Министерство образования и науки Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «КАЗАНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. А.Н. ТУПОЛЕВА-КАИ»

На правах рукописи

ХАБИБУЛЛИН ИЛЬМИР ИЛЬДАРОВИЧ

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА ДВУХПОЛОСТНЫМИ ДИФФУЗОРНЫМИ ВЫЕМКАМИ

Специальность 01.04.14 Теплофизика и теоретическая теплотехника

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук, доцент
Андрей Владиславович Ильинков

Научный консультант
доктор технических наук, профессор
Андрей Викторович Щукин

Казань – 2016

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ 5

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ 16

ГЛАВА 1. ОБЗОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ПРИСТЕННОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА 16

1.1. Пристенная интенсификация теплообмена 16

1.2. Теплообмен и гидродинамика потоков при обтекании сферических выемок 23

1.2.1. Выемки отрывного типа 23

1.2.2. Выемки безотрывного типа 36

1.3. Обтекание сферических выемок в условиях наложенного на внешний поток продольного градиента давления 38

1.4. Теплообмен и гидродинамика потоков в каналах с выемками и выступами других типов 41

1.5. Постановка задач исследования 47

Глава 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СРЕДНЕЙ ТЕПЛООТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ПОВЕРХНОСТИ С ДВУХПОЛОСТНЫМИ ДИФФУЗОРНЫМИ ВЫЕМКАМИ 49

2.1. Обоснование выбора схемы и формы пристенного интенсификатора теплообмена 49

2.2. Обоснование выбора варьируемых параметров и метода исследования теплоотдачи в экспериментальном исследовании 51

2.3. Экспериментальная установка для исследования средней теплоотдачи и гидравлического сопротивления в прямоугольном канале с двухполостными диффузорными выемками 52

2.3.1. Описание экспериментальной установки для исследования теплоотдачи и сопротивления в канале с двухполостными диффузорными выемками 52

2.3.2. Объект исследования – теплообменная поверхность с двухполостными диффузорными выемками 55
2.3.3. Методика проведения опытов 56
2.3.4. Методика обработки результатов экспериментов 57
2.3.5. Оценка относительной погрешности результатов экспериментов 59
2.4. Экспериментальная установка для исследования полей скорости и степени турбулентности потока 64
2.4.1. Описание экспериментальной установки 64
2.4.2. Объект исследования – одиночная двухполостная диффузорная выемка 66
2.4.3. Методика проведения эксперимента 66
2.5. Измерительные приборы и устройства 67
Глава 3. СРЕДНЯЯ ТЕПЛООТДАЧА И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В КАНАЛЕ С ДВУХПОЛОСТНЫМИ ДИФФУЗОРНЫМИ ВЫЕМКАМИ. ТЕПЛОВАЯ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА ДВУХПОЛОСТНЫМИ ДИФФУЗОРНЫМИ ВЫЕМКАМИ 72
3.1. Результаты тестовых экспериментов 72
3.2. Средняя теплоотдача и гидравлическое сопротивление в канале с двухполостными диффузорными выемками 73
3.3. Анализ и обобщение опытных данных. Тепловая и энергетическая эффективность двухполостных диффузорных выемок 77
3.4. Оценка теплогидравлической эффективности каналов с двухполостными диффузорными выемками 77
Глава 4. ГИДРОДИНАМИКА В ОДИНОЧНОЙ МОДЕЛИ И В МАТРИЦЕ ДВУХПОЛОСТНЫХ ДИФФУЗОРНЫХ ВЫЕМОК 82
4.1. Визуализация течений в одиночной двухполостной диффузорной выемке 82
4.1.1. Визуализация течения воды в двухполостной диффузорной выемке 82
4.1.2. Визуализация течения воздухе шелковинками и древесными опилками 88
4.2. Коэффициент давления в двухполостной диффузорной выемке 90

4.3. Результаты термоанемометрических исследований и температурного состояния одиночной двухполостной диффузорной выемки 96
4.4. Обоснование физической модели течения в двухполостной диффузорной выемке 99
4.5. Рекомендации для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с двухполостными диффузорными выемками 101
4.6. Сравнительные поверочные расчеты эффективности охлаждения рабочей лопатки турбины высокого давления 102
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ 105
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ 107
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 111

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность исследования. Энергетика - одна из развитых отраслей науки и промышленности в Российской Федерации. Это – сфера интересов не только ученых, но и политиков. Поэтому на протяжении ряда лет наша страна занимается стратегическим развитием энергетики. Одним из главных ориентиров в энергетической стратегии России на 2030 год является энергетическая эффективность [1].

Отметим, что современная энергетика Российской Федерации опирается на оборудование, изготовленное 40-60 лет назад. При этом 80% всей тепловой энергии производится на теплоэлектростанциях (ТЭС) [1].

Объемы потребления энергии в стране только возрастают, на что обращает внимание программа энергетической стратегии, включающая в себя направление научно-технической политики в энергетике. Она строится на стимулировании восстановления инновационного цикла: фундаментальных и прикладных исследований - опытно-конструкторских разработок - головных образцов – производства. Отмечается также стратегическая инициатива «Развития технологического энергосбережения».

Целью стратегии является создание инновационного и эффективного энергетического сектора страны для устойчивого роста экономики, повышения качества жизни населения и содействия укреплению ее внешнеэкономических позиций. Она обращает внимание на существующую связь между жизненным уровнем населения страны и количеством производимой в ней энергии [1].

Рассматривая энергетические стратегии РФ, выделим направление развития энергетики, которое предусматривает увеличение экономичности тепловых электростанций, путем освоения более высоких температур. При этом КПД теплового двигателя возрастает за счет усложнения термодинамического цикла – когда, например, за газовыми турбинами устанавливают паровые ступени (Рисунок 0.1) [2].

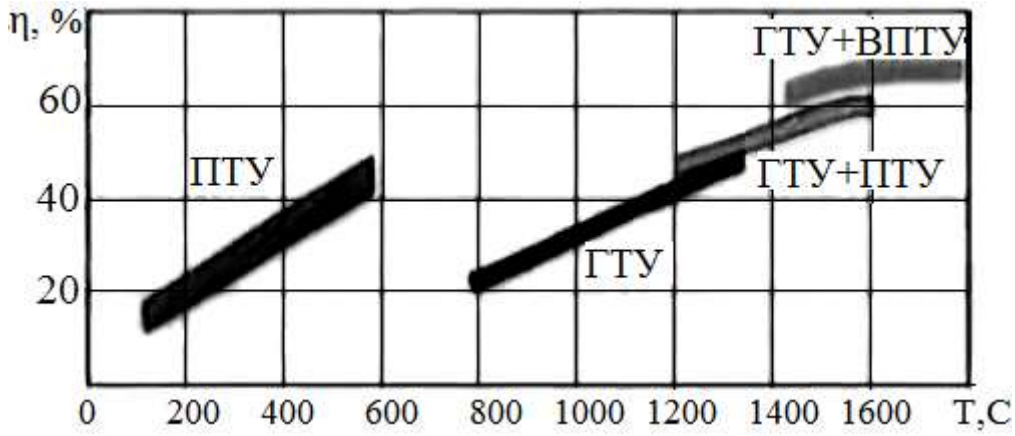


Рисунок 0.1. Зависимость КПД энергетических комплексов от максимальной температуры рабочего тела [2]

На сегодняшний день температура, которую выдерживают жаропрочные, жаростойкие сплавы, при заданном ресурсе работы турбинных лопаток, достигает 1300 К. При этом температура газа перед турбиной высокого давления составляет 1850…1950 К (Рисунок 0.2), [2]. Как следует из этого рисунка, существует устойчивая тенденция повышения во времени температуры газа перед турбиной. Определяющим фактором здесь является то, что в этом случае каждый килограмм газа позволяет снять с турбины все больше полезной работы. К сожалению, прогнозы повышения жаропрочности и жаростойкости материалов для горячих деталей ГТД и ГТУ не столь благоприятны.

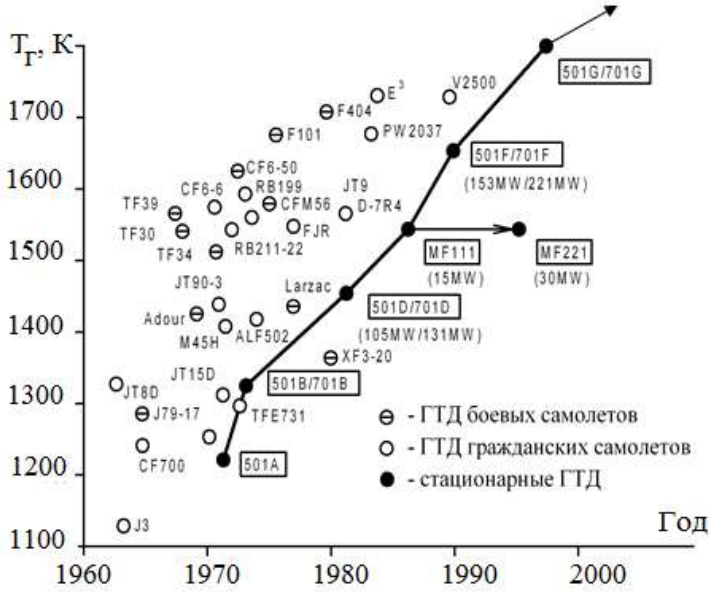


Рис.0.2 Хронология изменения температуры газа перед турбиной высокого давления ГТД по данным [60]

Как следует из рисунка 0.3, увеличение расчетной температуры турбинных лопаток по годам все более отстает от роста температуры рабочего тела. Этот факт убедительно демонстрирует успехи в разработке эффективных систем охлаждения сопловых и, особенно, рабочих лопаток турбины высокого давления.

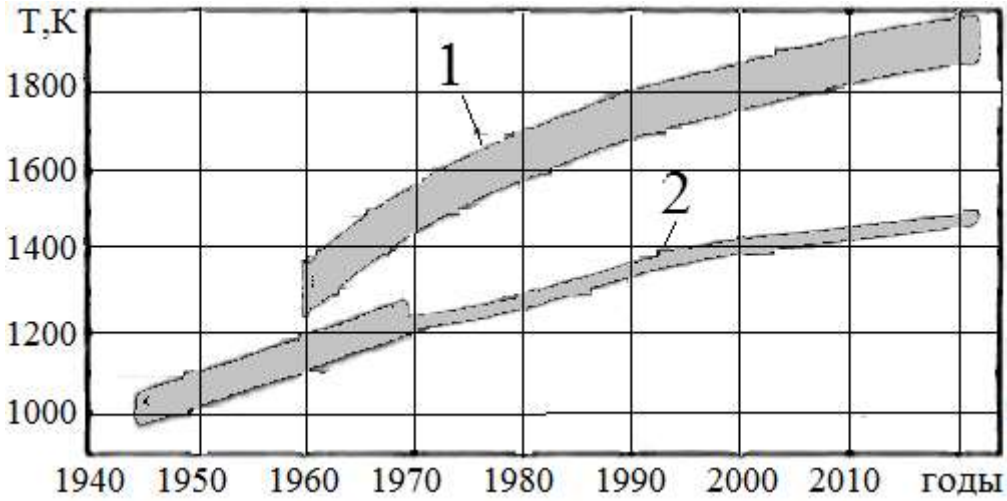


Рисунок 0.3. Увеличение максимальной температуры газа пере турбиной 1 и допускаемой температуры жаропрочных сплавов 2 наиболее теплонапряженных деталей [2]

Для того, чтобы обеспечить допускаемую (расчетную) температуру используемых жаропрочных сплавов, необходимо охлаждать наиболее теплонапряженные детали – лопатки турбин (Рисунок 0.4).

Рисунок 0.4. Общий вид рабочей лопатки со вскрытыми охлаждающими каналами, на стенках которых нанесены сферические выемки [3]

При разработке систем охлаждения турбинных лопаток одним из путей их развития является использование пристенной интенсификации теплообмена. Благодаря тому, что такие интенсификаторы воздействуют только на пристенную область течения охлаждающего воздуха, появляется возможность снизить потери энергии на прокачку теплоносителей. Высокая энергетическая эффективность таких способов увеличения теплоотдачи позволяет снизить гидравлические потери в теплообменных каналах. Пристенная интенсификация теплообмена реализуется нанесением на теплообменную поверхность различного рода макро- и микрошероховатостей. Задача нанесенных на поверхность элементов шероховатости, при всем разнообразии их конфигураций – разрушить образовавшийся пограничный слой, турбулизировать пристенное течение и генерировать крупномасштабные вихри.

Анализ литературы показывает, что одним из наиболее широко применяемых в энергетике и газотурбостроении пристенных интенсификаторов теплообмена являются сферические выемки отрывного типа, в которых возникают самоорганизующиеся крупномасштабные вихревые структуры. (СКВС). Из большого количества публикаций (см., например, работу [5]) известно, что СКВС при степени турбулентности внешнего потока Tu <20% периодически образуется то в левой, то в правой половине сферической выемки. Причем время пребывания СКВС в одном из этих эпицентров существенно превышает время ее «переключения» из одного положения в другое. При этом процесс «переключения» состоит из фаз снижения мощности вихревой структуры в одном эпицентре, безвихревой паузы и далее – повышение мощности и функционирование ее в соседнем эпицентре выемки. Важно, что во всех рассмотренных случаях в сферической выемке отрывного типа функционирует одна из двух самоорганизующихся крупномасштабных вихревая структур с кратковременными «паузами» между двумя устойчивыми состояниями этих структур.

Выполненный в монографии [4] анализ многочисленных результатов исследований интенсификации теплообмена сферическими выемками отрывного типа (СВОТ) с относительной глубиной $h_1/d > 0{,}1\ldots0{,}2$, показывает, что вклад самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур (СКВС) в интенсификацию теплообмена на поверхности с СВОТ невелик. Отмечаются сомнительные возможности интенсификации теплоотдачи на поверхности собственно сферической выемки в турбулентном потоке.

Из изложенного выше следует, что тема диссертационной работы, посвященной повышению тепловой эффективности пристенной интенсификации теплообмена на турбулентном режиме течения для теплообменных аппаратов, систем охлаждения двигателей и энергоустановок, представляется актуальной.

Степень разработанности. Применение технологии пристенной интенсификации теплообмена, нанесением на обтекаемую теплоносителем поверхность элементов макрошероховатости было осуществлено в 1985 году академиком Н.Д. Кузнецовым для охлаждения лопаток турбин двигателя НК-86 аэробуса Ил-86. При этом, за счет значительного повышения теплоотдачи в охлаждающих каналах турбинной лопатки, была увеличена взлетная тяга без увеличения энергетических затрат на прокачку охлаждающего воздуха.

Большой вклад в создание лопаток охлаждаемых турбин со сферическими выемками внесли Г.П. Нагога [7], Ю.М. Ануров. [6] и др.

Обзор достижений по использованию в практических разработках интенсифицирующих эффектов самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур (СКВС) опубликован в [4]. Как отмечено во введении настоящей диссертации, в этом обзоре констатируется, что вклад самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур в теплоотдачу в сферических выемках отрывного типа признан небольшим, что учитывалось при формировании цели и задач данного исследования.

Цель работы: повышение тепловой эффективности пристенной интенсификации теплообмена на турбулентном режиме течения для теплообменных аппаратов, систем охлаждения двигателей и энергоустановок**.**

Задачи исследования:

1. Обосновать выбор схемы и формы пристенного интенсификатора теплообмена и на этой основе разработать интенсификатор повышенной тепловой эффективности (двухполостная диффузорная выемка - ДДВ).

2. На разработанном соискателем экспериментальном стенде, для турбулентного режима течения исследовать теплоотдачу и гидравлическое сопротивление канала с матрицей ДДВ и получить соответствующие уравнения подобия.

3. Экспериментально определить коэффициент давления в ДДВ. На этой основе качественно оценить характер продольного градиента давления в возвратном течении их полостей и установить рациональные значения высоты ребра-разделителя потоков. На основе визуализационных экспериментов установить режимы течения в ДДВ, классифицированные по диапазонам значений чисел Рейнольдса, установить основные параметры самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур, образующихся в ДДВ.

4. На основе выполненных исследований сформулировать физическую модель интенсификации теплообмена в предложенной соискателем выемке; проанализировать тепловую и энергетическую эффективность ДДВ в сравнении с другими широко используемыми пристенными интенсификаторами теплообмена.

5. Разработать рекомендации для расчета теплообменных каналов с использованием ДДВ на турбулентном режиме течения и продемонстрировать их возможности на примере сравнительных расчетов охлаждаемых турбинных лопаток.

Научная новизна:

1. Разработан и защищен двумя патентами Российской Федерации пристенный интенсификатор теплообмена повышенной тепловой эффективности «Двухполостная диффузорная выемка». В отличие от традиционной сферической выемки отрывного типа, в предложенной выемке непрерывно генерируются две самоорганизующиеся крупномасштабные вихревые структуры, а вторая часть возвратного течения имеет диффузорный характер.

2. Получены новые данные по средней теплоотдаче на пластине с матрицей таких выемок. Установлено, что предложенный соискателем интенсификатор значительно превосходит другие известные пристенные интенсификаторы теплообмена по уровню достигаемой теплоотдачи в канале при прочих равных условиях.

3. Впервые получены опытные данные по структуре потока в двухполостной диффузорной выемке, по режимам течения и гидравлическому сопротивлению канала с такими выемками; выявлены основные параметры самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур, образующихся в этих выемках (протяженность вихревых структур, координаты расположения их эпицентров, угол раскрытия конуса вихревых структур и угол выхода их из выемки).

4. Сформулирована физическая модель высокого уровня интенсификации теплообмена в каналах с двухполостными диффузорными выемками; впервые исследованы тепловая и энергетическая эффективность интенсификации теплообмена двухполостными диффузорными выемками. Разработаны рекомендации по расчету и проектированию ДДВ применительно к теплообменникам и системам охлаждения ГТД, ГТУ. Высокая эффективность охлаждения такими интенсификаторами подтверждена сравнительными расчетами температурного состояния охлаждаемых турбинных лопаток.

Теоретическая и практическая значимость. Полученные результаты позволяют понять принципы конструирования эффективного пристенного

интенсификатора теплообмена, механизм получения на этой основе более высокой теплоотдачи, чем у известных пристенных интенсификаторов, его функциональные особенности по сравнению с традиционной сферической выемкой отрывного типа. Разработанные рекомендации позволяют рассчитать систему охлаждения двигателей, энергоустановок или теплообменник высокой тепловой эффективности. Полученные опытные данные позволяют верифицировать математические модели для расчета теплоотдачи при использовании разработанного соискателем интенсификатора теплообмена. Практическая значимость состоит в передаче на предприятия энергомашиностроительной и двигателестроительной отраслей промышленности рекомендаций по расчету и проектированию эффективных пристенных интенсификаторов теплообмена «Двухполостные диффузорные выемки», на который соискателем получено два патента РФ. Полученные в диссертации результаты внедрены также в учебный процесс (курс лекций по дисциплине «Расчет и проектирование высокотемпературных охлаждаемых ГТД» для специальности «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели» 140503 (101400), направление «Энергомашиностроение» 140500. Материалы диссертационной работы вошли в технический отчет по Договору № 14.Z50.31.0003, заключенного в рамках реализации Постановления Правительства РФ №220 от 9 апреля 2010 года по привлечению ведущих ученых в российские образовательные учреждения высшего профессионального образования, научные учреждения государственных академий наук и государственные научные центры Российской Федерации (ведущий ученый С.А. Исаев), а также в рамках базовой части государственного задания Министерства образования и науки РФ в сфере научной деятельности по проекту № 3475.

Апробация работы. Основные результаты диссертации доложены и получили одобрение на XV Минском международном форуме по тепло- и массообмену, г. Минск, 23-26 мая 2016 г., на V международной конференции «Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках»., г. Казань, 19-21 октября

2015 г., на XX Школе-семинаре молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассобмена в энергетических установках», г. Звенигород, 24-29 мая 2015 г., на Шестой Российской национальной конференции по теплообмену, г. Москва, 27-31 октября 2014 г., на IX Школе-семинаре молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова, г. Казань, X Школе-семинаре молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова, г. Казань, 13-15 сентября 2016 г., 9-11 сентября 2014 г., на Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», г. Самара, 22-24 июня 2016 г., на Научно-практической конференции «Энергетика, экология, энергосбережение», г. Калуга, 16-18 мая 2016 г., на Международной молодежной научной конференции «XXII Туполевские чтения (школа молодых ученых)», г. Казань, 19-21 октября 2015 г., на VII международной научно-практической конференции «Научное обозрение физико-математических и технических наук в XXI веке», г. Москва, 29 июля 2014 г., №2, на Международной молодежной научной конференции «XXI Туполевские чтения (школа молодых ученых)», г. Казань, 19-21 ноября 2013 г., на XIX Международной молодежной научной конференции “Туполевские чтения”, г.Казань, 2011 г.,XXIII Всероссийской межвузовской н/т конференции “Электромеханические и внутренние процессы в энергетических установках, струйная акустика и диагностика, приборы и методы контроля природной среды, веществ, материалов и изделий”, г. Казань, КВВКУ, 2011 г.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 11 печатных работ, включая 2 статьи в центральных российских изданиях (из списка ВАК РФ), 8 тезисов и материалов докладов. По материалам диссертации опубликовано 20 работ, включая публикации 2 патентов РФ. Две статьи опубликованы в рекомендуемых журналах высшей аттестационной комиссии.

Методология и методы исследования. Объектами исследования являются одиночная выемка, расположенные в прямоугольном канале и теплообменная

пластина с матрицей двухполостных диффузорных выемок. Вынужденное течение рабочего тела в каналах реализовывалось на стендах с аттестованными приборами измерения расходов, температуры и давления. Результаты исследований теплоотдачи и гидравлического сопротивления в канале с ДДВ представлены уравнениями подобия. Сравнительный анализ проведен при Re = idem.

Автор защищает:

1. Схему эффективного пристенного интенсификатора теплообмена «Двухполостная диффузорная выемка», на которые автором получены два патента РФ, в которой непрерывно генерируются две самоорганизующихся крупномасштабные вихревые структуры, а вторая часть возвратного течения имеет диффузорный характер.

2. Результаты опытных исследований теплоотдачи и гидравлического сопротивления в канале с двухполостными диффузорными выемками.

3. Результаты визуализационных экспериментов и физическую модель, позволившие обосновать более высокий уровень интенсификации теплообмена по сравнению со сферическими выемками и другими пристенными интенсификаторам теплообмена при прочих равных условиях.

4. Комплекс геометрических параметров самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур ДДВ, полученный на основе визуализации течений в их полостях.

5. Тепловую и теплогидравлическую эффективность двухполостных диффузорных выемок, рекомендации по выбору геометрических и режимных параметров двухполостных диффузорных выемок и результаты сравнительных расчетов охлаждаемых турбинных лопаток с исследованными и другими пристенными интенсификаторами теплообмена.

Достоверность и обоснованность: результаты исследований получены на сертифицированном оборудовании; показана воспроизводимость результатов исследований; измерения проводились приборами, имеющими свидетельства о

государственной поверке в соответствующих организациях; выполненные соискателем тестовые эксперименты по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению подтверждаются известными каноническими уравнениями, широко применяемыми в теории и практике теплофизического эксперимента.

Личный вклад автора состоит: в создании экспериментальных стендов; в личном выполнение тестовых опытов и основной программы экспериментов по теплоотдаче, гидравлическому сопротивлению и по визуализации течений; в проведении обработки опытных данных, принятие участия в проведении анализа результатов экспериментов; разработке рекомендаций для расчета и проектирования систем охлаждения турбинных лопаток с помощью исследованных интенсификаторов теплообмена; в формулировке выводов; в расчетном сравнительном анализе температурного состояния турбинных лопаток и написании научных статей.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов и списка использованной литературы. Работа изложена на 124 страницах машинописного текста, содержит 67 рисунков, 5 таблиц. Список использованной литературы включает 105 наименования.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

ГЛАВА 1. ОБЗОР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ ПО ИССЛЕДОВАНИЮ ПРИСТЕННОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА

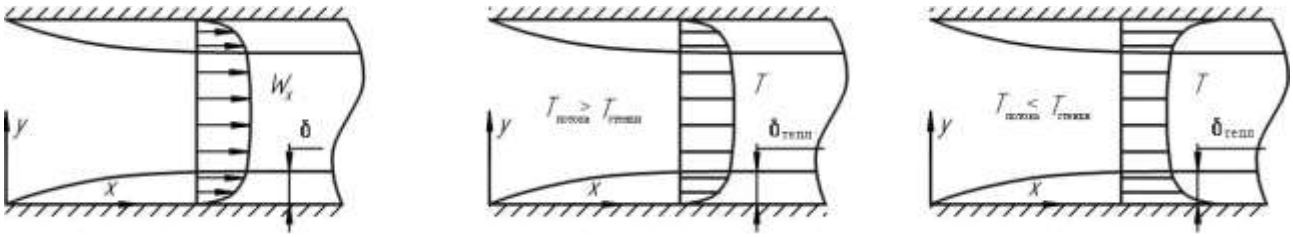
Результаты исследований пристенной интенсификации теплообмена, опубликованные в монографиях и статьях по данной тематике В.М. Бузника [8]; Ю.А. Быстрова, С.А. Исаева и др. [9, 19, 89]; Ю.Ф. Гортышова, И.А. Попова, В.В. Олимпиева, А.В. Щелчкова, С.И. Каськова [4]; М.А. Готовского и др. [10, 97]; Б.В. Дзюбенко, Ю.А. Кузма-Кичты, А.И. Леонтьева и др. [11, 88]; Э.К. Калинина, Г.А. Дрейцера, С.А. Ярхо [12]; В.К. Мигая [13]; В.И. Терехова и др. [14, 92, 100]; А.А.Халатова и др. [15]; Г.И. Кикнадзе и др. [16, 46, 101, 103]; Г.П. Нагоги [7]; В.В. Олимпиева [18]; А.В. Щукина, А.П. Козлова, Р.С. Агачева, Я.П. Чудновского [23]; O. Zhang, M.I. Hill, S.Y. Won, D.I. Nelson, N.K. Burgess, M.K. Chyu, Y.Yu. H. Ding, J.P. Downs, G.I. Mahmood, H.-K. Moon [43], P.M. Ligrani, C.N. Jordan, L.M. Wright, G. Sandmaer и других [20, 95-99, 102], наводят на мысль о возможности дополнительного улучшения тепловых и гидравлических характеристик пристенных интенсификаторов теплообмена за счет активизации процессов разрушения образовавшегося пограничного слоя, турбулизации пристенного течения и генерирования самоорганизующих крупномасштабных вихревых структур на поверхностях выемок различной конфигурации.

1.1. Пристенная интенсификация теплообмена

Рассмотрим группу интенсификаторов теплообмена, которые интенсифицируют процессы конвективного теплопереноса в пристенном слое, не требуя для своего функционирования большого перепада давления теплоносителя, что является существенным преимуществом перед другими интенсификаторами.

В каналах, где течет теплоноситель, можно выделить область внешнего потока, где поперечный градиент температуры dT/dy близок к нулю (Рисунок 1.1). Следовательно, плотность теплового потока по нормали к поверхности $q = -\lambda(dT/dy)$ в этой области невелика. Очевидно, что генерирование крупных вихрей и другие интенсифицирующие воздействия в течениях с небольшой плотностью теплового потока нецелесообразно. Необходимо воздействовать на поток лишь в пристенной области.

Из работ Э.К. Калинина с соавторами [12] следует, что на расстоянии от обтекаемой поверхности $y^+ = yv^*/\nu \approx 60...160$ срабатывается 60...70% имеющегося теплового перепада между потоком и обтекаемой стенкой. А в работе А.Дж. Рейнольдса [21] указано, что при числе Рейнольдса Re $=10^4$ (для воздуха), целесообразно турбулизировать поток на расстояние $y^+ = 30$ от обтекаемой поверхности.



а *б* *в*

Рисунок 1.1. К определению принципа действия пристенной интенсификации теплообмена: а –профиль скорости; б – профиль температуры при $T_{потока} > T_{стенки}$; в - профиль температуры при $T_{потока} < T_{стенки}$ [57]

В работе В.К. Мигая [13], для жидкого теплоносителя при Pr =10, в ламинарном подслое срабатывается 74,55% имеющего теплового перепада, в буферном слое – 22%, а в ядре потока – 3,3% .

Как было указано выше, целесообразно интенсификацровать теплообмен в пристенных областях, - там, где сосредоточено термическое сопротивление. Заметим, что с возрастанием значений чисел подобия Pr и Re требуемая толщина для воздействия на пристенное течение снижается.

В работе А.А. Жукаускаса [22], показано, что при нанесении сплошной шероховатости для интенсификации теплообмена в тесных пучках поперечно

обтекаемых труб при теплоносителях большой вязкости высота элементов шероховатости h должна составлять около 0,4...0,8 мм, а для воздуха $h \approx 0{,}8...2$ мм.

Значения коэффициента вязкости газовых и жидкостных теплоносителей в теплообменных каналах различны, поэтому газовоздушные потоки теплоносителей необходимо турбулизировать на порядок дальше от обтекаемой поверхности, чем жидкостные теплоносители.

Широко развиваются исследования пристенной интенсификации теплообмена путем нанесения на теплообменную поверхность дискретных элементов шероховатости различной формы. Благодаря этому происходит более ранний ламинарно-турбулентный переход по сравнению со стандартными условиями обтекания гладкой поверхности; происходит увеличение площади теплообменной поверхности и интенсификация процессов тепломассопереноса.

Так, для интенсификации конвективного теплообмена в газотурбостроении и теплоэнергетике используют неглубокие канавки и продольные, поперечные, наклонные низкие ребра. Если продольные ребра только увеличивают поверхность теплообмена, то их поперечные и наклонные варианты более эффективны. Генерацией отрывных и присоединяющихся течений с обновлением пограничного слоя, они еще и интенсифицируют конвективный теплоперенос в пристенном течении.

