rector@samgtu.ru](mailto:rector@samgtu.ru)  
ОКПО 02068396, ОГРН 1026301167683, ИНН 6315800040, КПП 631601001

\_\_\_\_\_ 20\_\_ г. № \_\_\_\_\_  
На № \_\_\_\_\_ от \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.



УТВЕРЖДАЮ  
Проректор по учебной работе  
ФГБОУ ВО «СамГТУ»  
О. В. Юсупова  
\_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

**АКТ**  
о внедрении в учебный процесс  
результатов диссертационной работы Петровой Н.П.

Результаты диссертационной работы Петровой Н.П., связанной с развитием методов интенсификации теплообмена в каналах калориферов за счет продольного переменного градиента давления и наложенных пульсаций потока, и разработанная Петровой Н.П. методика расчета газодинамики и теплообмена в каналах калориферов при наличии градиента давления и наложенных пульсаций потока, используется в учебном процессе Самарского государственного технического университета на кафедре «Теплогасоснабжение и вентиляция» для подготовки магистров по направлению 08.04.01 – «Энергоэффективность систем обеспечения микроклимата зданий и сооружений» в рамках практических занятий по дисциплинам «Основы физического моделирования тепломассообменных процессов в системах обеспечения микроклимата зданий и сооружений», «Оптимизация тепломассообменных процессов в системах обеспечения микроклимата зданий и сооружений».

Начальник учебного управления,  
к.э.н., доцент  
ФГБОУ ВО «СамГТУ»

 Е. А. Алонцева

Исполнитель:

Петрова Н.П.  
инициалы, фамилия

89277934530  
телефон

УТВЕРЖДАЮ  
 Генеральный директор  
 ООО «НЕОВЕНТ»  
 И. А. Хурин  
 \_\_\_\_\_  
 2022 г.



**АКТ**  
 о внедрении результатов  
 диссертационной работы на соискание ученой степени  
 кандидата технических наук  
 Петровой Надежды Павловны

Комиссия в  
 составе:

Председатель: Генеральный директор И.А. Хурин;  
 Члены комиссии: технический директор С.В. Колмогоров;  
 заведующий кафедрой Теплогазоснабжения и  
 вентиляции ФГБОУ ВО СамГТУ к.т.н. Д.В. Зеленцов.

Составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Петровой Н.П., направленной на повышение эффективности калориферов за счет интенсификации теплообмена в каналах переменного сечения посредством наложенных пульсаций потока, представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, внедрены в производственную деятельность.

Обобщающие критериальные уравнения для определения характеристик газодинамики и теплообмена в конфузорно-диффузорных каналах калориферов используется для расчета калориферов систем вентиляции при проведении проектных работ.

Председатель комиссии  
 Члены комиссии



\_\_\_\_\_/ И.А. Хурин  
 \_\_\_\_\_/ С.В. Колмогоров  
 \_\_\_\_\_/ Д.В. Зеленцов

## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



## ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 212154

## Теплообменная поверхность

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Самарский государственный технический университет (RU)*

Авторы: *Петрова Надежда Павловна (RU), Цынаева Анна Александровна (RU)*

Заявка № 2022109049

Приоритет полезной модели 06 апреля 2022 г.

Дата государственной регистрации в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 08 июля 2022 г.

Срок действия исключительного права на полезную модель истекает 06 апреля 2032 г.

*Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ  
Сертификат 68b80077614e3f02a94edbd24145d5c7  
Подписан: *Зубов Юрий Сергеевич*  
Действителен с 20.05.2022 по 26.05.2023

*Ю.С. Зубов*



## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ  
№ 2794711

**Способ интенсификации конвективного теплообмена**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Самарский государственный технический университет (RU)*

Авторы: *Петрова Надежда Павловна (RU), Цынаева Анна Александровна (RU)*

Заявка № 2022108999

Приоритет изобретения 05 апреля 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 24 апреля 2023 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 05 апреля 2042 г.

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

Электронный документ подписан электронной подписью  
Сергей Юрьевич Зубов | АС: 77952446424104567  
Идентификатор Юрида: 77952446424104567  
Действителен с 01.01.2002 по 30.05.2025

*Ю.С. Зубов*



## РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ  
№ 2784163

**Теплообменная поверхность**

Патентообладатель: **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Самарский государственный технический университет (RU)**

Авторы: **Петрова Надежда Павловна (RU), Цынаева Анна Александровна (RU)**

Заявка № 2022109000

Приоритет изобретения **05 апреля 2022 г.**  
Дата государственной регистрации  
в Государственном реестре изобретений  
Российской Федерации **23 ноября 2022 г.**  
Срок действия исключительного права  
на изобретение истекает **05 апреля 2042 г.**

*Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности*

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ  
Сертификат 6Bb8E077e14e3f03a94e0bd24145d5c7  
Владелец, **Зубов Юлий Сергеевич**  
Действителен с 20.05.2022 по 26.05.2023

*Ю.С. Зубов*