Кроме этого, пристенную интенсификацию теплообмена осуществляют закреплением на внутренней поверхности трубы проволоки, навитой по винтовой линии. Она обтекается потоком и создает непрерывную закрутку теплоносителя лишь в пристенной области. Провоцируемые пристенной закруткой потока центробежные массовые силы активизируют конвективный теплоперенос лишь около обтекаемой теплообменной поверхности, не вовлекая во вращательное движение внешний поток.

Используются трехмерные элементы макрошероховатости любой формы, расположенные дискретно на поверхности теплообмена. Например, - сферические, овальные и цилиндрические выступы и выемки.

При практическом внедрении, наряду с тепловой и энергетической эффективностью таких интенсификаторов, очень важна технологичность теплообменной поверхности. Промышленным производством хорошо освоены такие пристенные интенсификаторы теплообмена, как сферические выемки и выступы, а также поперечные (кольцевые) выступы (Рисунок 1.2).

а *б* *в*

Рисунок 1.2. Примеры схем теплообменных поверхностей с пристенной интенсификацией теплообмена [23]

Каждый из обтекаемых интенсификаторов теплообмена характеризуется своими гидродинамическими особенностями; такими, как отрыв потока с образованием нестационарных возвратных течений, присоединяющийся поток, сдвиговый слой, самоорганизующаяся крупномасштабная вихревая структура, развивающийся вторичный пограничный слой и др.

Из анализа физических моделей пристенной интенсификации теплообмена можно полагать, что наиболее эффективным методом интенсификации переноса теплоты является генерация крупных вихрей в пристенном слое.

Действительно, разрушение пограничного слоя при генерации вихрей в пристенном слое является сопутствующим результатом. А генерация турбулентных пульсаций не позволяет увеличить теплоотдачу более, чем на 40%. Поэтому при решении задачи увеличения теплоотдачи «в разы» обычно обсуждается вопрос о генерации крупных вихрей в пристенной области. Кстати, в случае образования интенсивных крупных вихрей степень турбулентности может даже снижаться, поскольку турбулентность в крупномасштабных вихревых

структурах может подавляться закрученными течениями. Однако интенсивность теплоотдачи при этом не снижается, поскольку уровень интенсификации теплоотдачи крупными вихрями значительно выше, по сравнению с интенсификацией теплоотдачи турбулентными пульсациями.

Очевидно, что разрабатываемый в диссертации интенсификатор теплообмена высокой тепловой эффективности требует сопоставления с другими аналогами, предложенными ранее и использующими процессы теплопереноса крупными пристенными вихрями.

Остановимся только на интенсификаторах, имеющих принципиальные различия между собой по физическим принципам образования крупных вихрей. Вихри типа Тэйлора-Гёртлера, возникающие в вязком подслое пограничного слоя; вихри, возникающие в сдвиговом слое отрывного течения и СКВС. Такие пристенные интенсификаторы представлены в таблице 1.1, а на рисунке 1.3 – соответствующие данные в виде зависимости $Nu_{ср}=f(Re)$ для максимально достигнутых значений $(Nu_{ср}/Nu_{гл})_{Re}$.

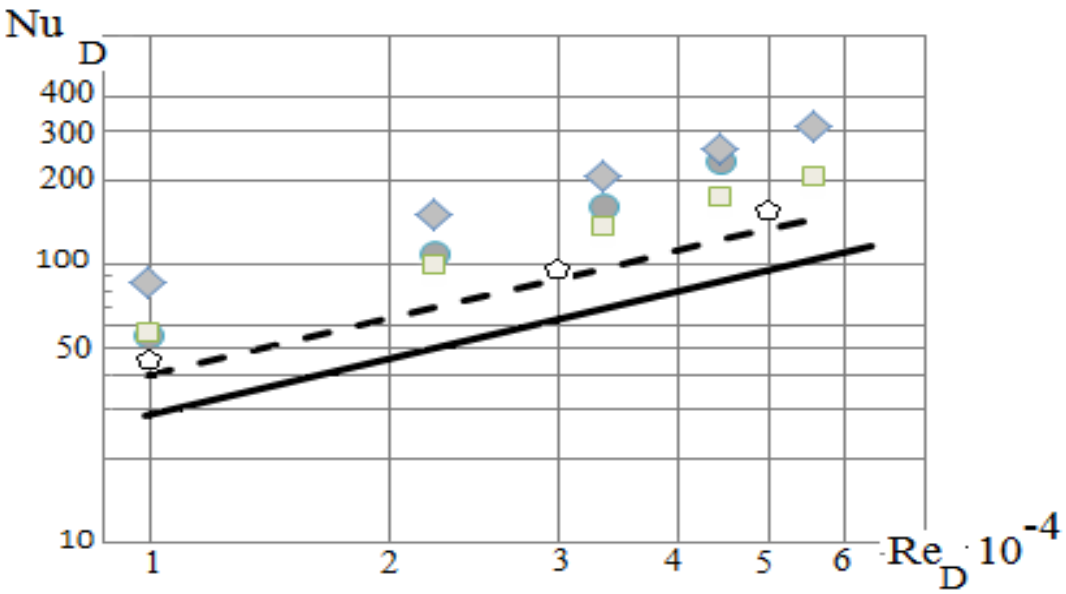
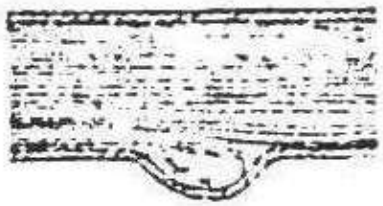
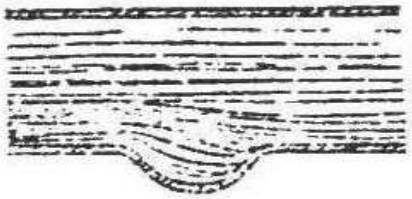
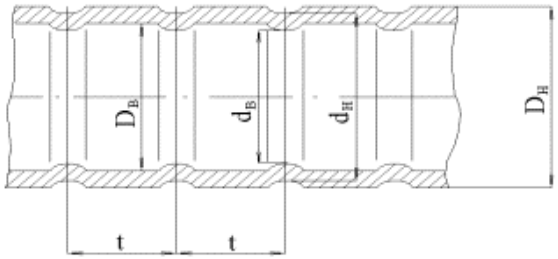
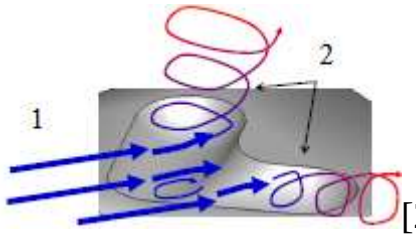
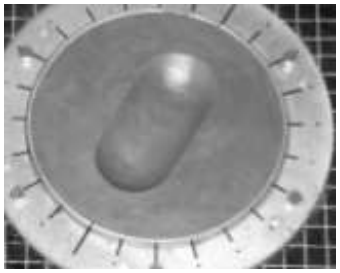


Рисунок 1.3. Средняя теплоотдачи на поверхности с интенсификаторами теплообмена: 1 - сплошная линия - гладкая поверхность; 2 - пунктирная линия – матрица полусферических выемок по данным [6]; 3 - ●- матрица V-образных выемок по данным [24]; □ - кольцевые (поперечные) выступы [12]; ♦ - овальные наклонные выемки [26] ⬠-безотрывные [25]

Таблица 1.1. Пристенные интенсификаторы, имеющих принципиальные различия между собой по физическим принципам образования крупных вихрей

Тип интенсификатора теплообмена	**Модель образования крупных вихрей**	**$(Nu_{ср}/Nu_{гл})_{Remax}$**	**$(Nu/Nu_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$**	**Примечание**
Сферическая выемка отрывного типа  [25]	Самоорганизующеяся крупномасштабная вихревая структура	2,7	0,84	h/d≥0,1…0,2
Сферическая выемка безотрывная  [25]	Вихри Тейлора-Гертлера	1,5	1,0	h/d<0,1…0,2
Кольцевые (поперечные) выступы  [12]	Вихри образуются в сдвиговой области	2,0	1,0	t/h=10

Продолжение таблицы 1.1

V-образные выемки  [24]	Закручивающее воздействие внешнего потока	2,8	1,0	H/d=8,5 h/d=0,3
Овальные наклонные выемки  [26]	Закручивающее воздействие внешнего потока	3	0,81	h/d=0.22
Сферические выступы [62]	Подковообразный вихрь	2,7	0,45	

1.2. Теплообмен и гидродинамика потоков при обтекании сферических выемок

1.2.1. Выемки отрывного типа

Сферическим выемкам отрывного типа в диссертации уделяется более серьезное внимание поскольку для исследуемого интенсификатора теплоообмена они являются базовой, с которой в главах 3 и 4 делаются различные сопоставления.

При обтекании потоком полусферических выемок отрывного типа (h/d > 0,1…0,2) в ее полости возникают рециркуляционные течения и нестационарные самоорганизующиеся крупномасштабные вихревые структуры.

Результаты исследований гидродинамики в единичной полусферической выемке, опубликованные в работах В.С. Кесарева, А.П. Козлова [5], показывают, что эпицентры этих вихрей расположены под углом ±45º по отношению к продольной плоскости симметрии выемки и на расстоянии (0,25…0,3)h от донной точки выемки. Эпицентры вихрей образуются то в левой половине выемки, то в правой. При этом поочередное время пребывания вихрей в обеих половинках выемки значительно превышает время паузы, когда вихри отсутствуют. Также, авторами показано, что осредненная скорость возвратного течения составляет $0{,}4W_{\infty}$.

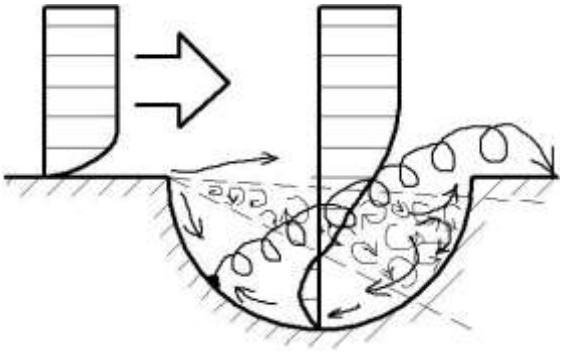
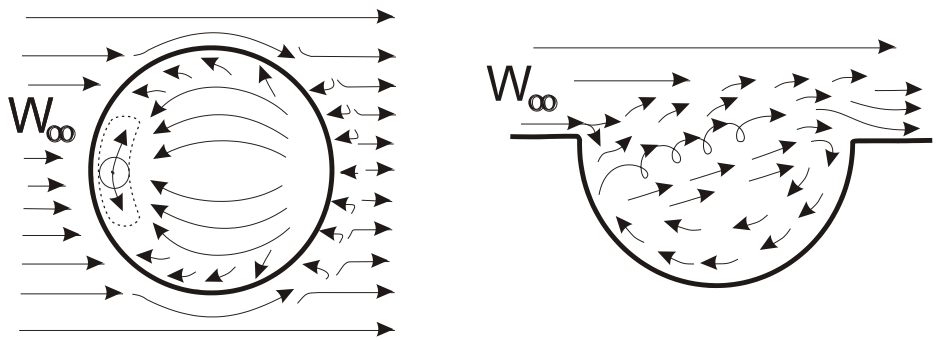


Рисунок 1.4. Схема обтекания полусферической выемки отрывного типа [5]



а б

Рисунок 1.5. Схема течения в полусферической выемке [5]

В полусферической выемке образуется замкнутый контур вследствие образования циркуляционного течения, где одна часть поступающего в выемку потока возвращается снова в выемку, а другая - выносится во внешнее течение посредством СКВС (Рисунок 1.5.).

Г. И. Кикнадзе с соавторами [16] полагают, что образование крупномасштабных смерчеобразных вихревых структур в выемках отрывного типа происходит по причине неустойчивости пограничного слоя, образующегося на вогнутой поверхности выемки. Смерчеобразные структуры, дискретно возникающие в выемке, провоцируются микровихрями Тейлора-Гёртлера, образующимися вследствие активного воздействия центробежных массовых сил при обтекании вогнутой поверхности.

В работе Т.С.Гриффита и других [27] проведено исследование теплоотдачи в прямоугольном канале со сферическими выемками на стенках. На рисунке 1.6 показан полученный авторами цитируемой статьи режим при обтекании исследуемой сферической выемки, при котором средняя теплоотдача $Nu/Nu_{гл}$=2,0 при Re=5000…40000.

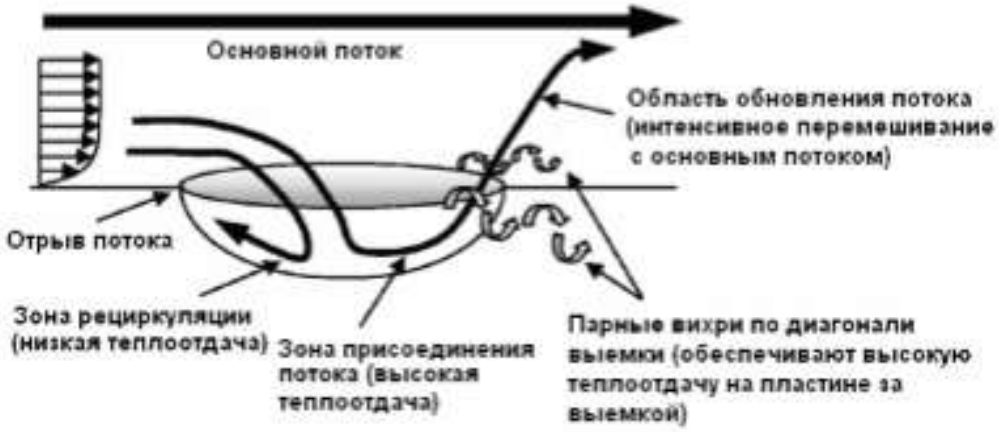
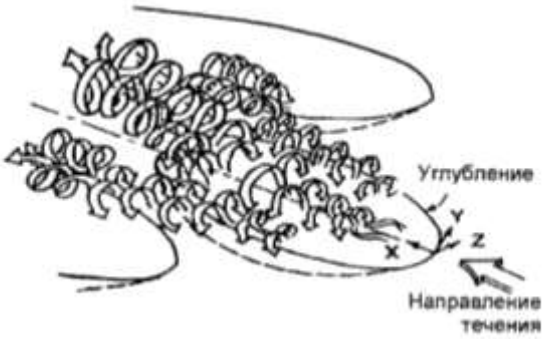


Рисунок 1.6. Эскиз трехмерной структуры потока около сферической выемки [27]

Результаты визуализационных экспериментов, опубликованные в работе Г. И. Махмуда с соавторами [28] показали, что в полусферических выемках отрывного типа возникают три пары крупномасштабных вихревых структур, из которых наиболее мощной является центральная (Рисунок 1.7).



Рисунки 1.7. Осредненная по времени картина вихревых структур около сферической выемки в 10-м ряду, Re_D=2500, h/d=0,5 по данным [28]

Крупномасштабные самоорганизующиеся вихревые структуры, выходящие из выемок и присоединяющиеся к поверхности за выемками, являются главной причиной интенсификации теплообмена на плоских участках поверхности между выемками, о чем также свидетельствуют работы А.А. Халатова с соавторами [15].

Крупномасштабные пульсации, направленные от внешнего потока к стенке, переносят крупные массы теплоносителя из ядра потока к обтекаемой поверхности и обратно, во многом определяя и стимулируя конвективный теплообмен в полостях сферических выемок отрывного типа.

Важно отметить, что дополнительные затраты энергии на интенсификацию теплопереноса в потоке будут соизмеримы с приростом теплоотдачи только в том случае, если пристенная интенсификация теплообмена осуществляется в тонком слое около стенки, границы которой определяются безразмерной координатой $y^+ \approx$ 30...60 [12].

Рассматривая уравнения подобия для конвективного теплообмена (1.1), можно заключить, что в различных публикациях показатели степени n при числе Рейнольдса имеют на турбулентном режиме течения неодинаковые значения для средней теплоотдачи в сферических выемках:

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^n, \qquad (1.1)$$

Действительно, если А.А. Александров с соавторами [29] получили показатель степени n=1,07, то Ю.Ф. Гортышов с соавторами [4] в ходе опытного исследования в каналах с односторонним расположением выемок получили n=0,8, а с двухсторонним n=0,76.

Зависимость со стандартным показателем степени n=0,8 для турбулентного пограничного слоя встречается в работах Л.В. Арсеньева с соавторами [30], В.Н. Афанасьева, Я.П. Чудновского [31], М.Я. Беленького с соавторами [32], Г.И. Кикнадзе с соавторами [16].

В работе В.П. Почуева с соавторами [33] эта зависимость имеет вид:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}061\,\mathrm{Re}^{0{,}74}, \qquad (1.2)$$

где $f = 0{,}78$, $h/d = 0{,}1$, $H/d = 0{,}33...1$.

При $\mathrm{Re} > 7\cdot10^3$ наклон линии $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re})$ соответствует турбулентному режиму течения в стандартных условиях, и зависимость записывается так:

$$\mathrm{Nu}=0{,}04\,\mathrm{Re}^{0{,}8}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}, \qquad (1.3)$$

В рассмотренной работе С.Ф.Баева [34], исследован теплообмен при течении масла в плоских трубах со сферическими выемками, имеющими относительную глубину h/d=0,4 в интервале Re=2300...10000. При этом теплообмен описывается уравнением:

$$\mathrm{Nu}=0{,}03\,\mathrm{Re}^{0{,}94}\,\mathrm{Pr}^{0{,}4}, \qquad (1.4)$$

Для полученных К.Прессером [35] результатов исследования поверхности с одиночной полусферической выемкой, обтекаемой воздухом при числах Рейнольдса $Re_d = 3 \cdot 10^3 \ldots 10^4$, степенная зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса имеет вид:

$$Nu = kRe^{1,33}, \qquad (1.5)$$

В области $Re > 10^4$ соотношение следующее:

$$Nu = k_1 Re^{0,7}, \qquad (1.6)$$

Проведенное в работах Ю.И.Шанина и О.И.Шанина [36] сравнение с гладким щелевым каналом уровня теплоотдачи в каналах с одно- и двухсторонним нанесением сферических шахматно расположенных выемок показывает, что для канала с двухсторонними выемками теплоотдача различна на трех участках: Re=250–4000 – слабый рост, Re=4000–10000 – наиболее интенсивное изменение ($\sim Re^1$), при Re>10000 – степенное изменение $\sim Re^{0,75}$.

При исследование теплоотдачи В.П.Почуевым и другими [33] в канале со сферическими выемками, где параметры: f=0,78, h/d=0,1, H/d=0,33...1, получено, что:

$$Nu = 0,061\ Re^{0,74}, \qquad (1.7)$$

Таким образом, при рассмотрении результатов исследований по теплоотдаче различных авторов для отрывных и безотрывных выемок выяснилось, что показатель степени n в зависимости $Nu = ARe^n$ изменяется в диапазоне от 0,74 до 1,07, и что возможно полученные данные аппроксимировать зависимостью $Nu \sim Re^{0,8}$, [4].

Влияние относительной глубины выемок на среднюю теплоотдачу в сопоставимых условиях одинаково, независимо от того, скруглены кромки или нет.

Было также получено, что скругление кромок для h/d=0,5 приводит к снижению коэффициента гидравлического сопротивления примерно на 20...30 и к снижению коэффициента теплоотдачи примерно на 10...15%.

Результаты исследований Г.П. Нагоги [7] по влиянию геометрических параметров на интенсификацию теплообмена сферическими выемками приведены на рисунке 1.8.

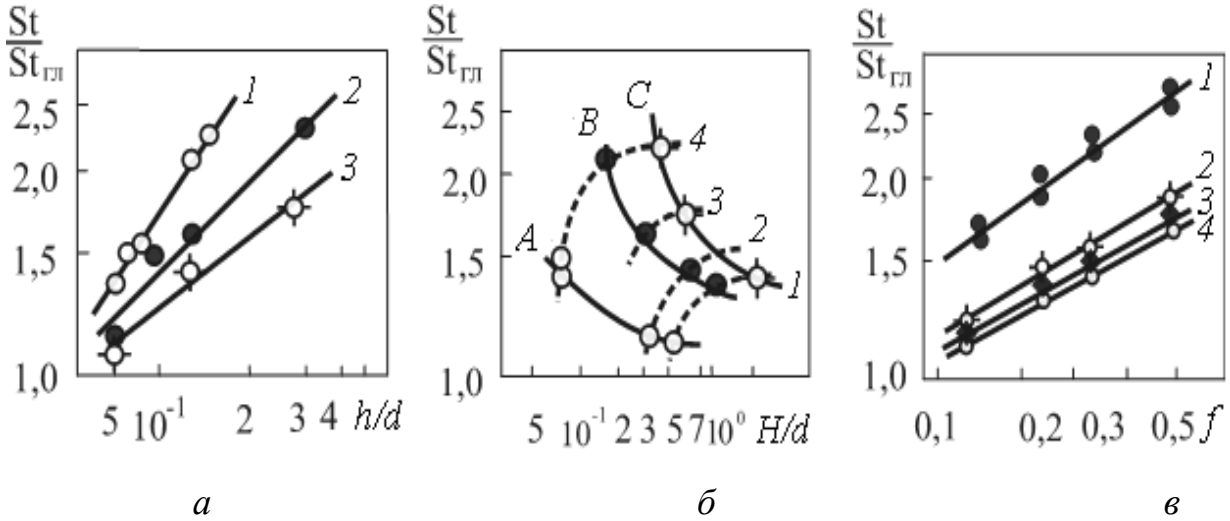


Рисунок 1.8. Влияние геометрических параметров системы сферических выемок на интенсификацию теплообмена [7]: а – относительной глубины выемок h/d; f=0,35; 1 – h/d=0,17; 2 – h/d=0,33; 3 – h/d=0,66; б – относительной высоты канала H/d; f=0,35; A – H/d=0,07; B – H/d=0,13; C – H/d=0,28; 1 – h/H=0,13; 2 – h/H=0,2; 3 – h/H=0,33; 4 – h/H=0,8; в – плотности расположения выемок f: h/d=0,13; 1 - H/d=0,17; 2 – H/d=0,33; 3 – H/d=0,66; 4 – H/d=1

Результаты исследований В.С. Кесарева, А.П. Козлова [5] и А.В. Щукина с соавторами [23] по распределению местных относительных коэффициентов теплоотдачи в продольном меридиональном сечении полусферической выемки показаны рисунке 1.9.

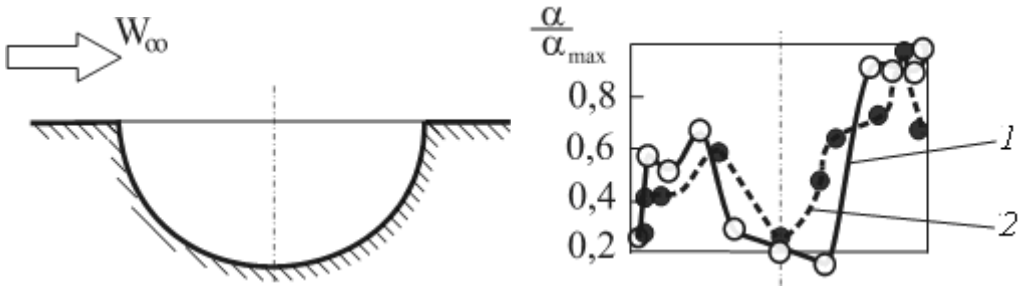


Рисунок 1.9. Распределение местных относительных коэффициентов теплоотдачи в продольном меридиональном сечении полусферической выемки: 1 – данные [5]; 2 – [37]

Значение теплоотдачи в задней по ходу внешнего потока части полусферы наиболее высокое, что подтверждается опытами А.Б. Езерского и В.Г. Шехова [38]. Общая картина распределения теплоотдачи в выемке неравномерная, с

минимумом в области донной полюсной точки. Средний уровень теплоотдачи ниже, чем на исходно гладкой поверхности, но эффективный коэффициент теплоотдачи возрастает, по сравнению с гладкой поверхностью, в полтора раза, благодаря двукратному превышению площади поверхности полусферической выемки над исходно гладкой поверхностью.

Обтекание сферической выемки отрывного типа сопровождается интенсифицирующим эффектом за счет обновления пограничного слоя, отрывных явлений и генерации повышенной турбулентности потока.

В.Н. Афанасьевым и Я.П. Чудновским [31] проведено исследование распределения коэффициента теплоотдачи α в меридиональной плоскости для "отрывной" выемки. Результаты отличаются от показанных на рисунке 1.8: распределение α в меридиональной плоскости более равномерное, без минимума в области донной полюсной точки и без максимумов вблизи кромок. Различие в обсуждаемых результатах связано с тем, что имеется разница в условиях проведения опытов. Так, результаты, представленные на рисунке 1.8 получены на выемке отрывного типа, где h/d=0,5, а в работе [31] – в выемке с относительной глубиной h/d=0,22, где отрывные процессы не являются определяющими.

Обобщающее уравнение для расчета средней теплоотдачи на поверхности со сферическими выемками, учитывающее влияние относительной глубины сферических выемок, относительной плотности их расположения f в матрице и относительной высоты канала предложил Ю.М. Ануров [6]. Это уравнение используется для расчета и проектирования систем охлаждения горячих деталей ГТД и ГТУ, а также для других устройств с турбулентным режимом обтекания выемок.:

$$\mathrm{Nu} / \mathrm{Nu}_{\text{гл}} = 1 + 4{,}4\, f^{0{,}8}\, (h/d_{\text{сф}})^{0{,}8} (H/d_{\text{сф}})^{-0{,}6}, \qquad (1.8)$$

Рассмотрим изменение коэффициента гидравлического сопротивления в каналах со сферическими выемками в зависимости от числа Рейнольдса.

Результаты А.А. Александрова с соавторами [29] показывают, что кривая зависимости $\xi = f(\mathrm{Re})$ более пологая, чем по закону Г. Блазиуса, что соответствует тенденциям, присущим шероховатым каналам.

Ю.Ф. Гортышов с соавторами [4] получили, что для всех исследованных вариантов каналов в уравнении (1.9) показатель степени n=-0,25 , что соответствует турбулентному пограничному слою в гладком канале. В канале с двухсторонним расположением выемок, имеющих острые кромки, значение n=-0,23.

$$\xi = A\,\mathrm{Re}^{n}, \qquad (1.9)$$

В работах В.Н. Афанасьева, Я.П. Чудновского [31], М.Я. Беленького с соавторами [32] и Г.И. Кикнадзе, В.Г. Олейникова [16] значение показателя n = -0,25.

Г.И. Кикнадзе, Ю.К. Краснов, Н.Ф. Подымако [39] утверждают, что при обтекании пучка стержней, формованных выемками, переход к турбулентному режиму течения происходит при меньших числах Re (при Re≥2000), а коэффициент гидравлического сопротивления может быть рассчитан так:

$$\xi=0{,}0375\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}, \qquad (1.10)$$

Из публикаций А.В.Туркина, А.Г. Сорокина, О.Н. Брагиной [40] можно заключить, что наклон зависимостей $\xi = f(\mathrm{Re})$ совпадает для гладкого канала и канала с выемками при $\mathrm{Re}=7\cdot10^{3}\ldots 2{,}2\cdot10^{4}$.

Таким образом, многие исследования влияния числа Рейнольдса на гидравлическое сопротивление каналов со сферическими выемками приводит к традиционному турбулентному наклону опытной линии: $\xi = A\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}$.

Рассмотрим исследования влияния геометрических параметров на коэффициент гидравлического сопротивления в каналах со сферическими выемками.

В работах Ю.Ф. Гортышова с соавторами и Г.И. Кикнадзе с соавторами [4, 16, 45], показано, что, при увеличении глубины, плотности расположения выемок

и стесненности канала (уменьшения H/d) коэффициент гидравлического сопротивления увеличивается.

Результаты М.Я. Беленького с соавторами [32] показывают, для поперечного обтекания трубок с выемками в коридорном пучке гидравлическое сопротивление снижается на 25 %, а в шахматном пучке – на 35% по сравнению с гладким пучком трубок. По-видимому, это происходит благодаря более раннему ламинарно-турбулентному переходу на поверхности, формованной сферическими выемками.

Исследование Г.И. Кикнадзе с соавторами [16, 45], где рассмотрено сорок вариантов плоского щелевого канала с выемками, имеющими острые кромки при относительной глубине выемок h/d=0...0,5, показало, что влияние их относительной глубины h/d и плотности расположения выемок f аппроксимируется соотношением:

$$\xi / \xi_{гл} = 1+6{,}5f \sin[3{,}14(h/d)], \qquad (1.11)$$

В работах В.Н. Афанасьева, Я.П. Чудновского и М.Я. Беленького с соавторами [31, 32] показаны результаты исследований влияния плотности расположения выемок на гидравлическое сопротивление. Из результатов исследований видно, что в нестесненных каналах, где $H/d \geq 0{,}7$ для "безотрывных" выемок ($h/d \leq 0{,}1...0{,}2$), коэффициент гидравлического сопротивления ξ практически не отличается от коэффициента $\xi_{гл}$ для гладкого канала во всем диапазоне изменения относительной плотности расположения выемок f.

В работе Ю.Ф. Гортышова, Р.Д. Амирханова [41] рассмотрен стесненный канал ($H/d = 0{,}1$), где увеличение f от 0 до 0,7 приводит к возрастанию относительного коэффициента гидравлического сопротивления $\xi/\xi_{гл}$ до 1,5 раз, а для глубоких выемок ($h/d = 0{,}5$) получено, что $\xi/\xi_{гл}$ возрастает до трех раз.

Изменение коэффициента гидравлического сопротивления в канале с СВОТ в зависимости от геометрических параметров матрицы по данным [105] аппроксимируется следующими уравнениями:

$$h_{сф}/d_{сф}=0{,}14 \div 0{,}31: \quad \varepsilon_{сф} = \frac{1{,}2406 \cdot \left(\frac{h_{сф}}{d_{сф}}\right)^{2{,}62}}{\left(\mathrm{Re}_h^{0{,}15} \cdot \left(\frac{H}{d_{сф}}\right)^{3{,}7\left(\frac{h_{сф}}{d_{сф}}\right)^{0{,}53}}\right)}, \qquad (1.12)$$

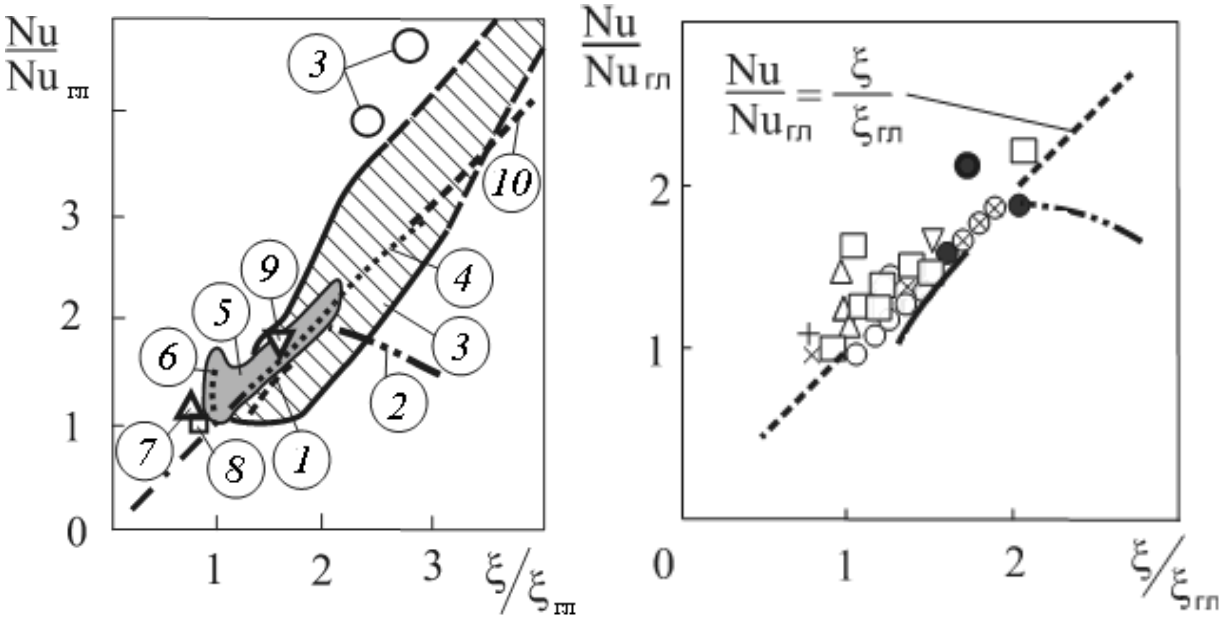
$$h_{сф}/d_{сф} = 0{,}5: \quad \varepsilon_{сф} = \frac{0{,}07872}{\left(\left(\frac{H}{d_{сф}}\right)^{2{,}632}\right)}, \qquad (1.13)$$

Рассмотрим результаты исследований сферических выемок по тепловой эффективность интенсификации теплообмена:

$$(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл})_{\mathrm{Re}} = f\,(\xi/\xi_{гл})_{\mathrm{Re}}, \qquad (1.14)$$

На рисунке 1.10, а обобщены результаты исследований теплогидравлических характеристик каналов со сферическими выемками, в следующих условиях эксперимента: h/d=0,07...0,5, H/d=0,1...1, f=0,16...0,78, расположение выемок – в шахматном и коридорном порядке, кромки – острые и скругленные. Для коаксиального канала, представлены результаты А.А. Александрова с соавторами [29], В.П. Почуева с соавторами [33], Ю.Ф. Гортышова с соавторами [4, 41], Г.И. Кикнадзе с соавторами [16, 45] и М.Я. Беленького с соавторами [32]. Для пучка трубок, расположенных в шахматном и коридорном порядке, В.Н. Афанасьева, Я.П. Чудновского [31] и М.Я. Беленького с соавторами [32] и результаты работы А.В.Туркина с соавторами [40]. Также много исследований гидравлического сопротивления и интенсификации теплообмена выполнены на безотрывных сферических выемках с $h/d < 0{,}1...0{,}2$ показаны рисунке 1.10, б. В целом результаты показанные на рисунке 1.10, а и б соответствуют равенству:

$$\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл} = \xi/\xi_{гл}, \qquad (1.15)$$



а б

Рисунок 1.10. Эффективность интенсификации теплообмена сферическими выемками (обобщение из монографии [23]) по данным различных авторов:

а) сферические «отрывные» выемки (h/d=0,07...0,5):
1 – [29]; 2 – [33]; 3 – [4, 41]; 4 – [16, 45]; 5 – [32], коаксиальный канал; 6 – [31]; 7,8 – [32], пучок трубок, расположенных в шахматном и коридорном порядке соответственно; 9 – [40]; 10 – соотношение (1.14)

б) сферические “безотрывные” выемки (h/d = 0,1…0,2):
—— – [29]; — - - — – [33]; ○ – одностороннее расположение выемок со скругленными кромками [4, 41]; ● – двухстороннее расположение выемок с острыми кромками [4, 41]; △ – [31]; □ – коаксиальный кольцевой канал [32]; + – пучок трубок, расположенных в шахматном порядке [32]; × – пучок трубок, расположенных в коридорном порядке [32]; ◊ – результаты исследований [7]; ▽ – [40]

Сравнение результатов, представленных на рис. 1.10, а и б показывает, что различный механизм обтекания потоком безотрывных (h/d < 0,1...0,2) и отрывных сферических выемок (h/d от 0,2 до 0,3) не мешает иметь адекватное изменение относительных коэффициентов сопротивления и теплоотдачи в этих выемках. Но, все же, преобладающее количество данных по безотрывным сферическим выемкам находится в диапазоне $Nu/Nu_{гл} \leq 1,7$, что указывает на более низкий уровень интенсификации теплообмена, нежели при использовании сферических выемок отрывного типа.

Эффективность интенсификации теплообмена поперечными кольцевыми выступами, рассмотренными в монографии Э.К. Калинина с соавторами [12], показано на рисунке 1.11. Поперечные кольцевые выступы в области рациональных значений геометрических параметров позволяют обеспечивать равенство $(Nu/Nu_{гл})_{Re} = (\xi/\xi_{гл})_{Re}$ для диапазона $\xi/\xi гл$ от 1,0 до 1,9...2,0. Далее увеличение теплоотдачи прекращается и увеличивается лишь гидравлическое сопротивление.

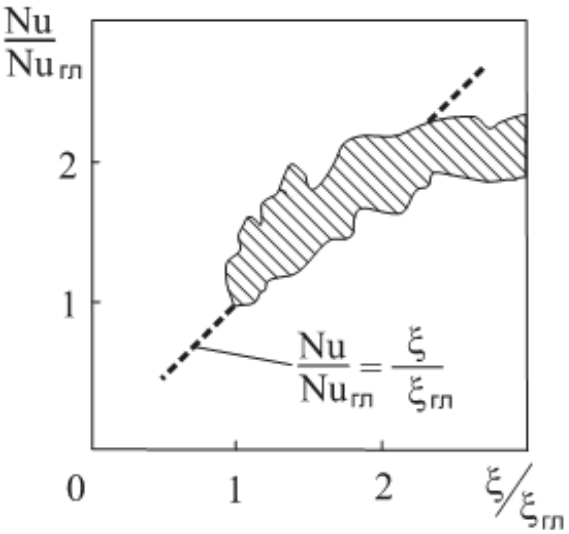


Рисунок 1.101Эффективность интенсификации теплообмена поперечными кольцевыми выступами в круглом канале [12]: \\\\ – область, занимаемая опытными точками (график заимствован из монографии [23])

Из вышесказанного следует, что предельный уровень интенсификации теплообмена поперечными кольцевыми выступами для равенства (1.15) составляет $(Nu/Nu_{гл})_{Re}$ =1,9...2,0, а сферические выемки обеспечивают равенство $(Nu/Nu_{гл})_{Re} = (\xi/\xi_{гл})_{Re}$ до более высоких значений прироста теплоотдачи. Для V-образной выемок [24] $(Nu/Nu_{гл})_{Re}$=2,8 при $(Nu/Nu_{гл})_{Re} = \xi/\xi_{гл})_{Re}$.

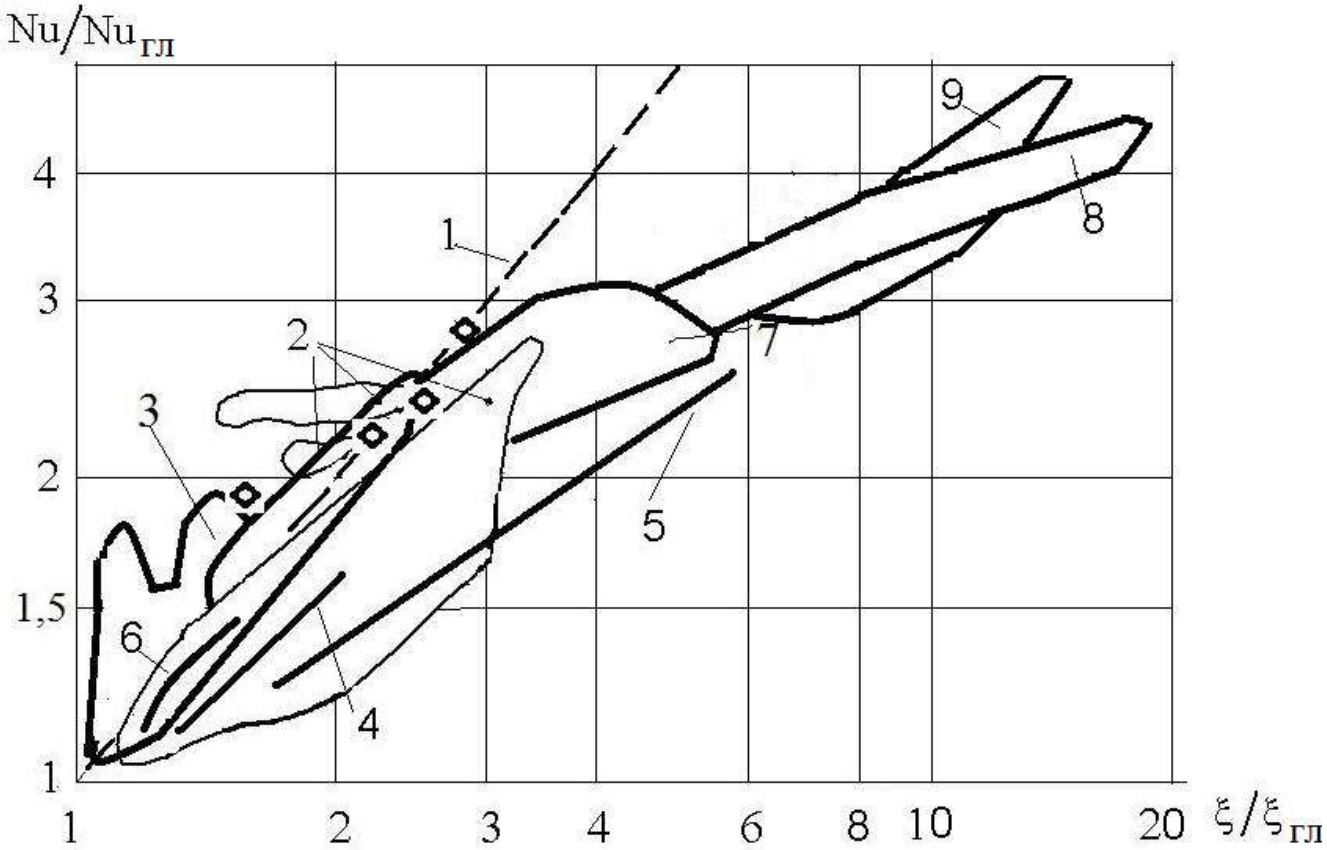


Рисунок 1.12. Энергетическая эффективность интенсификации теплообмена [63]: 1 – аналогия Рейнольдса (1.14); 2 – сферические выемки [7,64,65], 3 – сферические выемки [23], 4 - скрученные ленты, 5 - вихревая матрица [7], 6 - винтовые трубы, 7 – овальные скрученные трубы, 8 – закрученное течение [66], 9 – циклонное охлаждение [15], ◊ - v-образные выемки [24]

При выборе метода интенсификации теплообмена, [42], кроме теплогидравлической эффективности теплообменной поверхности (рисунок 1.12 и рисунок 1.13), требуется учитывать технологичность ее изготовления, прочностные и эксплуатационные требованиями. Более подробно для поверхностей с пристенной интенсификацией теплообмена эти факторы рассматриваются в монографии Ю.Ф. Гортышова с соавторами [4].

Исходное авторское обобщение по энергоэффективности интенсификации теплообмена в каналах, выполненнное А.А. Халатовым с соавторами [15] (Рисунок 1.13), будет использоваться в диссертации в двух направлениях: во-первых, при сопоставлении полученных результатов с другими, наиболее широко используемыми пристенными интенсификаторами теплообмена. А во-вторых –

при сравнительном анализе данных по ДДВ с вариантами принудительной закрутки теплоносителя в теплообменных каналах.

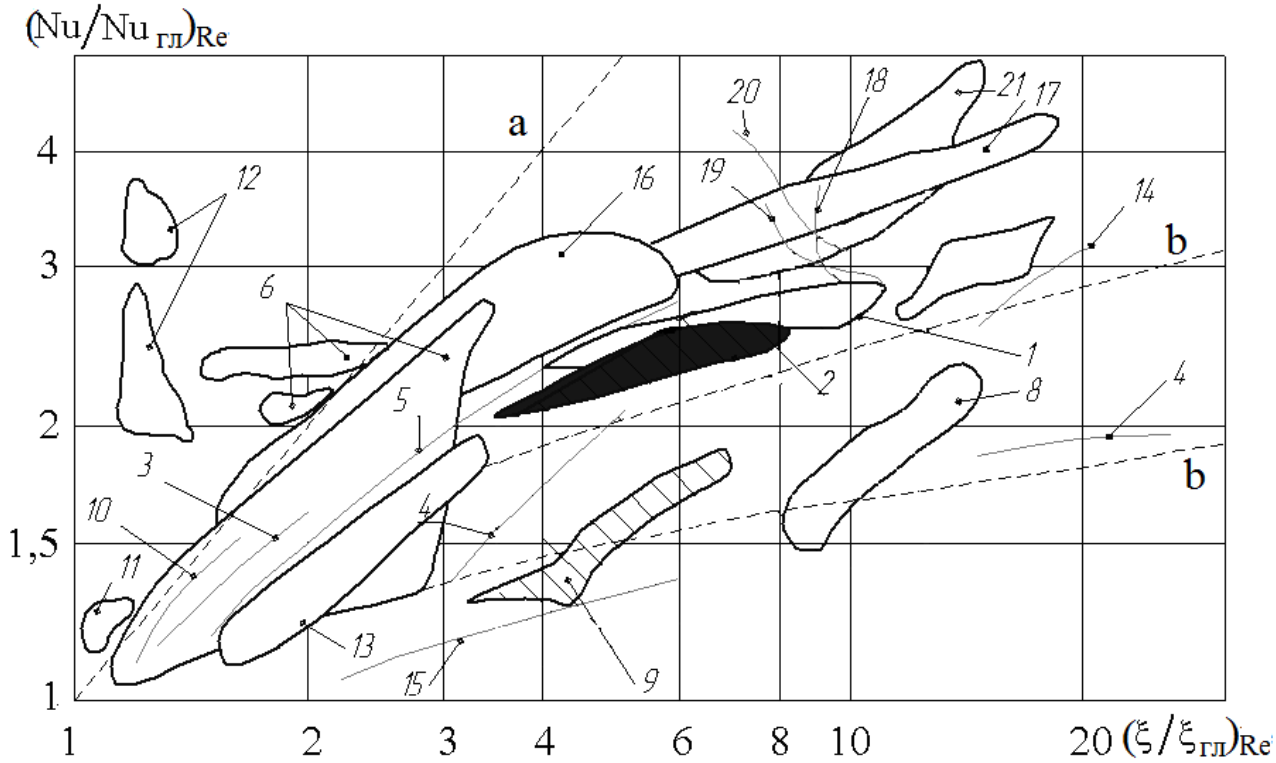


Рисунок 1.13. Сравнительный анализ различных способов интенсификации теплообмена по данным [63]: 1-внутреннее кольцевое оребрение; 2-сферические выступы на плоской поверхности; 3-скрученные ленты; 4-цилиндрические штырьки; 5-вихревая матрица [7]; 6-сферические углубления [7]; 6a-сферические углубления [64]; 6b-сферические углубления [65]; 7-внутренние спиральные канавки; 8-чередующиеся сферические выступы-углубления; 9-внутренние канавки; 10-винтовые трубы; 11-рибреты; 12-сферические углубления (кипение) [45]; 13-каналы переменного сечения; 14-зигзагообразные каналы; 15-криволинейные каналы; 16-овальные скрученные трубы; 17-закрученное течение в трубе [66]; 18-90° разрезные ребра [65]; 19,20-60° сплошные и разрезные ребра [65]; 21-внутреннее циклонное охлаждение (трехканальная циклонная схема); a: линия аналогии Рейнольдса.

1.2.2. Выемки безотрывного типа

Рассмотренные в работе Г.И.Кикнадзе и соавторов [44] результаты исследований по визуализации полусферических выемок, обтекаемых потоком воды, показало, при малых скоростях набегающего потока траектория течения воды около выемки незначительно искажается, практически повторяя обводы

полости выемки. При этом слои воды, протекающие над выемкой, стремятся углубиться в нее. При увеличении скорости потока искажаются все больше слоев воды над выемкой. Такое обтекание получило название «ламинарного безотрывного обтекания выемок» и соответствует только выемкам с относительной высотой (h/d=0,05–0,2), [25].

Рисунок 1.14. Визуализация обтекания полусферической выемки по данным [25]

При обтекании полусферической выемки потоком газа или жидкости происходит расширение потока в створе выемки за счет локального изменения геометрических характеристик канала. При этом расширение потока в створе выемки вызывает торможение движущихся частиц на ее передних скатах [25]. В экспериментах В.Н.Афанасьева и Я.П.Чудновского [31] наблюдается втягивание потока сплошной среды в выемку с увеличением средней скорости по краям и замедление посередине выемки. При исследовании профиля статического давления в продольном направлении получено, что на передней по ходу потока половине выемка обтекается диффузорным потоком, а задняя – конфузорным, при этом в выемке появляются нестационарные микроотрывы, как в диффузорно-конфузорном канале. Появляются и микровихри Тэйлора-Гёртлера.

Из анализа результатов экспериментов [25] следует, что торможение потока приводит к образованию возвратного течения, которое обтекает левый и правый по потоку части выемки, что приводит к возникновению зоны рециркуляции. Данные осесимметричные вихревые структуры, как показано в исследовании [45], возникают при более высоких скоростях. Рассмотренное исследование [44] по визуализации течения лазерным «ножом» в выемках с относительной глубиной

h/d=(0,17…0,25), показывает, что при скорости w_0=(0,3·10…2) м/с в выемке возникает вторичное течение в виде вихревой структуры, ось которой расположена поперек направления скорости основного потока, [4].

1.3. Обтекание сферических выемок в условиях наложенного на внешний поток продольного градиента давления

Прежде, чем анализировать влияние продольного градиента давления на теплоотдачу в сферических выемках отрывного типа, укажем, что в отрывных выемках определяющую роль в конвективном переносе теплоты играет возвратное течение. Поэтому если внешнее течение подвергается воздействию отрицательного градиента давления, то возвратное течение испытывает своего рода релаксацию – оно снижает интенсивность отрицательного градиента давления, исходно существующего в выемке отрывного типа.

Рассмотрим воздействия положительного градиента давления на пристенную область течения, где уменьшаться заполненность профиля скорости внешнего потока.

Анализ воздействия положительного продольного градиента давления определяется формпараметром f, который имеет вид [47]:

$$f = \frac{\delta^{**}}{W_\infty}\frac{dW_\infty}{dx}. \qquad (1.16)$$

В системах охлаждения и теплообменных трактах с их областью умеренных значений степени диффузорности и числах Рейнольдса Re^{**}, рассчитанных по толщине потери импульса, порядка $Re^{**}\approx 10^3$, важных для практических приложений, прослеживается закономерность возрастания теплоотдачи по мере увеличения степени диффузорности потока.

Для диффузорного течения характерны факторы, влияющих на конвективный теплообмен: снижение переноса теплоты около стенки за счет меньшей заполненности профиля скорости во внутренней области пограничного

слоя и увеличение этого переноса благодаря повышенной генерации турбулентных пульсаций в пристенной области, которое при росте положительного градиента давления интенсифицируется. Второй фактор в технических приложениях типа систем охлаждения ГТД и ГТУ обычно превалирует.

По работам А.И. Леонтьева с соавторами [48], в диффузорном канале (наряду с переходной областью) на профиле степени турбулентности Tu наблюдается второй максимум в области y/δ = 0,3…0,6, что указывает еще на одну дополнительную область генерации турбулентности.

Присутствие отрицательного градиента давления приводит к снижению коэффициента теплоотдачи. В исследовании В.К. Щукина с соавторами [49] показано, что это уменьшение коэффициента теплоотдачи пропорционально $W_\infty^{-0,5}$. Увеличение заполненности профиля скорости возникает при реализации ускоренных течений, что приводит к росту теплоотдачи. При снижении заполненности профиля возникает тенденция к подавлению турбулентных пульсаций. Анализируя воздействия отрицательного градиента давления, применяют параметр ускорения K, характеризующий степень ускорения потока:

$$K = \frac{\nu}{W_\infty^2}\frac{dW_\infty}{dx} \quad , \qquad (1.17)$$

По данным [49] уменьшение коэффициента теплоотдачи начинает проявляться при $K > 2\cdot10^{-6}$. При значительных ускорениях потока может начаться реламинаризация пограничного слоя.

Настоящее исследование, выполненное соискателем, было инициировано анализом результатов экспериментов по исследованию теплоотдачи в полусферических выемках, обтекаемых внешним ускоряющимся (конфузорным) потоком. Эти результаты, полученные в свое время в научной группе А.В. Щукина, [49, 37], позволили сделать вывод о положительном влиянии на интенсификацию теплообмена диффузорных эффектов, возникающих в возвратном течении полусферических выемок при обтекании их внешним

ускоряющимся (конфузорным) потоком. Результаты выполненных этой научной группой физических экспериментов однозначно показали значительное (до двух раз) увеличение средней теплоотдачи в полостях одиночной полусферической выемки и матрицы полусферических выемок. Была установлена причина этого положительного эффекта. Она состоит в снижении конфузорности возвратного течения в выемке, вызванного его релаксацией – как «ответ» на ускоряющее воздействия внешнего потока.

Известно, что положительный градиент давления или снижение параметра ускорения К способствует развитию различных явлений неустойчивости, микро- и макроотрывных явлений, увеличивающих теплоотдачу около обтекаемой поверхности. В полусферической выемке это – микровихри Тейлора-Гёртлера, которые возникают на участке разворота потока после его присоединения, а также благодаря вогнутой форме полости выемки.

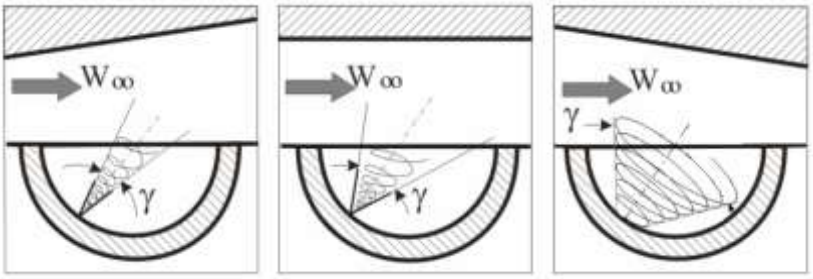


Рисунок 1.15. Форма вихревой структуры по результатам визуализации: $Re_d=7\cdot10^4\ldots3\cdot10^5$; а-положительный градиент давления; б-безградиентное обтекание выемок; в-отрицательный градиент давления [23]

Как следует из рисунка 1.15, при обтекании полусферической выемки ускоряющимся внешним потоком самоорганизующиеся крупномасштабные вихревые структуры имеют наиболее высокую интенсивность. Действительно, в сферической выемке отрывного типа степень ускорения возвратного течения в этом случае имеет наименьшее значение, что способствует увеличению теплоотдачи в полусферической выемке.

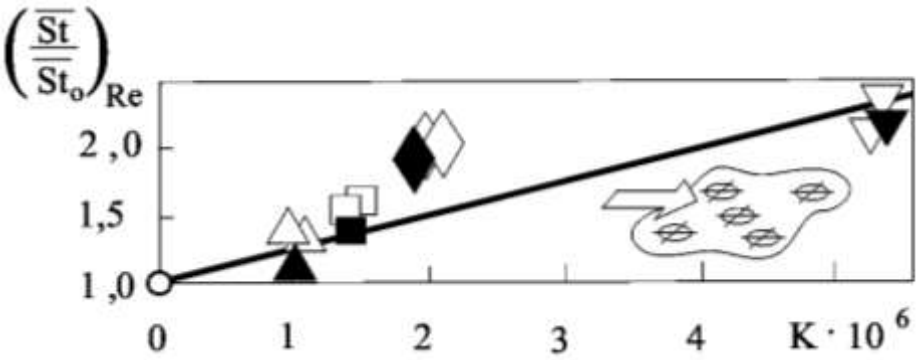


Рисунок 1.16. Влияние отрицательного градиента давления на интенсификацию теплообмена в системе полусферических выемок: $Re_d=7\cdot10^4$; темные значки - система выемок; светлые-одиночная выемка [23]

Выполненные исследования средней теплоотдачи в полусферических выемках, обтекаемых ускоряющимся внешним потоком, показали, что средняя теплоотдача в таких выемках может возрасти более, чем в 2 раза, по сравнению с безградиентным внешним потоком, если обеспечить коэффициент ускорения внешнего потока $K\approx5{,}2\cdot10^{-6}$.

1.4. Теплообмен и гидродинамика потоков в каналах с выемками и выступами других типов

V-образные выемки

В экспериментальном исследовании C. Neil Jordan и Lesley M. Wright [24] предлагаются в качестве интенсификаторов теплообмена V-образные выемки, в которых образуются парные структуры потока, похожие на те, которые создаются в наклонных ребристых каналах – в нишах. Теплогидравлические характеристики V-образных выемок исследованы в диапазоне чисел Рейнольдса (Re = 10000 - 40000) в прямоугольном канале с односторонним расположением выемок. Физическая модель вихреобразования в таких выемках сходна с процессами во взаимоперекрещивающихся (компланарных) каналах, внедренных в системы охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбин ГТД и ГТУ [7].

В результате обтекания выемки тангенциальным потоком в обеих ее наклонных полостях образуются по мощному вихрю взаимопротивоположного

вращения. Такие вихри способствуют высоким коэффициентам теплоотдачи вдоль задней кромки обоих каналов и ниже по потоку от выемки. Эти пары вихрей противоположного вращения образуется внутри канала за каждой из V-образных выемок. Вихри противоположного вращения, в виду эффекта разрежения, втягивают внешний поток в выемку. В вихревых структурах этот поток взаимодействует с боковой и донной поверхностями выемки.

Вид парного вихря в V-образной выемке показан на рисунке 1.17.

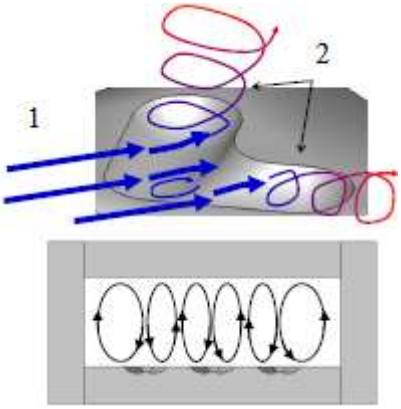


Рисунок 1.17. Схема V-образной выемки, генерирующей парный вихрь [24]: 1-основной поток теплоносителя, 2-пара вихрей противоположного вращения.

Предложенные V-образные выемки, могут стать альтернативой для клиновидных ребер и полусферические выемок. Основным преимуществом предлагаемых V-образных выемок является повышение интенсификации теплообмена с увеличением числа Рейнольдса из-за самоорганизации вращающихся в противоположных направлениях вихрей, сформированных в наклонных каналах выемки. У таких интенсификаторов теплообмена показатель степени при числе Рейнольдса составляет n = 0,9.

Общая теория переноса в турбулентном течении, основанная на гипотезе о пути перемешивания, позволила сконструировать удовлетворительное полуэмпирическое выражение для турбулентного трения, однако недостаточность представлений о механизме турбулентного переноса теплоты потребовало использовать предположение об аналогии Рейнольдса [21]. Отметим, что, судя по рисунку 1.18, для V-образных выемок $(Nu/Nu_{гл})_{Re} = (\xi/\xi_{гл})_{Re}$, то есть аналогия Рейнольдса соблюдается в полной мере. Повторяемость картины течения около

каждой выемки обеспечивает возможность расчета теплообмена и трения во всем канале на основе детального исследования обтекания единичной выемки.

Овальные наклонные выемки

Рассмотрим исследования траншейных выемок [50], представляющих собой две разнесенные половинки полусферической выемки, соединенные цилиндрической вставкой, обладающих повышенной теплоотдачей, по сравнению с полусферическими выемками [51,52], за счет использования моносмерчевых режимов обтекания глубоких полусферических выемок в новой конструкции, которая генерирует такие вихревые структуры. В конструкции укороченной траншейной выемки вводится параметр длины вставки L и угол наклона продольной оси выемки по отношению к набегающему потоку φ. Также такие выемки называют овальными [26,53] по тому, как они сконструированы. Рассмотрим сравнение овальных лунок со сферическими при фиксации площади пятна в потоке турбулентного течения, выполненное в [54]. В работе представлена овальная выемка относительной глубиной 0.35 и с относительным удлинением, равным шести. При этом с уширением овальной выемки обнаружена тенденция к ламинаризации вихревого течения в канале, а с уменьшением ширины овальной выемки резко сокращается размер отрывной зоны течения в верховье выемки, после чего практически вся выемка становится проточной, заполненной закрученным потоком. Таким образом, рациональная форма овальной выемки – это узкая, наклоненная под углом 45° траншея, [55].

Рисунок 1.18. Овальная наклонная выемка в виде сферических сегментов, соединенных цилиндрической вставкой [26]

Овальные выемки рассмотренны как экспериментально - в виде визуализационных исследований, так и численным моделированием. Обнаружено, что источник веретенообразного вихря располагается на дне передней по потоку сферической части выемки, а сток периодически присоединяется к кормовой сферической части выемки или выбрасывается наружу из углубления в форме самоорганизующегося крупномасштабного вихря, прикрепленного к передней сферической части выемки. Этот торнадообразный вихрь простирается вдоль цилиндрической части выемки, совершая, кроме вращательного движения по спиральной траектории, также и колебательное движение, [26].

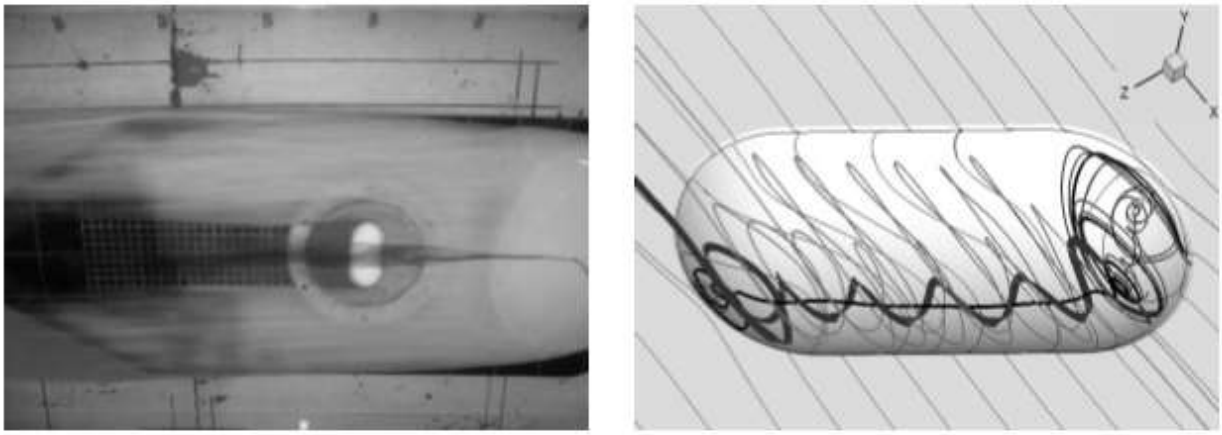


Рисунок 1.19. а) Визуализация взаимодействия набегающего потока с внутренней структурой овальной лунки (w=0,1 м/с и α=90°) и б) Численное моделирование вихревого движения внутри овальной лунки глубиной 0,35d для Re_d=4000 и α=60° [26]

Овальные выемки, расположенные на стенке узкого микроканала [56], в отличие от сферических выемок, способны интенсифицировать теплообмен, увеличивая теплоотдачу примерно на 10%. За счет снижения гидравлических потерь теплогидравлическая эффективность возрастает еще выше – до 13%.

Кольцевые (поперечные) выступы

Простым способом интенсификации конвективного теплообмена является нанесение накаткой низких выступов (рисунок 1.20) и канавок на гладкой поверхности труб. Такие интенсификаторы, значительно изменяют площадь поперечного сечения канала. При этом теплообмен увеличивается в 2 и более раз, но увеличивается и сопротивление, значительно опережая рост теплоотдачи.

Рисунок 1.20 Канал (труба) с поперечными кольцевыми выступами [12]

При малых числах Рейнольдса и большом относительном шаге между выступами интенсификация потока приводит к опережающему нарастанию теплообмена над увеличением сопротивления.

Сферические выступы

Рассмотрим интенсификаторы теплоообмена в виде сферических выступов на поверхности. На рисунке 1.21 показано, что основной поток натекает на переднюю кромку выступа и обтекает его с формированием подковообразного вихря, а с тыльной стороны выступа формируется застойная зона.

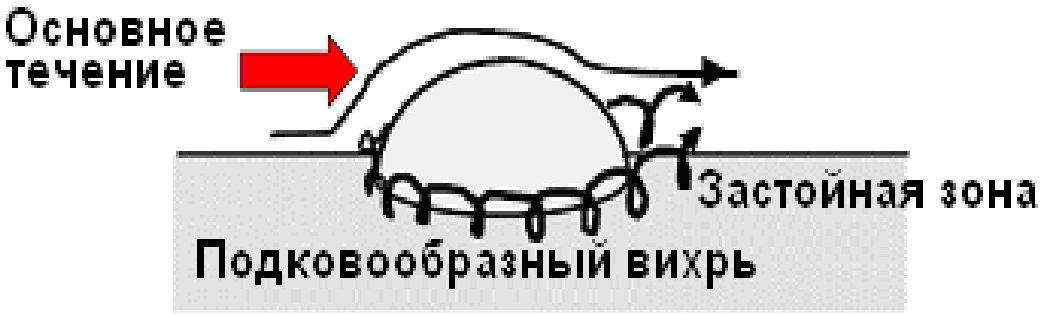


Рисунок 1.21. Обтекание сферической выемки [62]

Интенсификация средней теплоотдачи в канале со сферическими выступами в работе [62] составляет приблизительно 2,7 раза по сравнению с гладким каналом. При этом коэффициент гидравлического сопротивления увеличился в 20 раз.

Из обзора литературных источников известны также сдвоенные сферические выемки [95]. Они относятся к классу выемок отрывного типа. Судя по приведенным в цитируемой работе данным, максимальные значения интенсификации теплообмена такими выемками не превышает $(Nu/Nu_{гл})_{Re} \approx (1{,}3\ldots1{,}4)$ при соответствующим увеличении гидравлического сопротивления $(\xi/\xi_{гл})_{Re} \approx (1{,}6\ldots1{,}7)$.

1.5. Постановка задач исследования

При исследовании интенсификаторов теплообмена одной из важных задач является изучение структуры потока, обтекающего теплообменную поверхность, условий образования и развития самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур и др. В работе [4] был выполнен анализ результатов исследований о вкладе самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур (СКВС) в интенсификацию теплообмена сферическими выемками отрывного типа (СВОТ), у которых относительная глубина h/d > 0,1…0,2). Был сделан вывод о том, что вклад СКВС в интенсификацию теплообмена на поверхности со СВОТ невелик. Кроме этого указывается, что вряд ли можно ожидать эффекта интенсификации теплообмена на поверхности собственно выемки в турбулентном потоке.

Вместе с этим, из обзорной работы [3] следует, что имеются впечатляющие успехи в использовании СКВС в широком спектре технических приложений. Как следует из этой публикации, ведущие исследовательские центры многих стран проводят многочисленные исследования по использованию СКВС в различных областях техники.

Таким образом, есть все основания утверждать, что увеличение мощности СКВС позволит повысить эффективность технических устройств, функционирующих на базе физических процессов, происходящих в СКВС.

Таким образом, средством достижения сформулированной в диссертации цели был поиск вариантов увеличения мощности крупномасштабных вихревых структур в выемке отрывного типа. В связи с этим, нами были использован полученный ранее в КНИТУ-КАИ, (1995г.) положительный эффект при обтекании полусферической выемки внешним ускоряющимся потоком (рисунок 1.16, [23]).

На основе проведенного обзора литературы поставлена основная цель работы: повысить тепловую эффективность пристенной интенсификации

теплообмена на турбулентном режиме течения для теплообменных аппаратов, систем охлаждения двигателей, и энергоустановок**.**

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Обосновать выбор схемы и форму пристенного интенсификатора теплообмена и на этой основе разработать интенсификатор повышенной тепловой эффективности (двухполостная диффузорная выемка - ДДВ).

2. На основе разработанного соискателем экспериментального стенда исследовать теплоотдачу в канале с матрицей ДДВ и получить соответствующее уравнение подобия.

3. Для условий и программы сравнительного исследования теплоотдачи получить опытные данные по гидравлическому сопротивлению канала с ДДВ с получением уравнения подобия;

4. Экспериментально исследовать коэффициент давления и протяженность конфузорного и диффузорного участков в возвратном течении ДДВ. На основе визуализационных экспериментов установить режимы течения в ДДВ, классифицированные по диапазонам значений чисел Рейнольдса, установить основные параметры самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур, образующихся в ДДВ.

5. На основе визуализационных опытов, определения коэффициента давления и измерения степени турбулентности потоков сформулировать физическую модель интенсификации теплообмена в предложенной соискателем выемке; проанализировать тепловую и энергетическую эффективность ДДВ в сравнении с другими широко используемыми пристенными интенсификаторами теплообмена.

6. Разработать рекомендации для расчета теплообменных каналов с использованием ДДВ и продемонстрировать возможности ДДВ в качестве интенсификатора теплообмена на примере сравнительных поверочных расчетов охлаждаемых турбинных лопаток.

ГЛАВА 2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СРЕДНЕЙ ТЕПЛООТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ПОВЕРХНОСТИ С ДВУХПОЛОСТНЫМИ ДИФФУЗОРНЫМИ ВЫЕМКАМИ

2.1. Обоснование выбора схемы и формы пристенного интенсификатора теплообмена

На основе анализа изложенных в первой главе диссертации результатов исследований было принято решение перенести интенсифицирующее воздействие с отрицательным продольным градиентом давления внешнего потока, обтекающего выемку, в полость выемки. Кроме этого, было решено выполнить выемку двухполостной формы - с двумя непрерывно функционирующими вихревыми структурами. Последовательность выполняемых действий по модернизации СВОТ для получения в ней дополнительного интенсифицирующего эффекта продемонстрирована на рисунке 2.1. В этом заключается суть решения первой задачи выполняемого исследования.

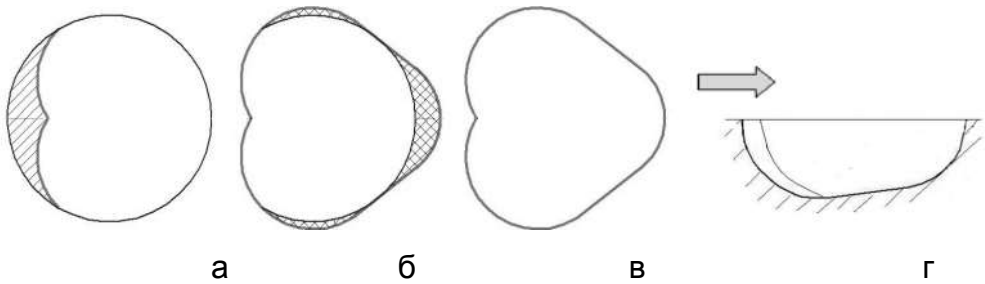


Рисунок 2.1. Алгоритм создания нового пристенного интенсификатора теплообмена [72,73,74]: а – установка в СВОТ ребра-разделителя потока; б – придание выемке в плане диффузорной формы для возвратного течения; в – окончательный вид ДДВ в плане; г – форма продольного сечения ДДВ с диффузорной донной поверхностью для возвратного течения

Взяв за основу сферическую выемку отрывного типа, была видоизменена ее схема по принципиальным позициям. Во-первых – было введено ребро-разделитель потока для организации двух непрерывно функционирующих самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур. Во-вторых –

боковым и донной поверхностям обеих полостей придали (для возвратного течения) диффузорную форму. Она обеспечивает условия, благоприятные для дополнительной интенсификации теплообмена в возвратных течениях.

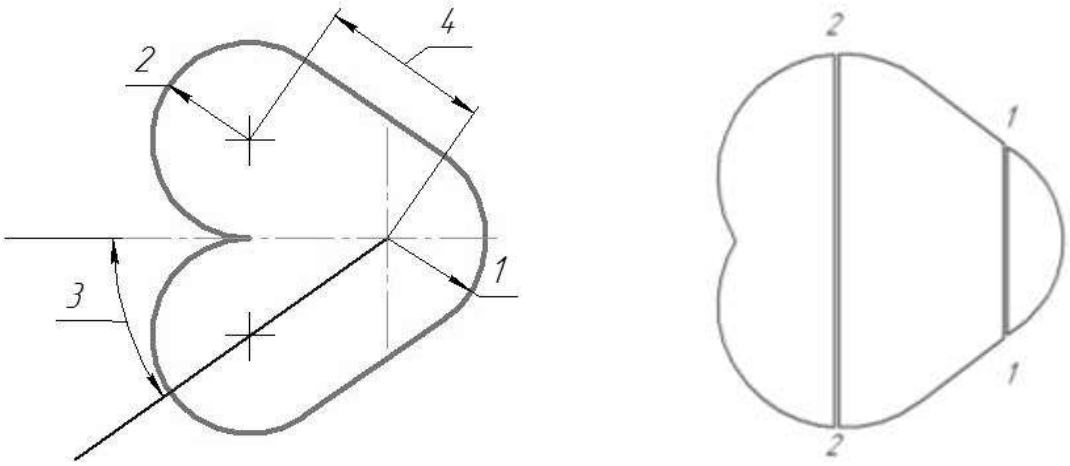


Рисунок 2.2. Двухполостная диффузорная выемка [76]: 1-Радиус выходной кромки, 2-Радиус входной кромки, 3-Угол раскрытия α, 4-Межцентровое расстояние b

При этом, площадь поперечных сечений выемки от выходной кромки F_1=795 мм^2 к входной кромке F_2=2148 мм^2 для принятых геометрических параметров увеличивается в 2,7 раза.

Предполагалось использовать диффузорный эффект, установленный А.В. Щукиным с соавторами [23] в классических полусферических выемках при обтекании их внешним ускоряющимся (конфузорным) потоком. Как показали сравнительные эксперименты, происходило увеличение теплоотдачи в полости одиночной полусферической выемки до 2-х раз, за счет диффузорного характера возвратного течения в выемке (см. главу 1 диссертации).

Диффузорный эффект в предлагаемой схеме выемки реализован за счет обводов ее полостей, которые образуют криволинейный трехмерный диффузор для возвратного течения [61].

Реализованная в диссертации схема двухполостной диффузорной выемки позволяет генерировать непрерывно и одновременно две СКВС. А в полусферических выемках СКВС дискретны во времени, поскольку образуются последовательно: то в одном, то в другом эпицентре. В результате в

традиционных сферических выемках отрывного типа примерно 45% времени вихрь существует в одном эпицентре, 45% времени – в другом, и около 10% времени происходит одновременный процесс образование вихревой структуры в одном из эпицентров выемки, а в другом – ее исчезновение.

2.2. Обоснование выбора варьируемых параметров и метода исследования теплоотдачи в экспериментальном исследовании

Для применения результатов исследования в инженерной практике необходимо проводить опыты в диапазоне изменения чисел подобия, соответствующем условиям работы натурных систем воздушного охлаждения турбинных лопаток ГТД или проточной части теплообменных аппаратов.

Основным числом подобия для решаемой задачи является число Рейнольдса Re. В настоящем исследовании значение числа Re_D, построенного по гидравлическому диаметру $D_г$ канала, варьировалось от $1 \cdot 10^4$ до $6 \cdot 10^4$. Этот диапазон изменения Re_D соответствует условиям работы натурных систем охлаждения ГТД и ГТУ [71]. Все исследования проводились в области турбулентного режим течения. Геометриеское подобие должно быть обеспечено при переходе с модели на натурные теплообменные поверхности равенством симплексов h/d; H/d; f ($f = \Sigma F_{выемок} / F_{исх.гл.}$) и др. Переход на другой теплоноситель учитывается числом Прандтля Pr.

Согласно подходу, правомерность которого доказана в работах В.К. Мигая [13], при исследовании теплогидравлических параметров около поверхности с нанесенным на нее массивом однотипных элементов достаточно выполнить исследование на одном из элементов этого исследуемого массива. Полученные данные распространяются на остальные, находящиеся в одинаковых гидродинамических условиях элементы массива. Такой подход позволяет существенно упростить и удешевить получение научных результатов без заметной потери точности.

Однако в этом случае не учитываются процессы взаимодействия СКВС с участками исходно гладкой поверхности, расположенными между дискретно расположенными интенсификаторами теплообмена. Поэтому для разработки инженерных рекомендаций по расчету и проектированию каналов с интенсификацией теплообмена целесообразны эксперименты с матрицей интенсификаторов. В то же время, для исследования физических процессов, происходящих в одиночной выемке, необходимы данные опытов на одиночной модели ДДВ.

При исследовании конвективного теплообмена могут использоваться различные экспериментальные методы: калориметрический и электрометрический методы, градиентный метод, метод регулярного теплового режима, метод тонкого элемента и др. Каждый из этих методов имеет свои сильные и слабые стороны, подробно описанные в [58]. Сравнения преимуществ и недостатков вышеуказанных методов применительно к задаче настоящего исследования позволило заключить, что наиболее целесообразным является электрометрический метод, который показал вполне удовлетворительные результаты в сравнительных тестовых и программных экспериментах.

2.3. Экспериментальная установка для исследования средней теплоотдачи и гидравлического сопротивления в прямоугольном канале с двухполостными диффузорными выемками

2.3.1. Описание экспериментальной установки для исследования теплоотдачи и сопротивления в канале с двухполостными диффузорными выемками

Исследование интенсификации теплообмена с применением двухполостных диффузорных выемок осуществлялось опытным путем на разработанной соискателем экспериментальной установке (Рисунок 2.3).

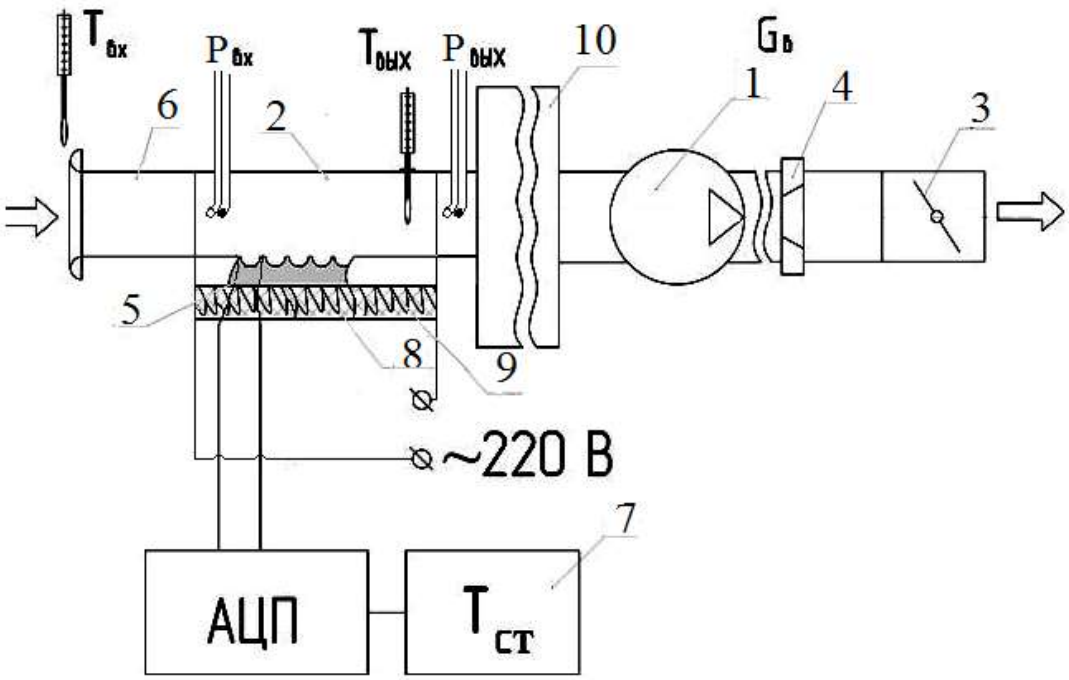


Рисунок 2.3. Схема экспериментальной установки [77, 78, 79]: 1 – воздушный компрессор, 2 – опытный участок, 3 – заслонка, 4 –устройство измерения расхода воздуха, 5 - объект исследования (поверхность с выемками), 6 – начальный участок, 7 – система измерения температуры, 8 – шамотная плита, 9 – нагревательный элемент, 10 – канал отвода воздуха

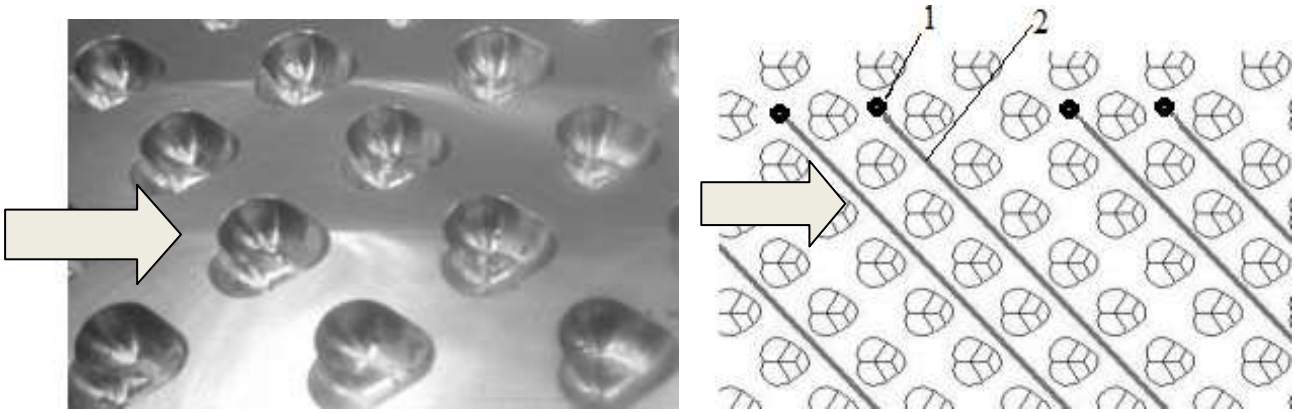
Экспериментальная установка для исследования средней теплоотдачи и гидравлического сопротивления в канале с ДДВ представляла собой канал прямоугольного поперечного сечения 30х300 мм с предвключенным участком. Относительная высота канала предвключенного и рабочего участка составляла $H/D_г$=0,55, где $D_г$ =0,054 м. Начальный участок был оборудован плавным (радиусным) входом.

Внешний вид установки представлен на рисунке 2.4.

Рисунок 2.4. Общий вид опытного участка с системой измерения давления [75,76]

Поток воздуха создавался центробежной воздуходувкой 1, работающей на всасывание. Расход воздуха, поступающего в опытный участок 2, регулировался заслонкой 3 и измерялся стандартной диафрагмой 4.

В нижней части опытного участка 2 установлена пластина с матрицей ДДВ 5 - объектом исследования (Рисунок 2.5).



а б

Рисунок 2.5. Объект исследования – фрагмент матрицы с двухполостными диффузорными выемками [80, 81]: а - фрагмент общего вида теплообменной пластины (всего - 711 выемок) ; б -схема фрагмента теплообменной пластины с поверхностными термопарами, где 1 – спай термопары, 2 – уложенные в канавки термопарные провода

Тепловой поток создавался нагревательным элементом 3, выполненным из нихромовой проволоки, навитой в спираль и размещенной в канавках основания, изготовленного из шамотной плиты. Питание нагревателя осуществлялось от сети переменного тока с напряжением 220 В, сила тока достигала значения в 3,2 А. Между нагревателем и теплообменной пластиной была установлена пластина из листовой меди, предназначенная для выравнивания теплового потока по площади объекта исследования.

2.3.2. Объект исследования – теплообменная поверхность с двухполостными диффузорными выемками

Теплообменная пластина 1 (объект исследования, рисунок 2.6) шириной 300 мм и длиной 450 мм, устанавливалась в опытный участок (рисунок 2.7). На ее поверхности была нанесена система двухполостных диффузорных выемок с эквивалентным диаметром $d_{ддв}$ =9,4 мм, глубиной $h_{ддв}$=3,6 мм (относительная глубина $h_{ддв}/d_{ддв}$ = 0,34, всего – 711 выемок). Выемки располагались на поверхности пластины равномерно, в шахматном порядке, с относительной плотностью f = 0,35. Высота канала H составляла 30мм, соответственно, относительная высота канала $H/d_{ддв}$ = 3,26.

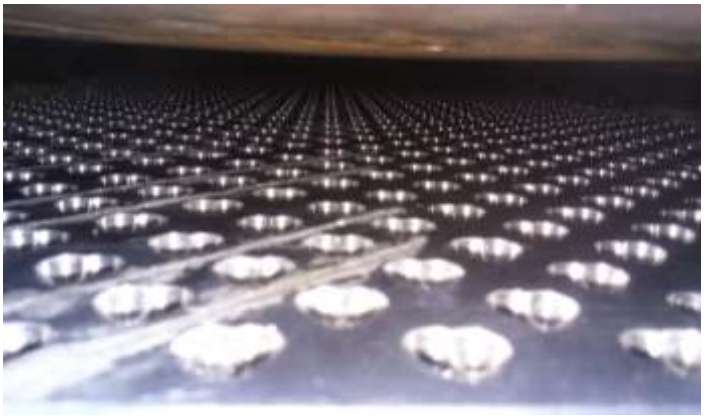


Рисунок 2.6. Общий вид теплообменной пластины с матрицей двухполостных диффузорных выемок [85, 86]: относительная плотность расположения выемок f = 0,35; относительная глубина ($h/d_г$) = 0,34; относительная высота канала ($H/d_г$) = 3,26

Наружный кожух 5 опытного участка был выполнен из листового металла толщиной 1 мм.

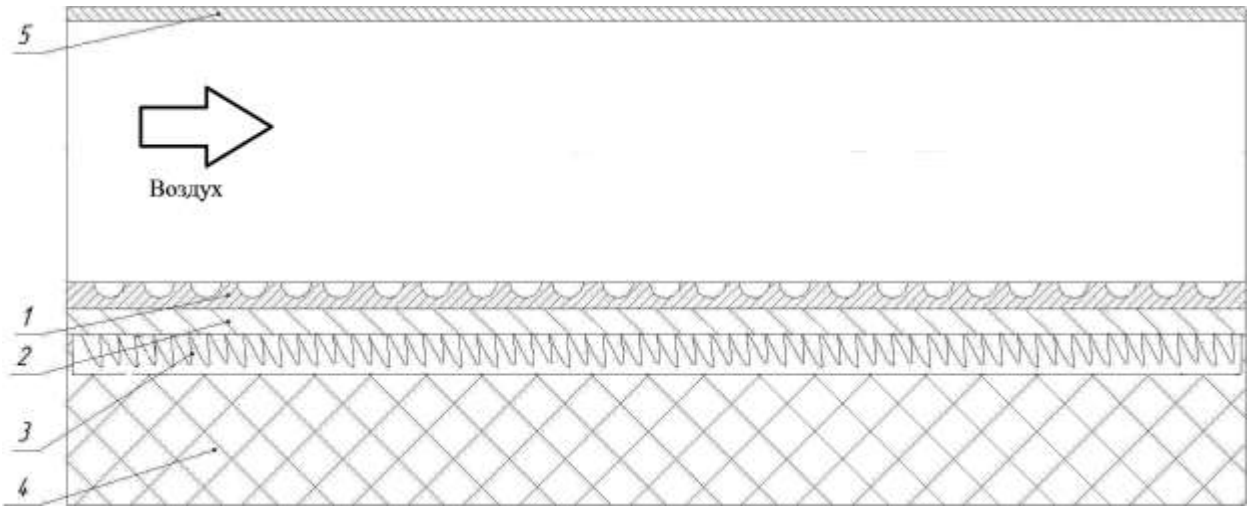


Рисунок 2.7. Схема установки теплообменной пластины в опытном участке [93,84]: 1 – объект исследования (поверхность с выемками), 2 – медная пластина, 3 – нагревательный элемент, 4 – шамотная плита, 5 – наружный кожух

Теплообменная поверхность с ДДВ 1 устанавливалась в нижней части опытного участка. Снизу она подогревалась с помощью нагревательного элемента 3, расположенного в шамотной плите-теплоизоляторе 4. Между нагревательным элементом 3 и теплообменной поверхностью с ДДВ устанавливалась медная пластина 2 для равномерного распределения теплового потока.

2.3.3. Методика проведения опытов

Для исследования теплообменной поверхности с ДДВ принят следующий алгоритм проведения экспериментов:

1.Включение измерительной аппаратуры: компьютера, приборов.

2. Выход на стационарный тепловой режим:

- запуск компрессора;

- положение заслонки устанавливается на режим необходимого расхода G;

- включение электронагревателя для создания теплового потока в стенке теплообменной пластины;

- проверка стационарности теплового режима, которая контролируется неизменным во времени значением температуры потока воздуха на выходе из опытного участка и температуры поверхности теплообменной пластины.

4. Измерение параметров в эксперименте по исследованию теплоотдачи:

- измерение температуры торможения во входном и выходном сечениях опытного участка $T^*_{вх}$, $T^*_{вых}$;

- замер температуры вдоль поверхности теплообменной пластины регистрацией термо-ЭДС 16-ти хромель-алюмелевых термопар.

6. Переход на следующий режим эксперимента по числу Рейнольдса путем изменения массового расхода воздуха (кг/с).

2.3.4. Методика обработки результатов экспериментов

Определение средней теплоотдачи поверхности на пластине с ДДВ в прямоугольном канале:

Расчет числа Рейнольдса:

1. Определяется расход воздуха по формуле:

$$G = \alpha_{расх} \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot dP_{расх}}\ , \text{ (кг/с)} \qquad (2.1)$$

где $$\rho = \frac{P_{расх}}{R_B \cdot T_{расх}} \text{ (кг/м}^3\text{)} \qquad (2.2)$$

2. Определяется характерный линейный размер:

характерный линейный размер – гидравлический диаметр канала $D_г$, который рассчитывается по следующей формуле:

$$D_г = 4F/П, \text{ (м)}. \qquad (2.3)$$

3. Рассчитывается среднерасходная скорость в рабочем участке:

$$w = G/\rho F, \text{ (м/с)}. \qquad (2.4)$$

4. Определяется число Рейнольдса:

$$\mathrm{Re}_D = \frac{W_{cp} D_Г}{\nu}. \qquad (2.5)$$

Расчет теплоотдачи:

Как было указано выше, теплоотдача определялась электрометрическим методом. Распределение температуры воздуха вдоль поверхности было линейным благодаря используемому закону подвода теплоты к теплоотдающей поверхности q = const. Поэтому она может быть рассчитана по измеренным температурам воздуха на входе и выходе из рабочего участка. Методика расчета коэффициента теплоотдачи состоит в следующем:

1. Производится измерение температур поверхности пластины t_i, омываемой потоком воздуха.

2. Учитывая, что изменение температуры воздуха в рабочем участке линейное, находим текущее значение температуры воздуха:

$$t_{i_возд} = t_{вх} + i\frac{t_{вых} - t_{вх}}{15}, \text{ (K)}. \qquad (2.6)$$

3. Плотность теплового потока

$$q=Q/F, \text{ (Вт/м}^2\text{)} \qquad (2.7)$$

4. Вычисляются местные коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_i = \frac{q_i}{(t_i - t_{i\ возд})} \quad \text{(Вт/м}^2\text{*K)}, \qquad (2.8)$$

5. Среднее значение коэффициента теплоотдачи определяется так:

$$\alpha_{cp} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\alpha_i, \text{ (Вт/м}^{2*}\text{K)}. \qquad (2.9)$$

6. Определяется число Нуссельта:

$$Nu_{cp} = \frac{\alpha_{cp} \cdot D_Г}{\lambda_в}. \qquad (2.10)$$

Определение коэффициента гидравлического сопротивление прямоугольного канала с ДДВ:

Рассчитывается гидравлическое сопротивление канала опытного участка по формуле:

$$\xi_{сф} = \frac{(P^*_{вх} - P^*_{выхi})}{\frac{\rho \cdot W^2_{ср}}{2}} \cdot \frac{D_г}{L} . \qquad (2.11)$$

2.3.5. Оценка относительной погрешности результатов эксперимента

Оценка относительной погрешности определения параметров проводилась в соответствии с рекомендациями [59]. Имеются два вида величин: получаемые непосредственно измерением и рассчитываемые на основании экспериментальных данных с помощью каких-либо методик.

Непосредственное измерение величин осуществляется с определенной степенью точности. Вследствие этого они отличаются от истинных значений, т.е. являются приближенными и определяются с какой-то погрешностью, определяемой различными факторами. Для непосредственно измеряемых величин различают следующие виды погрешностей: систематическую, случайную и грубую.

Систематическая погрешность вызывается неточностью приборов (инструментальная погрешность) и несовершенством методики измерения. Для компенсации инструментальной погрешности все средства измерения подвергались тарировке. Для повышения точности анализа полученных результатов в настоящем исследовании использован метод относительного соответствия, одним из авторов которого является В.П.Мотулевич [59]. В соответствии с этим методом результаты экспериментальных исследований целесообразно представлять в относительном виде. В числителе записывается результат исследования теплоотдачи при сложных граничных условиях, а в знаменателе – базовое его значение для стандартных условий. При этом важно,

чтобы оба результата были получены при прочих одинаковых условиях проведения эксперимента.

В этом случае неминуемо снижается систематическая погрешность определяемого параметра, поскольку и в числителе и в знаменателе присутствует одна и та же погрешность, которая «взаимно сокращается».

При вычислении ожидаемой погрешности было принято, что случайная составляющая погрешности изменяется по нормальному закону распределения. Грубые погрешности исключались. После введения поправок для исключения систематических погрешностей, за результат измерений принималось среднее арифметическое результатов измерений:

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i, \qquad (2.12)$$

где x_i – i-ый результат измерения; n – количество повторений измерения (3 измерения).

Разность Δ между результатом эксперимента x_i и истинным значением искомой величины $\bar{x}$ называют абсолютной погрешностью эксперимента:

$$\Delta = x_i - \bar{x}. \qquad (2.13)$$

Погрешность, выражаемую в долях или в процентах действительного значения искомой величины, называют относительной погрешностью:

$$\delta = \frac{\Delta}{\bar{x}}. \qquad (2.14)$$

Среднеквадратическое отклонение результата измерения оценивалось по формуле:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}. \qquad (2.15)$$

Доверительные границы погрешности результата измерений устанавливались с помощью распределения Стьюдента:

$$I_p = (\bar{x} - \hat{\sigma}, \bar{x} + \hat{\sigma}), \qquad (2.16)$$

где $I_р$ – доверительный интервал; $\hat{\sigma} = t_p \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$ - оценка абсолютной погрешности измерений; $t_р$ – коэффициент Стьюдента при доверительной вероятности 0,95 и числе результатов наблюдения (n=3).

Погрешности величин, получаемых в результате расчета, определялись следующим образом:

Суммарная погрешность некоторой величины Y, связанной с n независимыми измеряемыми параметрами соотношением

$$Y = f(x_1, x_2, ..., x_n), \qquad (2.17)$$

определяется формулой:

$$\delta_Y = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \delta x_i \right)^2}, \qquad (2.18)$$

где δ_{xi} – погрешность измерения параметра x_i.

С использованием соотношений (2.14) были выполнены расчеты погрешностей измерения отдельных величин.

1. Погрешность измерения числа Рейнольдса:

$$\delta_{\mathrm{Re}} = \sqrt{\delta_W^2 + \delta_l^2 + \delta_\nu^2}, \qquad (2.19)$$

где δ_l – погрешность измерения характерного размера; здесь и далее будем считать, что геометрические параметры измеряются с абсолютной точностью, т.е. δ_l=0;

δ_w - погрешность измерения среднерасходной скорости воздушного потока оценивается по формуле (2.20):

$$\delta_W = \sqrt{\delta_G^2 + \delta_\rho^2}, \qquad (2.20)$$

δ_G – погрешность измерения расхода определялась по формуле (2.21):

$$\delta_G = \sqrt{\delta_\alpha^2 + \delta_\varepsilon^2 + \tfrac{1}{4}\delta_P^2 + \tfrac{1}{4}\delta_\rho^2}, \qquad (2.21)$$

δ_α – погрешность коэффициента расхода, δ_α=±0.42%;

δ_ε – погрешность поправки на сжимаемость:

$$\delta_{\varepsilon} = \sqrt{\delta_{\varepsilon_{cp}}^2 + \delta_{\varepsilon_1}^2}\,, \qquad (2.22)$$

$\delta_{\varepsilon cp}$ – погрешность выбора значения ε_{cp}:

$$\delta_{\varepsilon_{cp}} = 4\frac{\Delta P_{cp}}{P_1} \approx \pm 0.04\%\,, \qquad (2.23)$$

$\delta_{\varepsilon 1}$ – погрешность за счет отклонения от расчетного режима:

$$\delta_{\varepsilon_1} = \frac{(\varepsilon_{cp} - \varepsilon)}{2\varepsilon} 100\% \approx \pm 5.54\%\,, \qquad (2.24)$$

δ_P – погрешность измерения давления; давление измерялось с помощью преобразователя давления класса точности 1.0; использовался диапазон 2.5 кПа:

$$\delta_P = \frac{\frac{Кл.точ.}{100} P_{\max}}{2P_{cp}} 100\% \approx \pm 2.5\%\,, \qquad (2.25)$$

δ_ρ–погрешность определения плотности, соответственно формуле (2.26):

$$\delta_\rho = \sqrt{\delta_P^2 + \delta_T^2 + \delta_R^2}\,, \qquad (2.26)$$

δ_T – погрешность измерения температуры $\approx 20^0$ С, термометром с ценой деления 0.1^0 С, $\delta_T = \pm 0.5\%$;

δ_R – погрешность определения газовой постоянной, которая принималась как для стандартных атмосферных условий – половина последнего значащего разряда, т.е. $\delta_R = \pm 0.17\%$;

δ_ν - погрешность определения коэффициента вязкости определяется аналогично газовой постоянной, $\delta_\nu = \pm 0.34\%$.

Окончательно: $\delta_{Re} \approx \pm 6.4\%$

2. Погрешность измерения числа Нуссельта

$$\delta_{Nu} = \sqrt{\delta_\alpha^2 + \delta_\lambda^2}\,, \qquad (2.26)$$

где δ_α - погрешность определения коэффициента теплоотдачи;

$$\delta_\alpha = \sqrt{\delta_g^2 + \delta_T^2}\,, \qquad (2.27)$$

δ_g – погрешность определения теплового потока, $\delta_g \approx \pm 15\%$;

δ_T – погрешность измерения температуры поверхности теплообменной пластины термопарами; как показали тестовые эксперименты, $\delta_T \approx \pm 2.5\%$;

δ_λ - погрешность определения теплопроводности воздуха, $\delta_\lambda = \pm 1.93\%$.

Тепловые потери через торцевые поверхности теплообменной пластины в сопрягаемые детали и контактные тепловые сопротивления между медной промежуточной пластиной и теплообменной пластинами рассчитывались в общем виде по соотношениям:

$$\begin{aligned} &Q_{измер} = U \cdot I, \\ &Q_{расч} = Q_{измер} - Q_{потерь} \\ &Q_{потерь} = Q_{св.конв.} + Q_{контак.сопр} \end{aligned} \quad , \qquad (2.28)$$

где $Q_{измер}$ – измеренный электрометрическим способом тепловой поток, (Вт);

$Q_{расч}$ – расчетный тепловой поток с учетом потерь; $Q_{потерь}$ – общие потери теплового потока; $Q_{расч}$, $Q_{расч}$ - потери теплового потока от свободной конвекции через торцевые поверхности теплообменной пластины в сопрягаемые детали и потери теплового потока от контактного теплового сопротивления между медной промежуточной пластиной и теплообменной пластинами, соответственно.

Окончательно: $\delta_{Nu} \approx \pm 15.3\%$.

Расчет погрешностей параметров, определяемых из эксперимента, с использованием современных методов физического моделирования и сопоставлением результатов тестовых опытов с данными других авторов обеспечивает требуемую достоверность научных результатов и выводов.

Относительная погрешность определения числа Re находилась в интервале ± 6,4%, числа Nu – в интервале ±15,3%, коэффициента гидравлического сопротивления ξ - ±7,2% при доверительной вероятности 0,95. В таблице 2.1 представлены определяемые в эксперименте физические величины, соответствующие им диапазоны изменения параметров и относительные погрешности при доверительной вероятности 0,95.

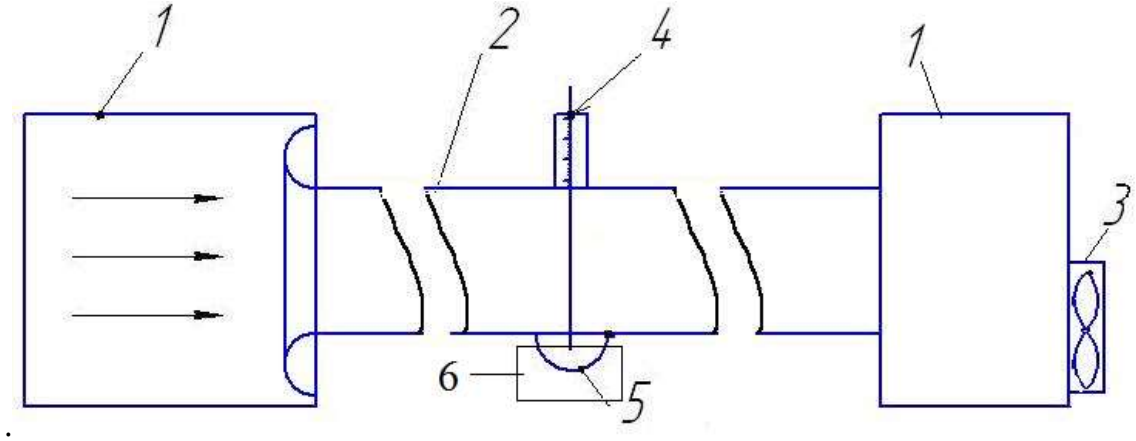
Таблица 2.1 Основные измеряемые параметры

Параметр	**Диапазон изменения величины**	**Относительная погрешность**
Температура, К	291-327	±2,5%;
Давление, Па	10-250	±2,5%
Скорость, м/с	4-35	±6,4%
Коэффициент теплоотдачи, Вт/м2*К	50-200	±15%
Коэффициент гидравлического сопротивления	0,01-0,04	±7,2%
Число Нусельта	50-400	±15,3%
Число Рейнольдса	10000-60000	± 6,4%

2.4. Экспериментальная установка для исследования полей скорости и степени турбулентности потока

2.4.1. Описание экспериментальной установки

Исследование интенсификатора теплообмена одиночной двухполостной диффузорной выемки осуществлялось на экспериментальной установке, представленной на рисунке 2.8.



.

Продолжение рисунка 2.8

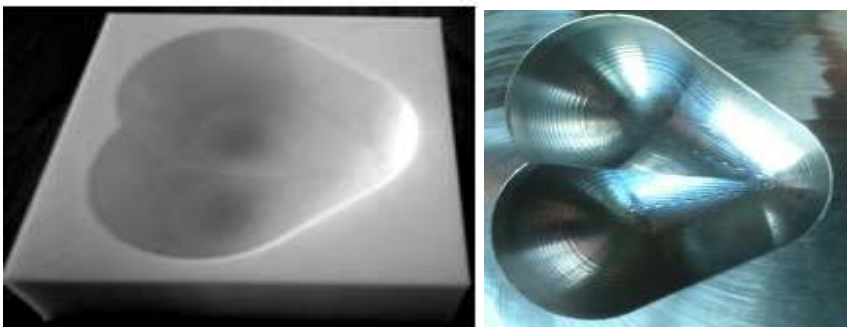
Рисунок 2.8. Схема установки и ее общий вид [78, 79]: 1 – входное устройство; 2 – рабочий участок; 3 – вентилятор; 4 – координатное устройство с датчиком термоанемометра или трубкой Пито-Прандтля; 5 – выемка; 6 – нагревательный элемент

Установка представляла собой аэродинамическую трубу открытого типа. На входе и на выходе из опытного участка располагались ресиверы 1. Воздушный поток создавалось вентилятором 3. Рабочий участок 2 имел прямоугольное сечение размером 140×80 мм. Объектом исследования являлась модель двухполостной диффузорной выемки 5 диаметром 70мм и глубиной 35мм, закрепленная на нижней стенке опытного участка. Для исследования структуры потока в канале и в выемке на стенке канала крепилось координатное устройство с датчиком термоанемометра ТА-5.1 или с трубкой Пито-Прандтля 4. Измерение давления осуществлялось преобразователями давления ПРОМА ИДМ-0,6 ДД, имеющими класс точности 1.

Для исследования распределения температуры в одиночной модели ДДВ из легированной стали (рисунок 2.9,в) осуществлялся нагрев выемки элементом 6, выполненным из нихромовой проволоки, навитой в спираль и размещенной в канавках по окружности основания модели выемки. Питание нагревателя осуществлялось от сети переменного тока с напряжением 220 В, сила тока достигала значения в 3,2 А. Между нагревателем и ДДВ была установлена «песчаная баня», предназначенная для выравнивания теплового потока по поверхности теплообменной модели.

2.4.2. Объект исследования – одиночная двухполостная диффузорная выемка

Объектом для исследования распределения поверхностной температуры выемки являлась модель двухполостной диффузорной выемки высотой 35мм и диаметром 70мм, закрепленная на нижней, выполненной из легированной стали Х18Н1Тметалла, стенке опытного участка. Ее общий вид представлен на рисунке 2.9,б. Она была изготовлена из легированной стали Х18Н10Т. Толщина стенки теплообменной модели составляла 10 мм.



а б

Рисунок 2.9. Теплообменная модель двухполостной диффузорной выемки [77, 80]

2.4.3. Методика проведения эксперимента

Для исследования поля скоростей и степени турбулентности потока обтекающего одиночную ДДВ, принят следующий алгоритм проведения экспериментов:

1.Включение измерительной аппаратуры: компьютера, приборов.

2. Выход на стационарный скоростной режим:

- запуск компрессора;
- положение заслонки устанавливается на режим необходимого расхода *G*.

3. Измерение параметров в эксперименте по исследованию поля скоростей и степени турбулентности потока:

- измерение давления производилось с помощью трубки Пито-Прандтля;

-измерение степени турбулентности - с помощью термоанемометра ТА.

4. Переход на следующий скоростной режим путем изменения массового расхода воздуха (кг/с).

2.5. Измерительные приборы и устройства

Экспериментальная установка по измерению средней теплоотдачи пластины с матрицей ДДВ была оборудована всеми необходимыми измерительными системами и приборами.

Во время проведения опытов измерялись следующие параметры:

- атмосферное давление $P_{атм}$, Па;
- температура воздуха $T_{атм}$, К;
- значения ЭДС термопар на теплообменной модели выступа, мВ;
- давления на расходомерных диафрагмах $P_{расх}$, $\Delta P_{расх}$;
- распределение статических $P_{вых}$ и полных $P_{вых}^{*}$ давлений в выходном сечении рабочего участка, Па.

Атмосферное давление измерялось чашечным барометром с точностью ±10 Па. Температура воздуха измерялась ртутным термометром с ценой деления 0,1С.

Сигналы термоЭДС, получаемые от термопар, с помощью внешнего модуля АЦП типа Е-270 USB (рисунок 2.10) преобразовывались в цифровой массив и передавались на компьютер, где записывались в файл данных. Класс точности модуля Е-270 USB составляет 0,05.

Рисунок 2.10. Общий вид аналого-цифрового преобразователя Е-270 USB

Измерение давлений на расходомерных шайбах производилось преобразователями давления ПРОМА ДДМ-40 ДИ, имеющими класс точности 1,0 (рисунок 2.11). Сигналы с преобразователей с помощью внешнего модуля АЦП E-270 USB передавались на компьютер, где с помощью специальной программы в режиме реального времени выполнялся расчет числа Рейнольдса.

Рисунок 2.11. Внешний вид преобразователя давления серии ДДМ

Датчиком для измерения полного и статического давления на выходе из рабочего участка служила трубка Пито-Прандтля. Отличительной особенностью таких устройств является их нечувствительность к углам скоса потока примерно до ±15° [58].

Перемещение трубки Пито-Прандтля в плоскости выходного поперечного сечения осуществлялось при помощи ходовых винтов координатного устройства, управляемого компьютером и обеспечивающего необходимые дискретные перемещения датчика с относительной погрешностью ±0.1 мм (рисунок 2.12.).

Рисунок 2.12. Общий вид координатного устройства

Полное и статическое давления на выходе из рабочего участка измерялись преобразователями давления ПРОМА ИДМ-0,6 ДД, имеющими класс точности 1.0 (рисунок 2.13). Сигналы с преобразователей с помощью внешнего модуля АЦП Е-270 передавались на компьютер, где по специальной программе выполнялся расчет коэффициента гидравлического сопротивления.

Рисунок 2.13. Внешний вид преобразователя давления серии ИДМ

Рисунок 2.14. Общий вид термоанемометра «ИРВИС ТА-5»

Термоанемометр использовался для анализа структуры и динамики самоорганизующейся крупномасштабной вихревой структуры в выемке. Показания работающих параллельно четырех термоанемометров «ИРВИС ТА-5» позволяли регистрировать сигналы с 4-х датчиков одновременно.

Расход воздуха измерялся стандартной диафрагмой. Перепад давления ΔP на диафрагме регистрировался с помощью датчиков давления серии НДМ.

Температура потока на входе и выходе из опытного участка замерялась с помощью гребенки термопар.

Исследование теплоотдачи на поверхности с двухполостными диффузорными выемками проводилось электрометрическим методом. Температура поверхности объекта исследования, измерялась 16-ю хромель -

алюмелевыми термопарами с разнесенным спаем площадью 1 мм^2. Они располагались в среднем сечении по ширине канала с одинаковым шагом вдоль объекта исследования. Схема расположения термопар на теплообменной пластине показана на рисунке 2.15.

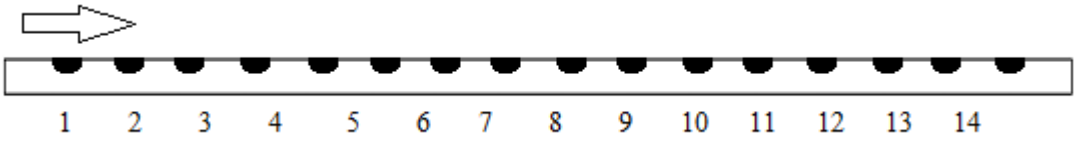
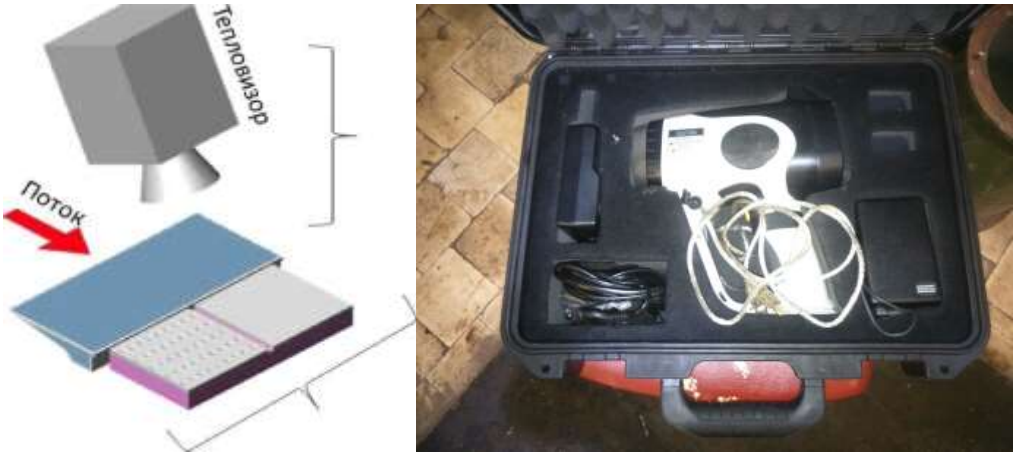


Рисунок 2.15. Схема расположения термопар на поверхности теплообменной пластины с ДДВ

Измерение термоЭДС термопар производилось с помощью АЦП E-270USB фирмы «L-Card». При обработке данных использовалось программное обеспечение «Power Graph», значения температур выводились на дисплей компьютера.

Опыты проводились по программе классического однофакторного эксперимента, когда в каждой серии опытов изменяется только один параметр, а остальные фиксируются. Результаты экспериментального исследования и обобщения опытных данных, которые проанализированы в 3-й и 4-й главах настоящей диссертационной работы, рекомендации по расчету теплообмена каналов с выемками получены в реальном диапазоне изменения режимных параметров.



а б

Рисунок 2.16. Схема (а) [90, 91] и общий вид тепловизора NEC 7700 TH (б)

Для исследования распределения температуры в двухполостной диффузорной выемке применялся бесконтактный метод измерения с помощью тепловизора (Рисунок 2.16). Снимок представлял собой визуализацию распределения поверхностной температуры полостей ДДВ при q ≈const.

ГЛАВА 3. СРЕДНЯЯ ТЕПЛООТДАЧА И ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ В КАНАЛЕ С ДВУХПОЛОСТНЫМИ ДИФФУЗОРНЫМИ ВЫЕМКАМИ. ТЕПЛОВАЯ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДДВ

3.1. Результаты тестовых экспериментов

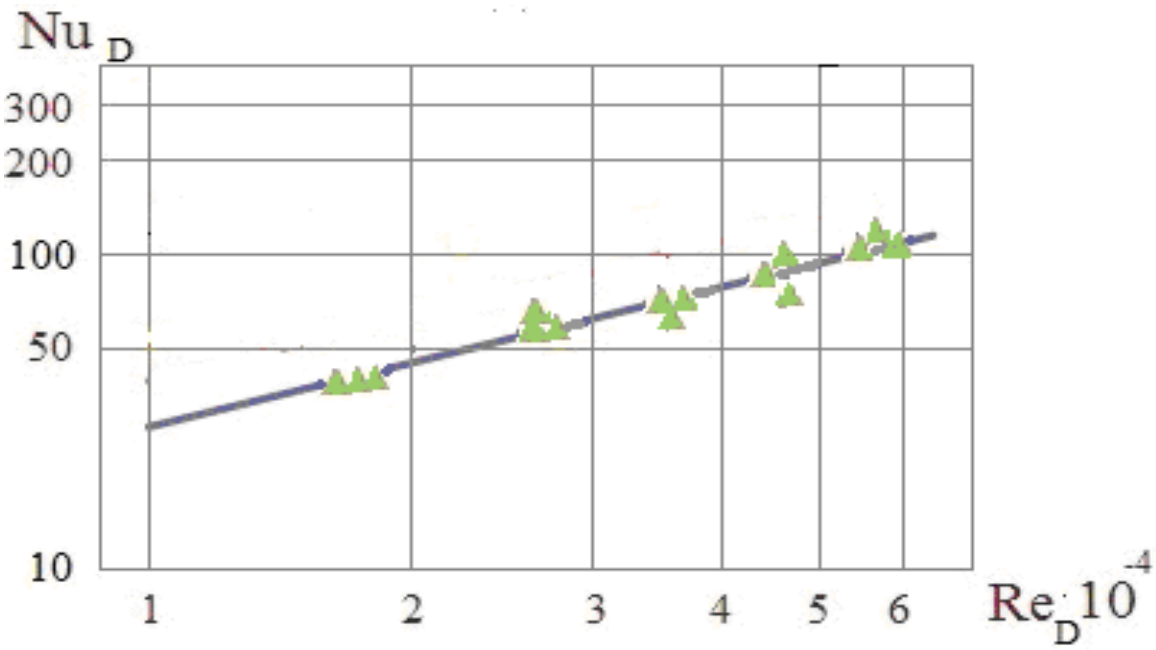
Тестовые опыты проводились с целью подтверждения и проверки работоспособности экспериментальной установки и достоверности получаемых результатов. Они заключались в сравнении результатов экспериментов по средней теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению гладкого канала в составе созданной экспериментальной установки, с известными зависимостями, полученными М.А.Михеевым [104]:

$$Nu_{гл}=0{,}021Re_D^{0{,}8}Pr^{0{,}43} \qquad (3.1)$$

и Г. Блазиусом [68]:

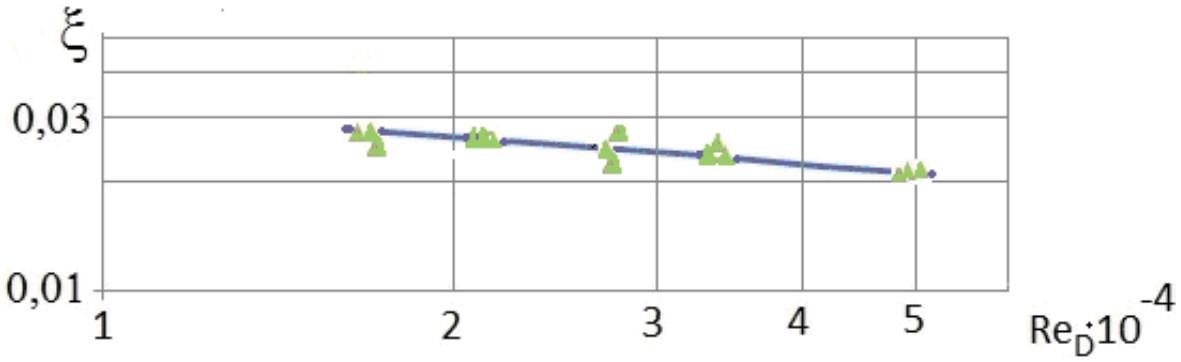
$$\xi=0{,}3164/Re_D^{0{,}25} \qquad (3.2)$$

Результаты данного сравнения показаны на рисунке 3.1.



а

Продолжение рисунка 3.1



б

Рисунок 3.1. Сравнение средней теплоотдачи (а) и гидросопротивления (б) в гладком канале экспериментальной установки с результатами М.А.Михеева и Г. Блазиуса: Δ – экспериментальные данные автора

Для тестовых экспериментов устанавливалась гладкая пластина. Пластина выполнена из алюминиевого сплава. На ее рабочей поверхности заподлицо с поверхностью, обтекаемой потоком, установлены 16 хромель-алюмелевых термопар диаметром 0,2 мм. Метод определения коэффициента теплоотдачи – электрометрический. При обработке опытных данных учитывались потери теплоты в сопряженные элементы опытного участка и тепловое сопротивление контакта между объектом исследования (теплообменной пластиной) и медной пластиной, предназначенной для выравнивания по площади теплообменной пластины теплового потока.

Отклонение экспериментальных данных от расчетной зависимости по теплоотдаче не превышают ± 15%, по гидравлическому сопротивлению ± 11%.

3.2. Средняя теплоотдача и гидравлическое сопротивление в канале с двухполостными диффузорными выемками

Результаты проведенных экспериментов по исследованию средней теплоотдачи на пластине с матрицей двухполостных диффузорных выемок в прямоугольном канале $H/D_г$=3,26 на турбулентном режиме течения

Re_D=10000…60000 представлены на рисунке 3.2 в виде зависимости $Nu_D = f(Re_D)$.

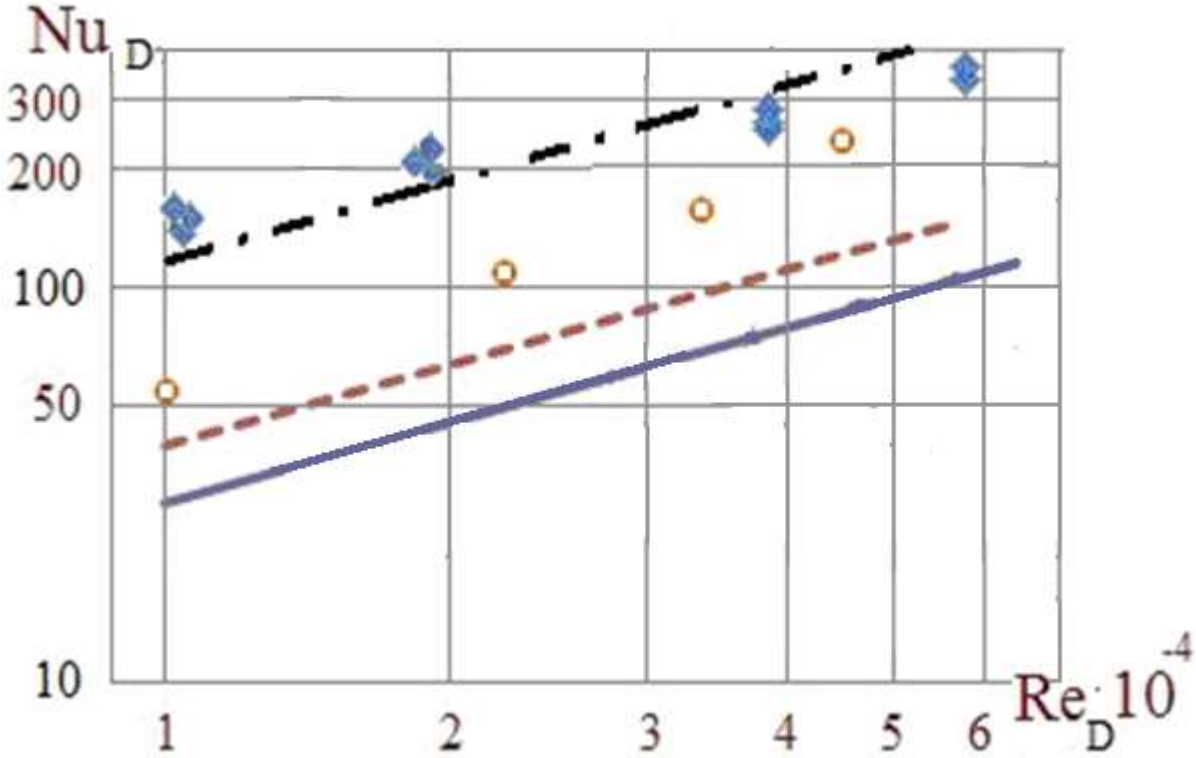


Рисунок 3.2. Средняя теплоотдача на поверхности с ДДВ: 1-сплошная линия - гладкая поверхность; ♦ – эксперимент авторов с матрицей ДДВ; шрих-пунктирная линия - полученная по результатам исследования ДДВ; пунктирная линия – расчет теплоотдачи для матрицы ПСВ по данным [6]; ●- матрица V-образных выемок по данным [24];

Результаты проведенных экспериментов по средней теплоотдаче для матрицы с двухполостными диффузорными выемками описываются следующим уравнением подобия:

$$Nu_D = 0{,}080\ Re_D^{0,8}\ Pr^{0,43}, \qquad (3.3)$$

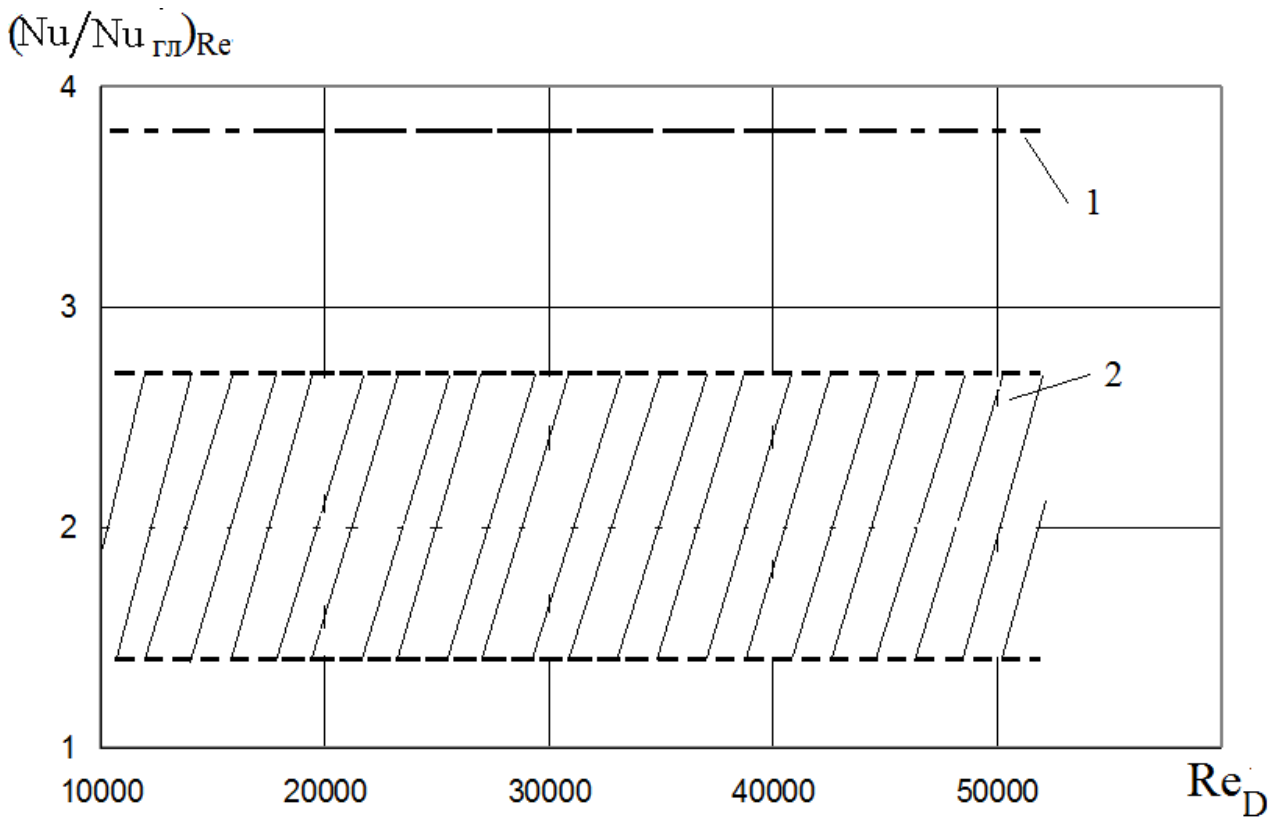


Рисунок 3.3. Тепловая эффективность ДДВ в сравнении со сферическими выемками отрывного типа: 1 – Расчетная линия, полученная по зависимости (3.3) для ДДВ; 2 - Расчетная линия, полученная по уравнению (1.8) для СВОТ по данным Ю.М. Анурова [6]

Как следует из графика рисунка 3.3, уровень средней теплоотдачи на поверхности с матрицей ДДВ значительно превосходит соответствующие результаты исследования теплоотдачи с матрицей сферических выемок отрывного типа.

Полученные опытные данные по средней теплоотдаче в канале с ДДВ на рисунке 3.4 сопоставлены с максимально достигнутыми значениями Nu_D для наиболее широко используемых пристенных интенсификаторов теплообмена.

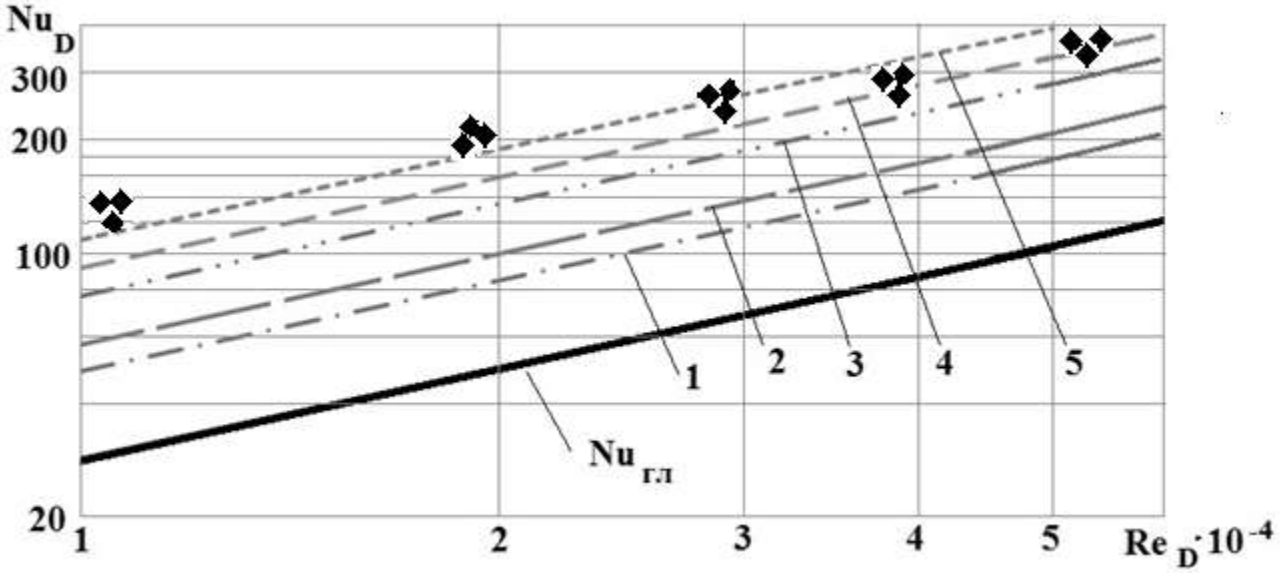


Рисунок 3.4. Результаты полученных опытных данных по средней теплоотдаче в канале с матрицей двухполостных диффузорных выемок, сопоставленные с максимально достигнутыми значениями Nu_D наиболее широко используемых пристенных интенсификаторов теплообмена: сплошная линия - уравнение М.А.Михеева для гладкого канала, 1- сферические выемки безотрывного типа [24], 2- кольцевые (поперечные) выступы [22], 3- сферические выемки отрывного типа [60], 4- V-образные выемки [24], 5- линия, полученная автором по результатам исследований ДДВ

Проведенное сопоставление результатов исследований средней теплоотдачи на пластине с матрицей ДДВ подтверждает высказанное в первой и второй главах диссертационной работы предположение о высокой тепловой эффективности двухполостных диффузорных выемок по сравнению с предельными значениями наиболее широко известных пристенных интенсификаторов теплообмена. Например, по сравнению с предельным приростом теплоотдачи при использовании традиционных сферических выемок отрывного типа дополнительное увеличение теплоотдачи на пластине с двухполостными диффузорными выемками характеризуется коэффициентом 1,4. Этому способствует одновременное и непрерывное функционирование мощных крупномасштабных вихревых структур самоорганизующихся в каждой из двух полостей выемки в условиях диффузорного возвратного течения.

3.3. Анализ и обобщение опытных данных. Тепловая и энергетическая эффективность ДДВ

Результаты проведенных экспериментов по исследованию гидравлического сопротивления для матрицы с двухполостными диффузорными выемками в прямоугольном канале представлены на рис. 3.5 в виде зависимости $\xi = f\,(\mathrm{Re})$.

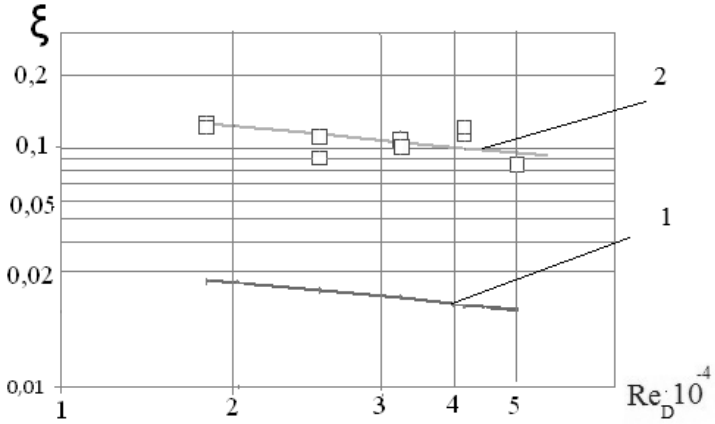


Рисунок 3.5. Результаты опытов по исследованию гидравлического сопротивления в канале с ДДВ: 1-сплошная расчетная линия, полученная по уравнению Г. Блазиуса, значки □ - экспериментальные данные по ДДВ, 2-сплошная линия получена аппроксимацией опытных точек исследования ДДВ

Аппроксимационное уравнение для коэффициента сопротивления в исследованных условиях имеет вид:

$$\xi = 1{,}424/\mathrm{Re}_D^{0{,}25}, \qquad (3.4)$$

Как следует из этого рисунка, для относительной глубины ДДВ h/d=0,34, относительной высоты канала H/d=3,26 и относительной плотности расположения выемок f=0,35 наклон аппроксимирующей опытные точки линии соответствует стандарному уравнению для гладкого канала, т.е. пропорционален $\mathrm{Re}^{-0{,}25}$.

3.4. Оценка теплогидравлической эффективности канала с двухполостными диффузорными выемками

Результаты опытов по исследованию средней теплоотдачи и соответствующего гидравлического сопротивления в канале с ДДВ были

сопоставлены с другими интенсификаторами теплообмена в рамках параметра энергоэффективности $(Nu/Nu_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$. Как следует из рисунка 3.6, для полученных в опытах предельных значений интенсификации теплообмена двухполостными диффузорными выемками в исследованных условиях, составляющих $(Nu/Nu_{гл})_{Re}$ = 3,8, энергетическая эффективность $(Nu/Nu_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$ = 0,84. При таком высоком уровне интенсификации теплоотдачи все каналы с принудительной закруткой потока обладают значительно меньшей энергоэффективностью. А широко используемые сферические выемки отрывного типа, имеющие предельные значения $(Nu/Nu_{гл})_{Re}$ = 2,7, демонстрируют для этого случая энергоэффективность 0,82 (рисунок 3.6).

Рисунок 3.6. Энергетическая эффективность интенсификации теплообмена с использованием данных [63]

Проведенное исследование подтверждает предположение о высокой тепловой эффективности двухполостных диффузорных выемок. По сравнению с традиционными сферическими выемками дополнительное увеличение теплоотдачи на пластине с двухполостными диффузорными выемками характеризуется коэффициентом 1,4. Этому способствует одновременное и

непрерывное функционирование мощных крупномасштабных самоорганизующихся вихревых структур в каждой из двух полостей выемки.

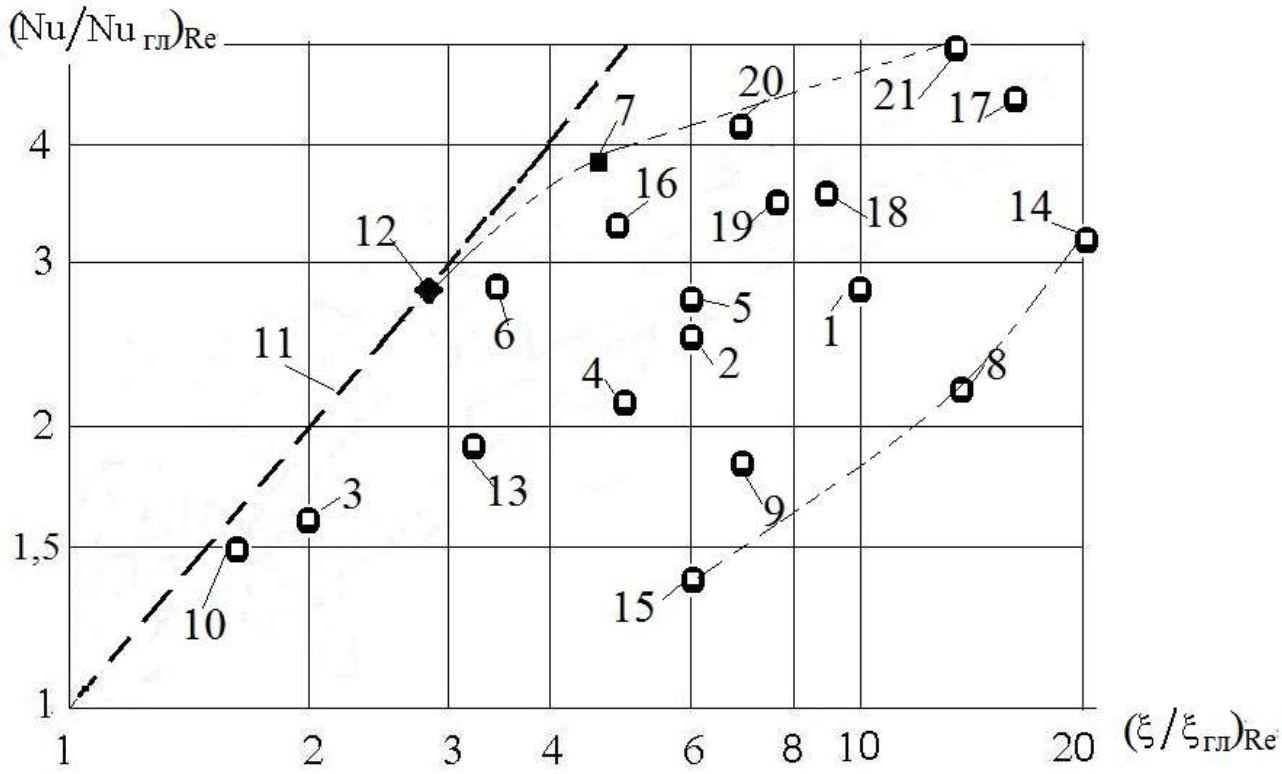


Рисунок 3.7. Энергетическая эффективность интенсификации теплообмена, построенная по максимальным значениям $(Nu/Nu_{гл})_{Re}$

Таблица 3.1 Теплоэнергоэффективность распространенных интенсификаторов теплообмена

Интенсификатор	**$Nu/Nu_{гл}$**	$\xi/\xi_{гл}$	**$(Nu/Nu_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$**
внутреннее кольцевое оребрение [63]	2,8	10	0,28
сферические выступы на плоской поверхности [63]	2,6	6	0,43
скрученные ленты [63]	1,6	2	0,8
цилиндрические штырьки [63]	2,1	5,2	0,4
вихревая матрица [7]	2,7	6	0,45
сферические углубления [23]	2,7	3,3	0,82

Продолжение таблицы 3.1.

двухполостные диффузорные выемки [61]	3,8	4,5	0,84
выступы-выемки [63]	2,3	14	0,16
внутренние канавки [63]	1,8	7	0,26
винтовые трубы [63]	1,5	1,7	0,88
Аналогия Рейнольдса (1.14)	1	1	1
V-образные выемки [24]	2,8	2,8	1
каналы переменного сечения [63]	1,9	3,2	0,6
зигзагообразные каналы [63]	3,2	21	0,15
криволинейные каналы [63]	1,4	6	0,23
овальные скрученные трубы [63]	3,3	5	0,66
закрученное течение [66]	4,4	17	0,26
90° разрезные ребра [65]	3,6	9	0,4
60° сплошные и разрезные ребра [65]	3,5	7,8	0,45
60° сплошные и разрезные ребра [65]	4,2	7	0,6
циклонное охлаждение [63]	5	15	0,33

Выводы по главе 3

1. Получены новые данные по средней теплоотдаче на пластине с матрицей ДДВ. Установлено, что максимальное увеличение теплоотдачи в канале с двухполостными диффузорным выемками составляет, по сравнению с гладким каналом, $Nu/Nu_{гл}$ = 3,8 раза. Это примерно в 1,4 раза больше, чем у лучших вариантов матриц со сферическими выемками при прочих равных условиях и в

1,3 раза больше, чем в канале с V-образными выемками. Получено уравнение подобия для теплоотдачи в канале с ДДВ.

2. В диапазонах изменения геометрических и режимных параметров, соответствующих исследованиям теплоотдачи в канале с ДДВ, получены опытные данные по гидравлическому сопротивлению канала с такими выемками.

3. Выявлено, что для предельных значений интенсификации теплообмена двухполостными диффузорными выемками, составляющих $(Nu/Nu_{гл})_{Re}$ = 3,8, энергоэффективность $(Nu/Nu_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$ = 0,9. Для сферических выемок эти цифры составляют 2,7 и 0,82, а для V-образных выемок – соответственно 2,8 и 1,0.

ГЛАВА 4. ГИДРОДИНАМИКА В ОДИНОЧНОЙ МОДЕЛИ И В МАТРИЦЕ ДВУХПОЛОСТНЫХ ДИФФУЗОРНЫХ ВЫЕМОК

4.1. Визуализация течений в одиночной двухполостной диффузорной выемке

4.1.1. Визуализация чернилами течения воды в ДДВ

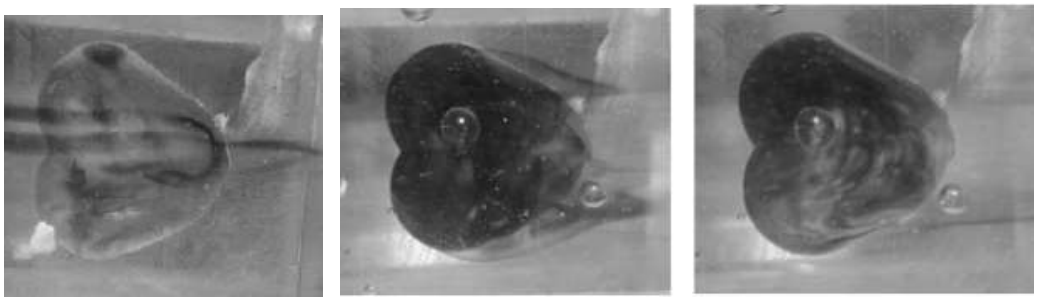
Известно, что интенсифицирующий эффект выемок основан на увеличении площади теплообменной поверхности и на самоорганизации в них крупномасштабных вихревых структур.

В двухполостной выемке обтекающий ее поток будет, как и в сферической выемке при $(h/d_{сф})>0,2$, отрываться от входной кромки и формировать в ней рециркуляционное течение. При этом в каждой полости выемки образуются по крупномасштабной вихревой структуре, вращающиеся в противоположных направлениях. Такая картина течения симметрична, и можно ожидать ее большей стабильности, нежели в традиционной полусферической выемке. Кроме того, возвратное течение в выемке, двигаясь в сторону ее расширения, будет испытывать диффузорный эффект, описанный в [37], и способствующий интенсификации вихревых структур, массообмена и конвективного теплопереноса в ДДВ.

Положительный эффект будет достигаться непрерывностью функционирования двух СКВС, и их интенсификации, что повысит среднюю скорость в выемке и улучшит массообмен.

Для подтверждения этого предположения была выполнена визуализация течений в двухполостной выемке. Для проведения опытов по визуализации обтекания потоком воды одиночной ДДВ использовалась экспериментальная установка, схема которой представлена в работе [4].

На первом этапе исследований визуализация потоков проводилась при течении воды в плоском канале с односторонним расположением одиночной ДДВ в диапазоне изменения числа Рейнольдса Re_d = 800...10000, рассчитанного по гидравлическому диаметру выемки; относительные параметры интенсификатора и канала составляли: $h_{вх}/d_г$ = 0,34; $h_{вх}/H$ = 0,6; $H/d_г$ = 0,56.



1 2 3

Рисунок 4.1. Визуализация течений чернилами в канале с водой (направление течения слева направо) [61]

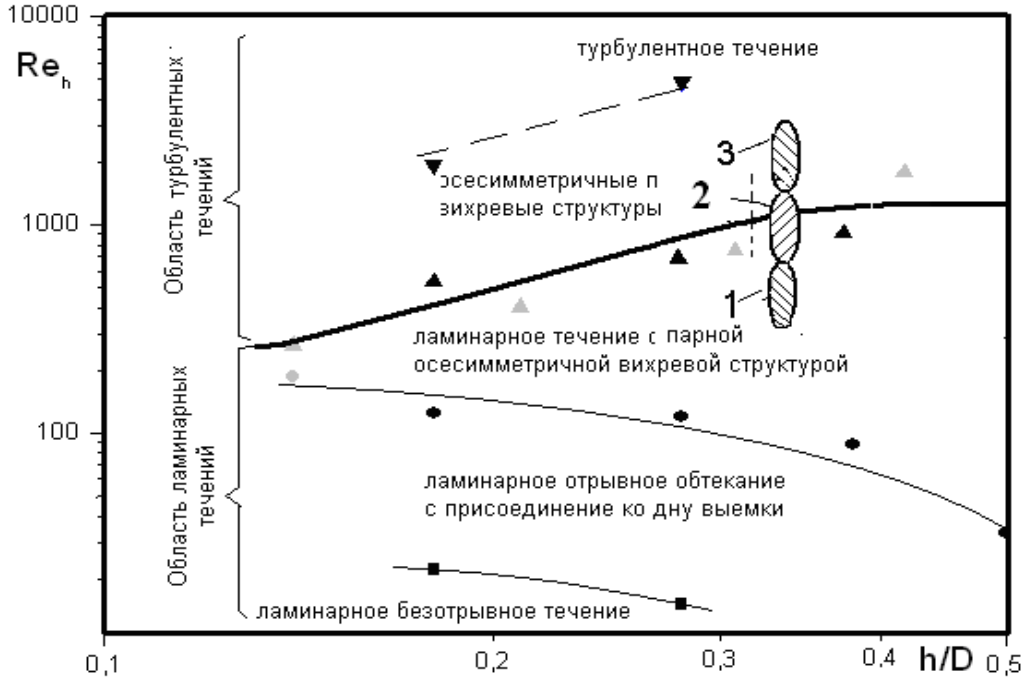


Рисунок 4.2. Границы режимов течения при обтекании ДДВ в диапазоне изменения Re_d = 800...10000

Результаты визуализации потоков в канале с водой позволили определить границы режимов течения в ДДВ (рисунок 4.1.), на которой изображены исследованные области: 1 - ламинарный режим, 2 – переходный режим и 3 – турбулентный режим течения.

Установлено, что границы ламинарного и переходного режимов течения исследованной выемки количественно практически совпадают с данными Ю.Ф.Гортышова, И.А. Попова и др. [4] по СВОТ, представленными в виде карты режимов на рисунке 4.2. (При нанесении полученных данных на график рисунка 4.2 характерный линейный размер в числах Рейнольдса для данных по ДДВ заменялся на высоту выемки h.) В то же время турбулентный режим обтекания двухполостной диффузорной выемки наступает значительно раньше, чем при обтекании сферической выемки отрывного типа. Это не противоречит существующим положениям механики жидкости и газа, поскольку во второй половине участка возваратного течения ДДВ существует диффузорный участок, провоцирующий более ранний переход ламинарного течения в турбулентный. Таким образом, приведенное выше различие между ДДВ и СВОТ сказываются на условиях перехода ламинарного режима течения в турбулентный при обтекании двухполостной диффузорной выемки.

Отметим, что установленный в визуализационных экспериментах на турбулентном режиме течения факт непрерывного существования пары устойчивых самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур в ДДВ имеет принципиальное значение для процесса дополнительной интенсификации теплообмена и является важным фактором, отличающим ее от полусферической выемки и любой другой сферической выемки отрывного типа ($h/d > 0{,}1\ldots0{,}2$).

Как показали результаты визуализации, при низких значениях чисел Рейнольдса ($Re_d \approx 800$, ламинарный режим течения) в придонных частях обеих полостей выемки образуются вращающиеся линии тока (рисунок 4.3). Оба циркуляционных течения существуют в режиме безотрывного обтекания выемки достаточно устойчиво.

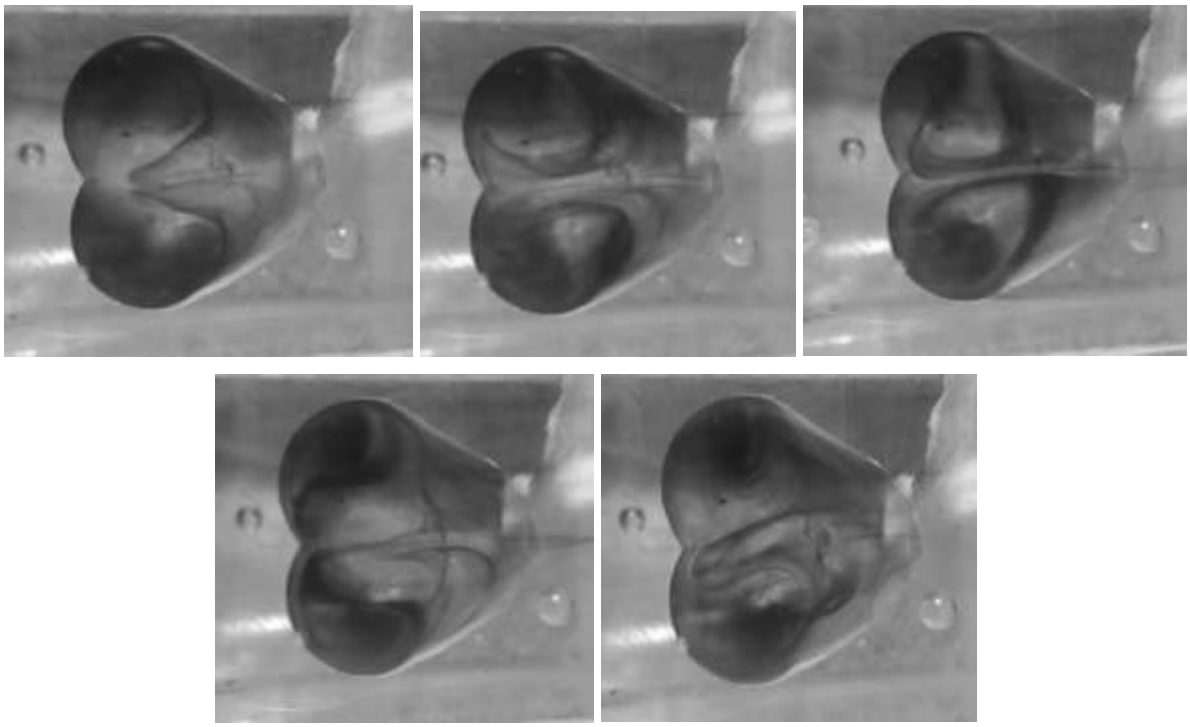


Рисунок 4.3. Визуализация течения в двухполостной выемке при $Re_d \approx 800$ (направление течения слева направо) [83]

При увеличении скорости потока воды, когда числа Рейнольдса достигают значений $Re_d \approx 1900$-4500, режим обтекания выемки изменяется: в обеих полостях сохраняются вращающиеся крупномасштабные вихревые структуры. За выемкой образуется клинообразный след, сужающийся по направлению основного потока. Течение здесь также является безотрывным, а клинообразная форма следа определяется сужающимися по ходу основного потока обводами выемки (рисунок 4.4).

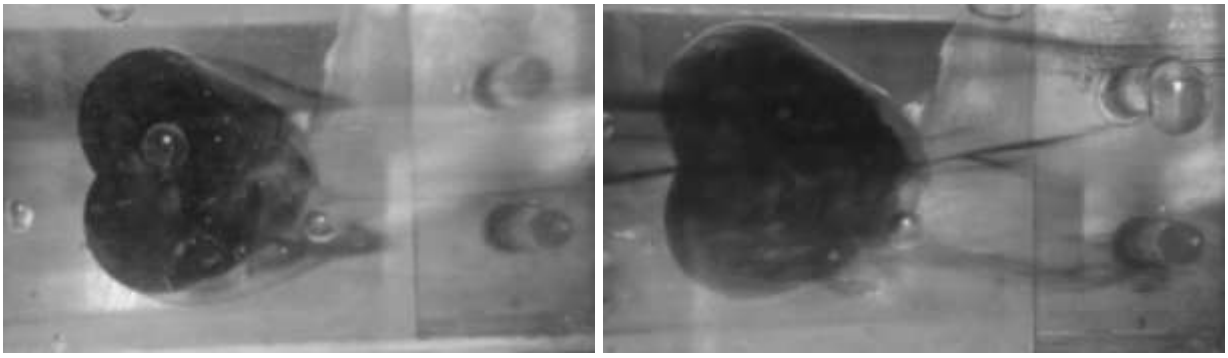


Рисунок 4.4. Визуализация течения в ДДВ при $Re_d \approx 1900$-4500 (направление течения слева направо) [83]

Оба рассмотренных выше режима представляют интерес как для теплообменников с жидкостными теплоносителями, так и для фундаментальных наук при верификации численных моделей расчета. Применение же выемок такой формы для систем охлаждения турбинных лопаток высокотемпературных охлаждаемых ГТД и ГТУ требует значительно более высоких чисел Рейнольдса (на уровне $5 \cdot 10^4$ при использовании в качестве характерного размера гидравлического диаметра выемки).

Результаты визуализации обтекания двухполостной диффузорной выемки на режиме, который характеризуется возвратными отрывными течениями и образованием самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур, показан на рисунке 4.5. На нем представлена визуализационная картина обтекания одиночной модели ДДВ на режиме, соответствующем числу $\mathrm{Re}_d \approx$ 4500-10000.

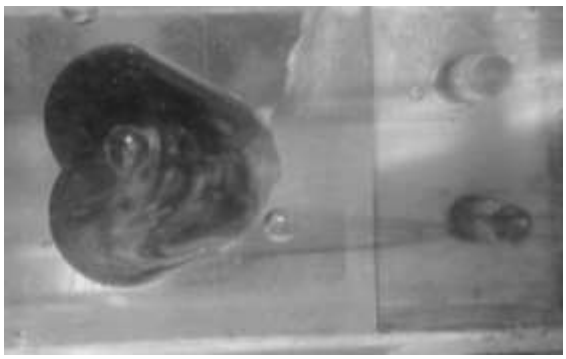


Рисунок 4.5. Визуализация течения в двухполостной выемке при $\mathrm{Re}_d \approx$ 4500-10000 (направление течения слева направо) [83]

Как видно из этого рисунка, картина обтекания выемки существенно отличается от аналогичных картин визуализации обтекания одиночной сферической выемки отрывного типа, показанных в работе [5].

Действительно, если в традиционной отрывной сферической выемке крупномасштабные самоорганизующиеся вихревые структуры возникают поочередно, то в одной ее половине, то – в другой, то в нашем случае существуют одновременно две автономные крупномасштабные структуры, функционирующие непрерывно. Анализ визуализационных картин говорит о спиралевидном характере этих структур, а их диаметр равен примерно половине ширины выемки.

Сопоставление результатов визуализации течений в СВОТ и ДДВ показало, что пара дискретно существующих СКВС в СВОТ и пара непрерывно существующих СКВС в ДДВ имеют однотипные по направлению вращения крупные вихревые структуры. Действительно, в каждой из выемок направление вращения СКВС взаимно противоположны. В то же время они одинаково ориентированы относительно своих выемок: возвратное течение, формирующееся вдоль боковых стенок выемок, определяет и направление вращения.

Важно отметить, что в этом случае на участке последействия (за выемкой) у двухполостной диффузорной выемки образуются более протяженные крупномасштабные вихревые структуры, нежели за сферической выемкой отрывного типа. Так, в двухполостной выемке (рисунок 4.5) их относительная длина $x/d_{ддв}$ (отсчитывается от задней кромки выемки) составляет около 2, тогда как по опытным данным [5] для традиционной полусферической выемки значение $x/d_{сф} \approx 1$. Можно полагать, что удлинение вихревого следа связано с повышенными мощностью и кинетической энергией, обусловленными благоприятными диффузорными условиями их формирования.

Не менее важно и то, что если по данным [5] и другим результатам исследований угол оси перебрасывающейся из одной половины выемки в другую вихревой структуры в пределах выемки составляет 45°, то у ДДВ обе эти структуры изначально практически параллельны направлению внешнего потока. Действительно, при обтекании СВОТ через формирующийся СКВС воздух выбрасывается не только из «своей» половины выемки, но и из ее соседней половины. Разницу в направлениях выхода СКВС из СВОТ и ДДВ удобнее анализировать, когда на дне СВОТ установлен рецептор, как это сделано в работе [5]. Тогда получим «ключевой» режим течения функционирующей СКВС (рисунок 4.6.).

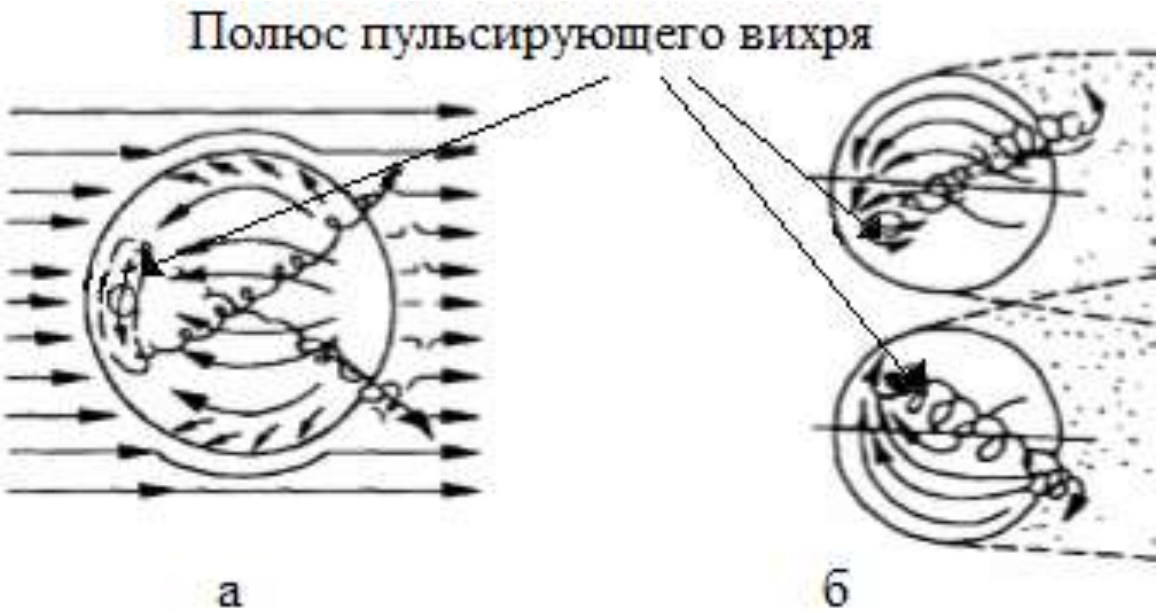


Рисунок 4.6. Угловые флуктуации вихря внутри глубокого углубления (h/d=0,5) при высоких значениях числа Рейнольдса [5]

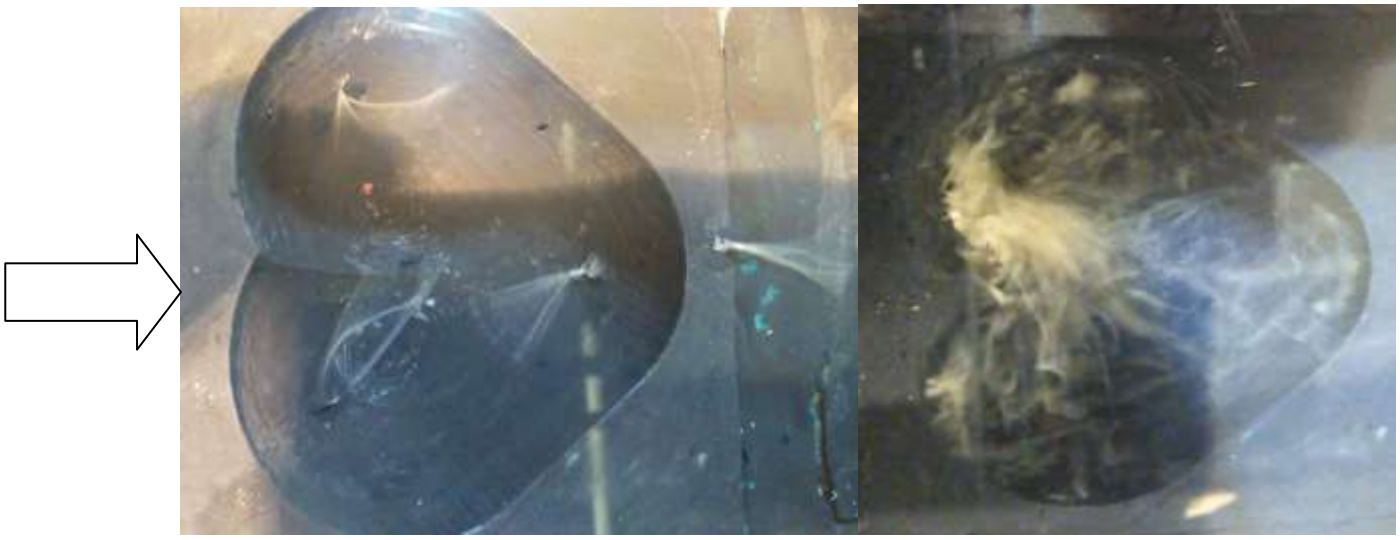
Как известно (см., например, работу [5] при установке рецептора периодически чередующееся возникновение одного или другого вихря прекращается. В этом случае получается, что эта одиночная самоорганизующаяся крупномасштабная структура, функционирующая в «ключевом» режиме, «подсасывает» воздух со всей выемки.

На рисунке 4.6 видно, что, во-первых, угол выхода СКВС составляет около 45°, а во-вторых, в выемке непрерывно функционирует одна СКВС. А в ДДВ их – две. Отсюда можно сделать вывод о более интенсивном массообмене в ДДВ. Тем более, что СКВС развиваются в ДДВ в «конфузорно-диффузорных» условиях, повышающих массообмен в ДДВ.

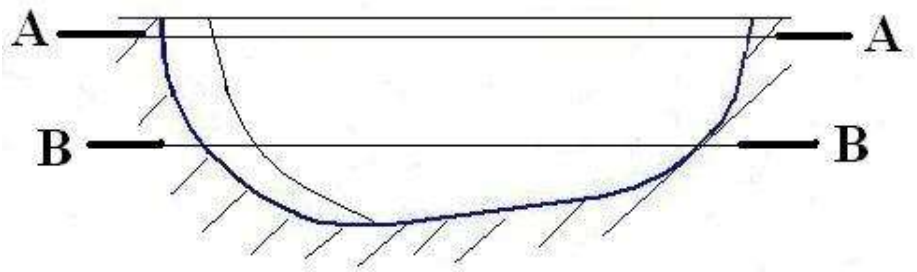
4.1.2. Визуализация течения в воздухе шелковинками и древесными опилками

Для турбулентного режима обтекания ДДВ были проведены визуализационные опыты на воздухе с использованием древесных опилок и шелковинок (рисунок 4.7). Было установлено (рисунке 4.8.), что в верхнем горизонтальном сечении по линии А при обтекании выемки потоком воздуха

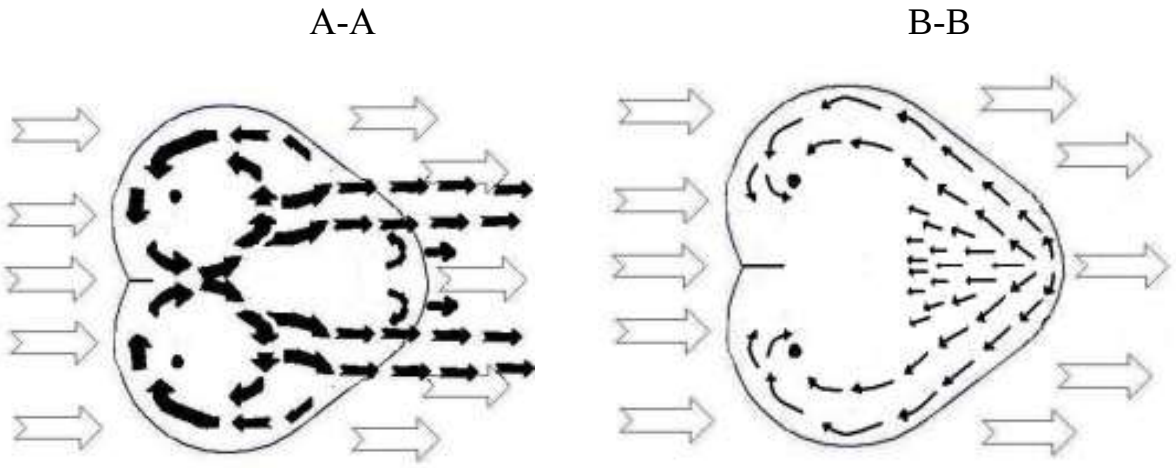
наблюдается взаимодействие обеих СКВС в полостях выемки. Образующееся в результате этого взаимодействия циркуляционное течение напоминает цифру «восемь». Отметим, что циркуляция обеих вихревых структур осуществляется в противоположных направлениях, причем около боковых стенок это течение имеет возвратный характер. Формирование выходящего из выемки потока происходит в том секторе циркуляционного течения, где нет направляющего воздействия передней и боковых стенок, т.е. – в сторону выходной кромки (в направлении внешнего потока). При этом в придонной области (сечение по линии В) возвратное течение практически не отличается от обтекания задней полусферы традиционной сферической выемки отрывного типа.



Риунок 4.7. Визуализация течения воздуха в ДДВ шелковинками и древесными опилками



Продолжение рисунка 4.8.

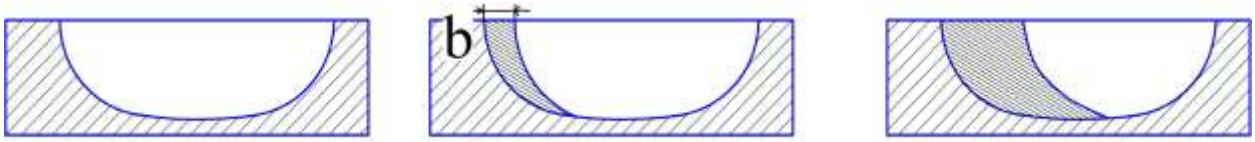


Риунок 4.8. Схема течения воздуха в ДДВ по результатам визуализации шелковинками и древесными опилками

4.2. Коэффициент давления в двухполостной диффузорной выемке

Для более полного понимания тепломассообменных процессов, происходящих в двухполостной выемке были проведены измерения статического давления на ее поверхности, а также степени турбулентности потока в пограничном слое рециркуляционного течения. Представление результатов выполненных экспериментов базировалось на методе относительного соответствия. Сравнение производилось с полусферической выемкой, имеющей диаметр, обеспечивающий равенство площади ее поверхности с двухполостной выемкой. Этот диаметр использовался в качестве характерного размера для определения числа Рейнольдса. Такой подход обосновывался тем, что увеличение площади теплообменной поверхности – один из важнейшых параметров, определяющих интенсивность конвективного теплообмена.

Для исследования структуры течения в двухполостной выемке проводилась визуализация песком. Рассматривались три варианта выемки, отличающиеся высотой b разделительного ребра между полостями (Рисунок 4.9).



а *б* *в*

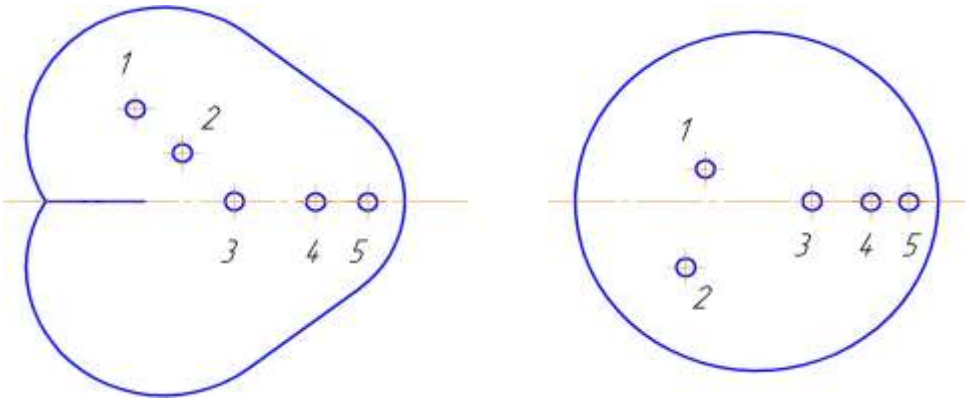
Рисунок 4.9. Меридиональное сечение двухполостной диффузорной выемки с различной высотой разделительного ребра [70]

Выявлено, что для всех вариантов высоты ребра реализуется качественно одинаковая структура течения: в любой момент времени существуют два вихря, имеющих взаимопротивоположные направления вращения. Эпицентры этих крупномаштабных вихревых структур стабильны по местоположению их в выемке.

Высота ребра – разделителя потоков влияет на размеры СКВС: увеличение его высоты приводит к уменьшению размеров вихрей (определено визуально). Интенсивность их падает, снижается массообмен с внешним потоком.

Для более полного понимания физики процессов, происходящих в двухполостной выемке и для более точного определения влияния высоты ребра были проведены сравнительные исследования полей статического давления на поверхности полостей трех вариантов двухполостных выемок и полусферической выемки.

Приемники статического давления располагались согласно схеме, изображенной на рисунке 4.10.



а *б*

Рисунок 4.10. Схема расположения мест измерения давления в выемках [70]: *а* – двухполостной; *б* – полусферической

Результаты измерений разности статических давлений, измеренных на поверхности стенки канала ($P_к$) и давления на поверхности стенки выемки ($P_{iв}$) приведены в таблице 4.1,

Таблица 4.1. Результаты измерений разности статических давлений в выемках

Варианты выемок	Величина разности давлений (Па), измеренная в точках ($P_{iв}$- $P_к$)				
	1	2	3	4	5
Без ребра (рис. 1*а*)	-61	-51	23	23	132
С узким ребром (рис. 1*б*)	-50	-35	20	15	100
С широким ребром (рис 1.*в*)	-16	-22	19	17	82
Полусферическая	-75	-55	11	40	120

Проведенные измерения статического давления на поверхности полостей выемок, а также степени турбулентности потока в пограничном слое рециркуляционного течения представлены в сравнении с полусферической выемкой, имеющей такой гидравлический диаметр, который обеспечивает равенство площади ее поверхности с двухполостной выемкой. Этот диаметр использовался в качестве характерного размера для определения числа Рейнольдса.

Результаты проведенных экспериментов по определению коэффициента давления C_p показаны на рисунке 4.11. Здесь значение C_p определялось по формуле:

$$C_p = \frac{2 \cdot (p_{ст\,i} - p_\infty)}{\rho_\infty \cdot W_\infty^2} \qquad (4.1)$$

где $p_{ст}$ и ρ_∞ -статические давления и плотность воздуха в набегающем потоке соответственно; $p_{стi}$ – статическое давление на поверхности выемки.

Из приведенного рисунка следует, что введение разделителя потока оказывает влияние на значение коэффициента давления. Поэтому нельзя говорить

о полной автономности полостей. Между ними в определенной мере может существовать массообмен, которому препятствует разделительное ребро, особенно - высокое.

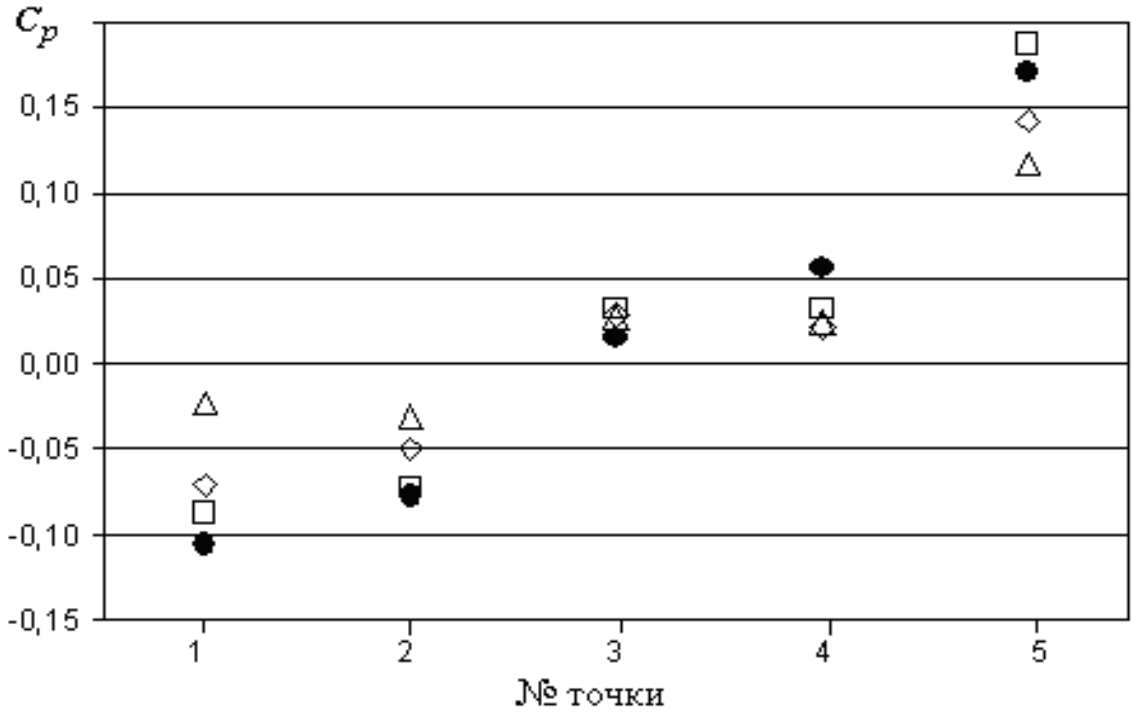


Рисунок 4.11. Распределение коэффициента давления по поверхности выемки [70]: • – полусферической; □ – двухполостной диффузорной без ребра-разделителя (рисунок 4.9*а*); ◇ – двухполостной с низким ребром-разделителем (рисунок 4.9*б*); △ – двухполостной с максимальной высотой ребра-разделителя (рисунок 4.9*в*)

В последнем случае – в ДДВ с максимальной высотой ребра-разделителя полостей значения коэффициентов давления отличаются особенно сильно, причем - в сторону сглаживания, подавления процессов отсасывания крупномасштабными самоорганизующимися вихревыми сруктурами массы воздуха с поверхности выемки. Таким образом, можно сделать однозначный вывод об отрицательном воздействии высокого ребра-разделителя полостей.

Более наглядно влияние высоты ребра, разделяющего обе полости ДДВ, видно на рисунке 4.12, на котором представлен полученный экспериментально график зависимости коэффициента давления от относительной высоты ребра $\bar{b}$, где значение C_p записывается формулой (4.1).

Он иллюстрирует эффект разрежения в области эпицентров вихревых структур в зависимости от относительной высоты ребра-разделителя потока. Из графика следует, что при увеличении относительной высоты этого ребра интенсивность СКВС в полостях уменьшается. А поскольку уровень разрежения в области эпицентра СКВС непосредственно связан с ее интенсивностью в полостях выемки, то можно полагать, что взаимодействие самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур между полостями выемки является благоприятным фактором для дополнительной интенсификации тепло- и массообмена в ДДВ.

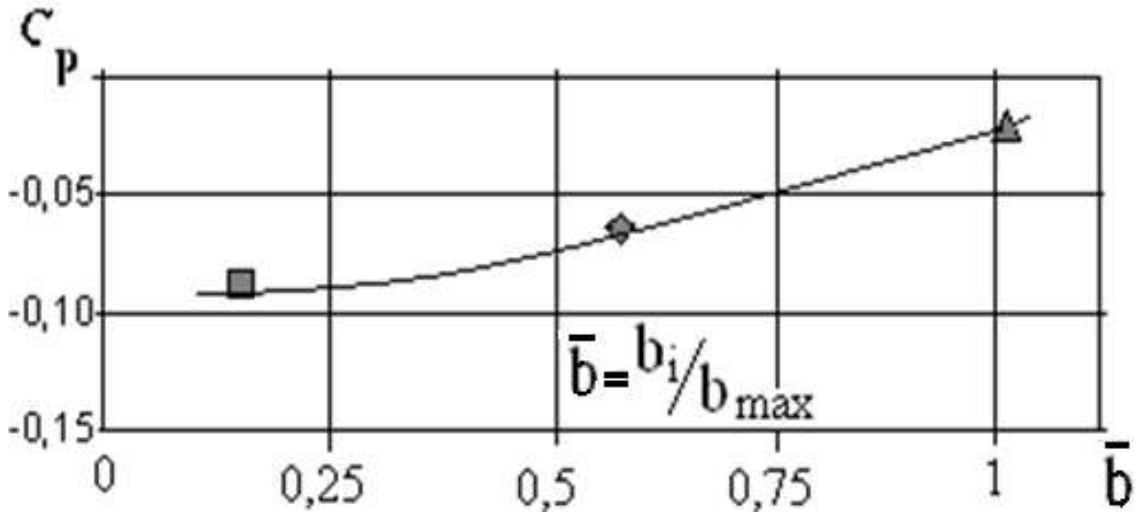


Рисунок 4.12. Исследование влияние высоты ребра-разделителя потока на коэффициент давления в области эпицентров ДДВ; схемы исследованных ребер см. на рисунке 4.9.; □ – двухполостной диффузорной без ребра-разделителя (рис. 4.9*а*); ◇ – двухполостной с низким ребром-разделителем (рис. 4.9*б*); △ – двухполостной с максимальной высотой ребра-разделителя (рис. 4.9*в*)

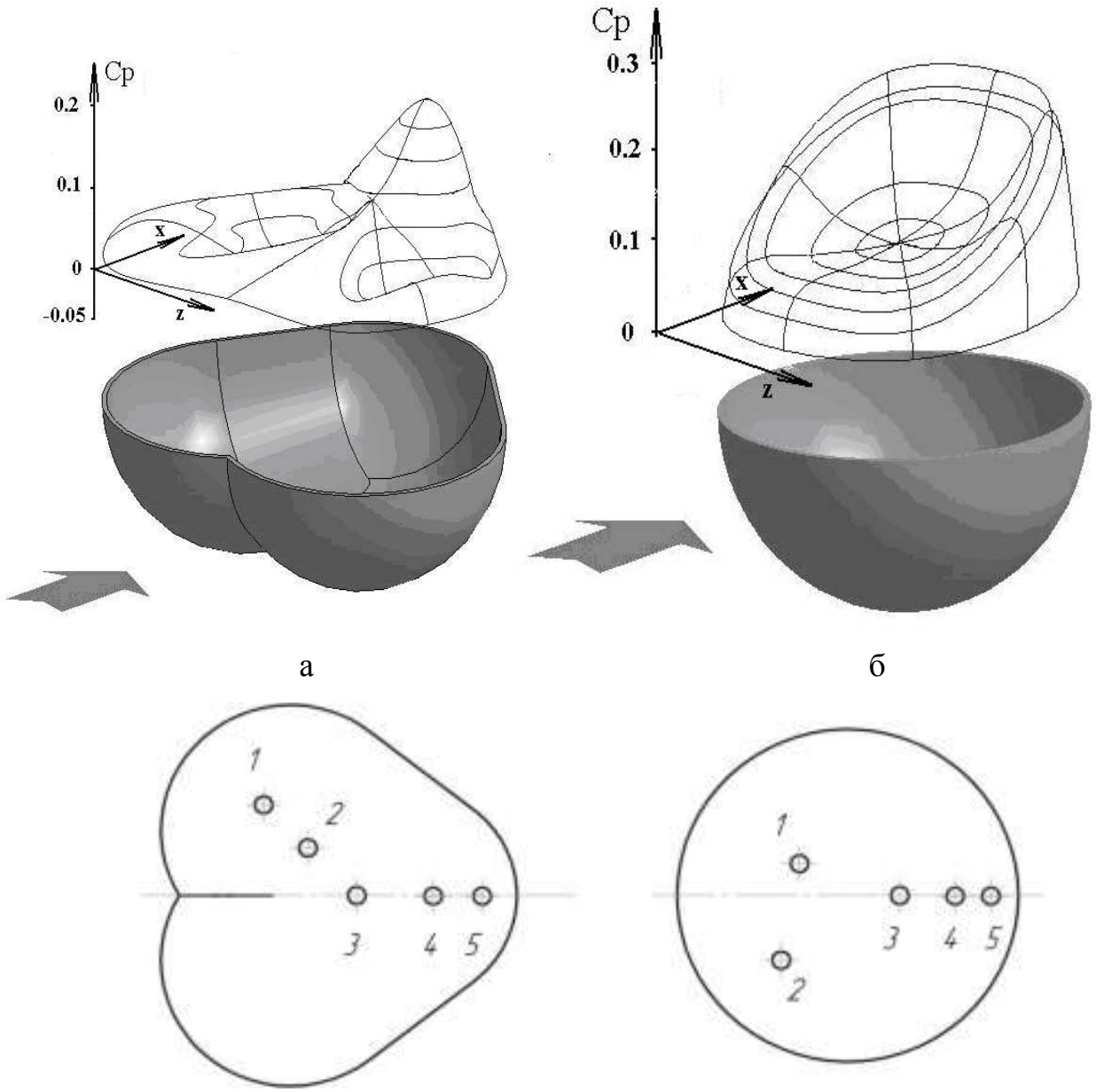


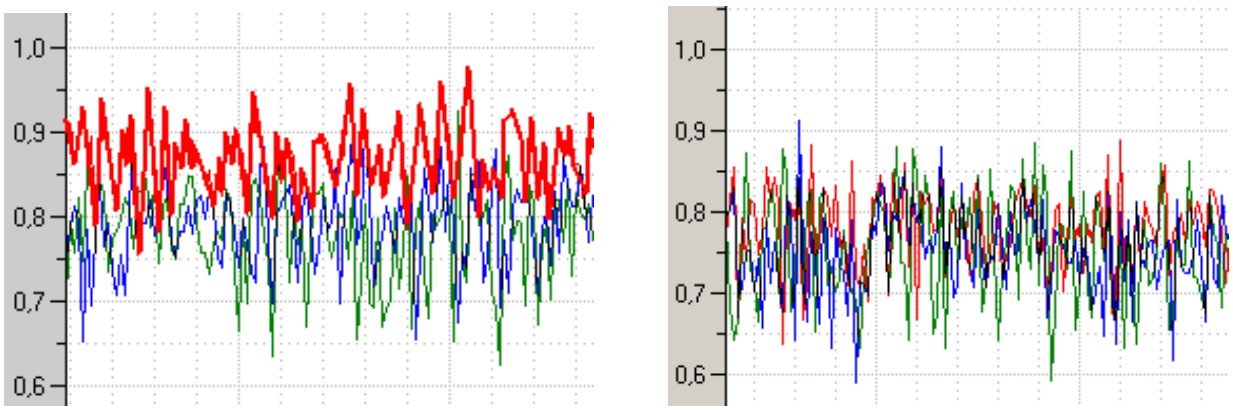
Рисунок 4.13. Распределение коэффициента давления C_p по поверхности ДДВ (а) и ПСВ (б) [61]

Анализ распределения коэффициента давления C_p по поверхности полостей ДДВ (рисунок 4.13) показал наличие в возвратном течении знакопеременного по его длине продольного градиента давления. Сначала, от области присоединения на поверхности выходной кромки по направлению возвратного течения реализуется конфузорная форма возвратного течения, схожая с СВОТ. Протяженность этого участка составляет около 41…45% длины возвратного течения. Далее, по ходу возвратного течения, реализуется диффузорный участок протяженностью 59…55% от всей длины возвратного течения, который

отсутствует в сферических выемках отрывного типа. Что касается СВОТ, то в ней на всем своем протяжении возвратное течение имеет только конфузорный характер, что ранее получили и авторы работы [14].

4.3. Результаты термоанометрических исследований и температурного состояния одиночной двухполостной диффузорной выемки

Степень турбулентности потока измерялась с помощью термоанемометров ИРВИС ТА-5.1 поверхностными датчиками [17], расположенными в эпицентрах самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур (точка 1 и симметричная ей точка 2), а также в точке 3 (см. рис. 4.10). Полученные записи мгновенных скоростей и соответствующие им значения степени турбулентности потока приведены на рис. 4.14. и в таблице 4.4.



а *б*

Рисунке 4.14. Запись мгновенной скорости для выемок [70]: *а* – двухполостной; *б* – полусферической

Таблица 4.2. Степень турбулентности Tu, % [70]

Тип выемки	**Точка измерения**		
	1	симметр. 1	3
Двухполостная	38,9	38,2	26,7
Полусферическая	39,3	39,0	34,7

Полученные данные позволяют утверждать о качественном изменении структуры потока в двухполостной выемке. Так, на рисунке 4.14 *а* видно, что в точке 3 (толстая линия) развивается более высокая скорость, чем в полостях. В аналогичных точках полусферической выемки измеренные скорости примерно равны между собой (рисунок 4.14 *б*).

Для разработки физической модели обтекания турбулентным потоком двухполостной диффузорной выемки были проведены измерения температурного поля одиночной модели ДДВ, выполненной из легированной стали Х18Н10Т. Описание модели приведено в главе 2 диссертации.

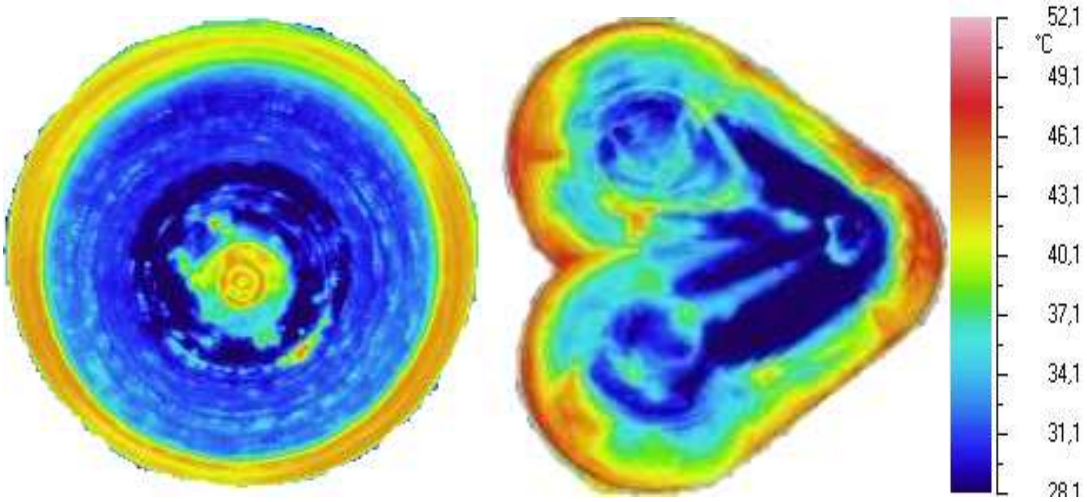
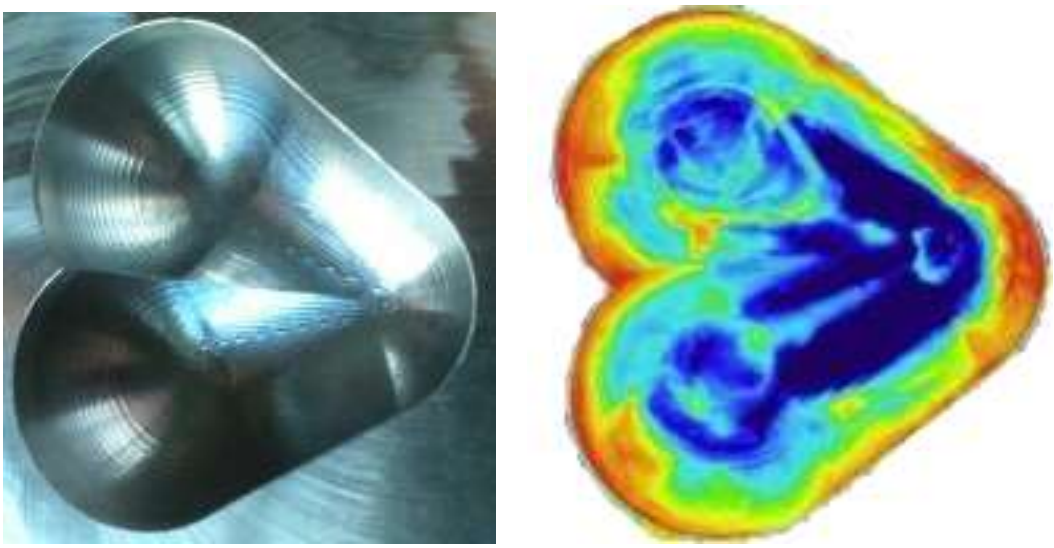


Рисунок 4 .15. Поля распределения температуры на поверхностях полостей ПСВ и ДДВ

Поля распределения температуры на поверхностях полостей ДДВ приведены на рисунке 4.15. Показано, что наиболее интенсивный теплообмен происходит на следующих участках: в области натекания потока на выходную кромку, при последующем формировании возвратного течения, а также в области СКВС.



а б

Рисунок 4.16. Распределение температуры по поверхности полостей одиночной ДДВ

В той же главе показано, что к внешней поверхности ДДВ тепловой поток подводится по закону q=const. Поэтому полученные качественные результаты по распределению значений температуры, могут только обозначить те области в выемке, где наблюдается наиболее высокий уровень теплоотдачи. Количественные же данные по распределению теплоотдачи на поверхности ДДВ должны оцениваться в более точных экспериментах.

Как следует из рисунка 4.15, б, область наиболее низких температур расположена на участке выходной кромки ДДВ - $T_{ст}\approx$ 300 К. Более высокая температура (около 325 К) зарегистрирована около боковых поверхностей ДДВ – там, где происходит перемещение основной массы теплоносителя в ее полостях. И третья область низких температур в ДДВ – это эпицентры СКВС ($T_{ст}\approx$307 К).

Отметим, что постепенное повышение температуры поверхности обеих полостей в направлении возвратного течения не означает, что теплоотдача в возвратном течении от области присоединения до эпицентров СКВС снижается. Дело в том, что по ходу возвратного течения температура пристенного течения постепенно возрастает, отбирая теплоту от поверхности выемки. Возрастает и температура поверхности.

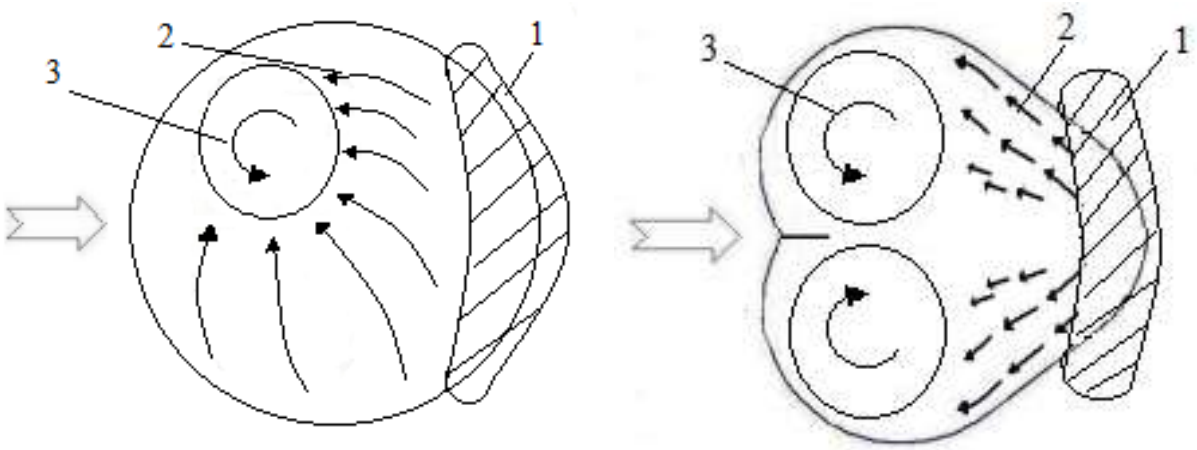
Все это показывает лишь то, что во всех названных областях ДДВ уровень теплоотдачи превышает соответствующие значения α в других областях выемки.

Этот факт показывает, что названные выше области повышенных значений теплоотдачи соответствуют сделанным в данном разделе выводам.

4.4. Обоснование физической модели течения в ДДВ

Физическая модель более высокой теплоотдачи в двухполостной диффузорной выемке, по сравнению с отрывной сферической выемкой одинаковых площадей обтекаемой поверхности, состоит в следующем.

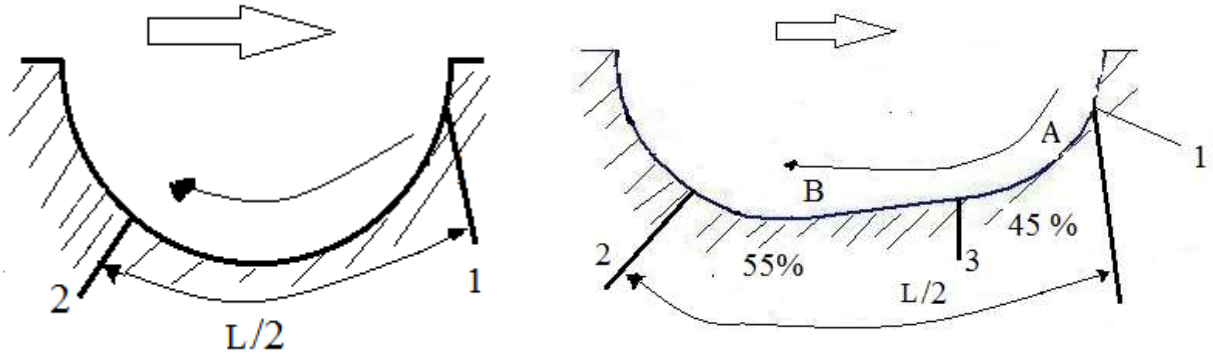
В области присоединения потока на выходной кромке ДДВ и ПСВ теплоотдача практически одинакова, поскольку одинаковы скорости набегающего потока, угол натекания потока на выходную кромку и другие параметры.



а б

Рисунок 4.17. К описанию физической модели процессов тепло- и массобмена в ДДВ

Возвратные рециркуляционные течения в обеих типах выемок (позиция 2) на начальном (градиентном) участке испытывают ускорение потока. В то же время степень диффузорности канала для возвратного течения неодинакова.



а б

Рисунок 4.18. 1- начало возвратного течения; 2 - конец возвратного течения; 3-граница между конфузорным и диффузорным участками

Из рисунка 4.18 видна разница в форме продольных сечений выемок. По нашим измерениям, область возвратного течения отрывной сферической выемки, имеющей протяженность L, носит конфузорный характер. Выше было показано, что возвратное течение для ДДВ (рисунок 4,18, б) на первом этапе (составляет около 41-45 % длины L) и носит также конфузорный характер, что и сферическая выемка отрывного типа. Однако на втором этапе возвратного течения в каждой из полостей ДДВ течение – диффузорное. Отсюда следует, что в ДДВ возвратное течение менее устойчиво к различным возмущениям, что приводит к образованию значительно более интенсивных самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур. Подтверждением снижения устойчивости возвратного течения в ДДВ, по сравнению со СВОТ, является рисунок 4.2. Он показывает, что турбулентный режим течения в ДДВ наступает значительно раньше, чем у СВОТ.

Как показали предоставленные в главе 4 результаты визуализационных экспериментов, мощность каждой из СКВС в ДДВ выше, чем в СВОТ при прочих равных условиях. Поэтому теплоотдача и массообмен у двух СКВС ДДВ существенно превышает теплоотдачу и массообмен в одиночной СКВС СВОТ.

Подытоживая изложенные кратко результаты опытных исследований, можно заключить, что за исключением участков входной кромки, остальные участки полостей ДДВ превосходят по интенсивности теплоотдачу в СВОТ.

4.5. Рекомендации для расчета теплоотдачи и гидравлического сопротивления в каналах с двухполостными диффузорными выемками

Расчет теплоотдачи и гидравлического сопротивления рекомендованы в диапазоне режима течения Re_D=10000…60000, для относительной глубины выемки $h/d_{ддв}$ = 0,34, плотности расположения выемок f = 0,35, относительной высоты канала $H/d_{ддв}$ =3,25:

1) Расчет чисел Рейнольдса по гидравлическому диаметру канала Re_D и гидравлическому диаметру выемки Re_d:

$$Re_D = \frac{w_{ср} \cdot D_Г}{\mu} \qquad Re_d = \frac{w_{ср} \cdot d_{ддв}}{\mu} \quad (4.2)$$

2) Расчет средней теплоотдачи в гладком канале (по данным М.А.Михеева [104]):

$$Nu_{гл}=0{,}021 Re_D^{0,8} Pr^{0,43} . \qquad (4.3)$$

3) Расчет средней теплоотдачи в канале с ДДВ:

$$Nu_D = 0{,}080\ Re_D^{0,8}\ Pr^{0,43}. \qquad (4.4)$$

4) В первом приближении расчет относительной теплоотдачи в канале с ДДВ для других геометрических параметров матрицы проводится по уравнению Ю.М. Анурова [6]:

$$Nu / Nu_{гл} = 1 + 4{,}4\, f^{0,8}\, (h/d_{сф})^{0,8} (H/d_{сф})^{-0,6} . \qquad (4.5)$$

5) Расчет коэффициента гидравлического сопротивления для гладкого канала (Г. Блазиуса):

$$\xi=0{,}3164/Re_D^{0,25} . \qquad (4.6)$$

6) Расчет коэффициента гидравлического сопротивления в канале с ДДВ:

$$\xi=1{,}424/Re_D^{0,25} . \qquad (4.7)$$

7) В первом приближении расчет коэффициента гидравлического сопротивления в канале с ДДВ в зависимости от геометрических параметров матрицы выполняется по данным Ю.Ф. Гортышова, И.А. Попова и др.[105]:

$h_{сф}/d_{сф}$=0,14 ÷ 0,31:

$$\varepsilon_{сф} = \frac{1{,}2406 \cdot \left(\frac{h_{сф}}{d_{сф}}\right)^{2,62}}{\left(\mathrm{Re}_h^{0,15} \cdot \left(\frac{H}{d_{сф}}\right)^{3,7\left(\frac{h_{сф}}{d_{сф}}\right)^{0,53}}\right)}, \qquad (4.8)$$

$h_{сф}/d_{сф}$ = 0,5:

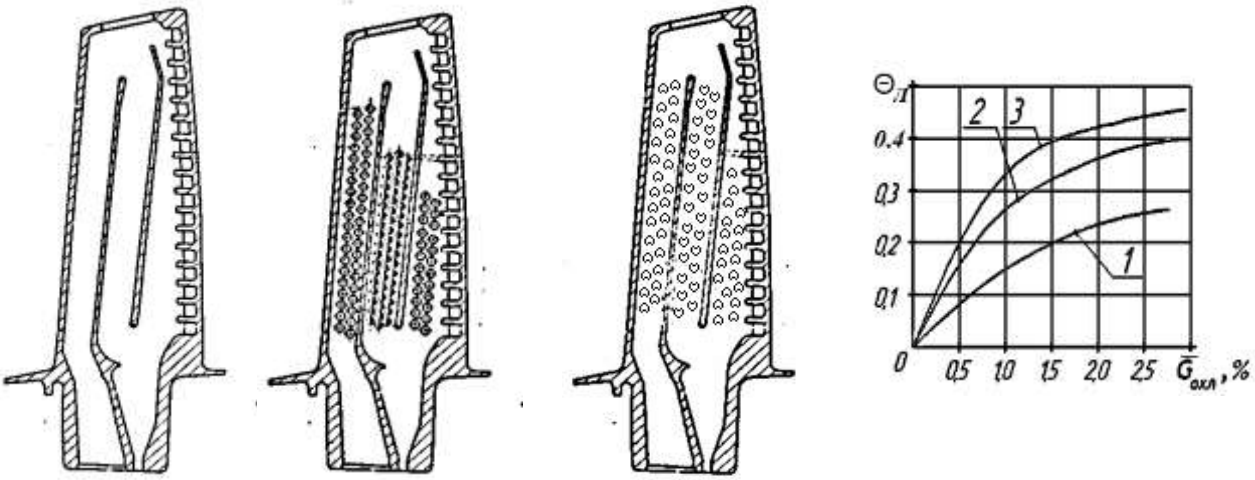
$$\varepsilon_{сф} = \frac{0{,}07872}{\left(\left(\frac{H}{d_{сф}}\right)^{2,632}\right)}, \qquad (4.9)$$

4.6. Сравнительные поверочные расчеты эффективности охлаждения рабочей лопатки турбины высокого давления

В настоящем разделе представлены результаты сравнительных расчетов эффективности охлаждения рабочих лопаток турбины высокого давления с тремя вариантами охлаждения. Рекомендации для расчета теплогидравлических характеристик охлаждающих каналов турбинных лопаток с нанесенными на их поверхность матрицами двухполостных диффузорных выемок взяты из предыдущего раздела. Режим течения - турбулентный. Лопатки со сферическими выемками рассчитывались по данным [6, 4]. Для лопатки с гладкими каналами использовались известные формулы из [68].

Результаты сравнительного расчета эффективности охлаждения рабочей лопатки с гладкими охлаждающими каналами (а), с нанесенными на стенки канала традиционными полусферическими выемками (б) и с двухполостными диффузорными выемками (в) представлены на рисунке 4.19. Эти расчеты выполнены по разработанной А.В. Ильинковым программе поверочного расчета температурного состояния охлаждаемых турбинных лопаток [69]. Она базируется на обобщенном практическом и экспериментальном опыте проектирования охлаждаемых лопаток турбин [94]. Результаты численного расчета рабочей

лопатки с гладкими охлаждающими каналами тестировались по экспериментальным данным [67].



а б в г

Рисунок 4.19. Результаты сравнительных расчетов эффективности охлаждения рабочий лопатки турбины по программе А.В. Ильинкова: а – гладкий канал, б – канал с ПСВ, в- канал с ДДВ; г - результаты расчетов; 1 – данные экспериментов [67] для рабочей лопатки схемы «а».

$$\Theta_л = (T^*_г - T_л)/(T^*_г - T^*_{охл.вх}). \qquad (4.10)$$

Результаты расчета показали, что для относительного расхода охлаждающего воздуха, подаваемого на один венец рабочих лопаток ($G_{охл}/G_{в.КВД}$), составляющего 2,5% и прочих одинаковых условиях, средняя по профилю эффективность охлаждения рабочей лопатки в случае гладких каналов составляет 0,25; с полусферическими выемками – 0,38, а с двухполостными диффузорными выемками – 0,44.

Выводы по главе 4

1. Визуализационными исследованиями установлены режимы течения в ДДВ, классифицированные по диапазонам значений чисел Рейнольдса; установлено, что турбулентный режим течения в ДДВ наступает значительно раньше, чем у СВОТ; получены основные параметры самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур, образующихся в ДДВ, их протяженность, координаты эпицентровСКВС, угол выхода их из выемки, угол раскрытия конуса

вихревой структуры; эти параметры отличаются от традиционных сферических выемок отрывного типа.

2. Анализ распределения коэффициента давления C_p в полостях ДДВ показал, что характер возвратного течения сначала – конфузорный и составляет около 41…45% длины возвратного течения; далее реализуется диффузорный участок протяженностью 59…55% от общей его длины, который отсутствует в сферических выемках отрывного типа.

3. Выполненные расчеты лежат в диапазоне чисел Re=10000-60000 при плотности расположения выемок f=0,35, относительной глубина выемки $h_{вх}/d_г$ = 0,34; $H/d_г$ = 3,25.

4. Для других геометрических параметров матрицы ДДВ при расчете средней теплоотдачи первом приближении можно использовать уравнение Ю.М. Анурова: $Nu / Nu_{гл} = 1 + 4{,}4\, f^{0,8}\, (h/d_{сф})^{0,8} (H/d_{сф})^{-0,6}$.

5. В исследованном нами диапазоне изменения чисел Рейнольдса $\xi = 1{,}424/Re_D^{0,25}$. Для других геометрических параметров матрицы с ДДВ при расчете гидравлического сопротивления в каналах в первом приближении можно использовать обобщающее уравнение [4].

6. Сформулирована физическая модель высокой интенсификации теплообмена на поверхности с ДДВ, основанная на непрерывном функционировании двух самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур и на повышенном массообмене в каждой из них созданием диффузорного характера возвратного течения в обеих полостях.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработан пристенный интенсификатор теплообмена повышенной эффективности (двухполостная диффузорная выемка - ДДВ), защищенный двумя патентами РФ. Выбор его схемы и формы основан на известном диффузорном эффекте роста теплоотдачи и на использовании в выемке ребра-разделителя полостей, увеличивающего до двух количество самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур в выемке.

2. Получены новые данные по средней теплоотдаче на пластине с матрицей ДДВ в условиях турбулентного режиме ее обтекания. Установлено, что максимальное увеличение теплоотдачи в канале с двухполостными диффузорным выемками, по сравнению с гладким каналом, составляет $(Nu/Nu_{гл})_{Re}$ = 3,8 раза. Это примерно в 1,4 раза больше, чем у лучших вариантов матриц со сферическими выемками при прочих равных условиях и в 1,3 раза больше, чем в канале с V-образными выемками. Получено уравнение подобия для расчета теплоотдачи.

3. Получены опытные данные по гидравлическому сопротивлению канала с такими выемками. Анализ распределения коэффициента давления C_p в полостях ДДВ показал, что характер возвратного течения сначала – конфузорный и составляет около 43% длины возвратного течения. Далее реализуется диффузорный участок протяженностью около 57% от общей его длины, который отсутствует в сферических выемках отрывного типа. Определена рациональная высота ребра-разделителя полостей в ДДВ.

4. Визуализационными исследованиями установлены режимы течения в ДДВ, классифицированные по диапазонам значений чисел Рейнольдса. Выявлено, что турбулентный режим течения в ДДВ наступает значительно раньше, чем у сферических выемок отрывного типа. Получены основные параметры самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур, образующихся в ДДВ. Их протяженность в следе за выемкой в два раза больше, чем у сферической выемки отрывного типа; значительно больше и угол раскрытия конуса вихревой

структуры, ограничиваемый обводами полостей выемки. Обнаружена новая форма взаимодействия двух самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур соседних полостей ДДВ с траекторией циркуляции в форме «восьмерки».

5. Сформулирована физическая модель высокой интенсивности теплообмена на поверхности с ДДВ, основанная на непрерывном функционировании двух самоорганизующихся крупномасштабных вихревых структур и на повышенном массообмене в каждой из них созданием диффузорного характера возвратного течения в обеих полостях.

6. Выявлено, что для максимальных значений интенсификации теплообмена двухполостными диффузорными выемками, составляющих $(Nu/Nu_{гл})_{Re}$ = 3,8, энергоэффективность $(Nu/Nu_{гл})_{Re}/(\xi/\xi_{гл})_{Re}$ = 0,84. Для сферических выемок эти значения составляют 2,7 и 0,82 соответственно. Установлено, что разработанный и исследованный интенсификатор превосходит по тепловой эффективности и другие известные пристенные интенсификаторы теплообмена.

7. Разработаны рекомендации для расчета интенсифицированного теплообмена в каналах с двухполостными диффузорными выемками на турбулентном режиме течения. Сравнительными расчетами турбинных лопаток ГТД показана высокая эффективность использования для интенсификации охлаждения двухполостных диффузорных выемок.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Сокращения

ВАК – Высший аттестационный комитет;

КНИТУ - Казанский национальный исследовательский технический Университет;

КАИ - Казанский Авиационный Институт;

ДДВ – двухполостная диффузорная выемка;

РАН – Российская академия наук;

РФ - Российская Федерация;

ГТД – газотурбинный двигатель;

ВД – высокого давления;

ЭС – энергетическая стратегия;

КПД – коэффициент полезного давления;

ТЭС – тепловая электростанция;

ПТУ – паротурбинная установка;

ГТУ – газотурбинная установка;

ПСВ – полусферическая выемка;

СКВС – самоорганизующиеся крупномасштабные вихревые структуры;

СВОТ – сферические выемки отрывного типа;

АЦП – аналоговый цифровой преобразователь;

Латинские

x, x' – продольные координаты, отсчитываемые соответственно от турбулизирующей проволочки, а также от передней кромки выемки или от передней кромки теплообменной пластины;

y – координата, направленная по нормали к поверхности;

y^+ – безразмерная координата;

d, h – диаметр и глубина выемки;

D – диаметр канала;

F – площадь поперечного сечения канала;

$П$ – периметр поперечного сечения канала;

L – длина канала;

G – расход;

H - высота канала;

t – шаг выемок; время;

b – высота ребра – разделителя;

U – напряжение;

I – сила тока;

w – скорость потока;

f – плотность расположения выемок;

$P^*_{вх}$ - давление торможения на входе в рабочий участок, Па.

Tu – степень турбулентности потока;

T – температура;

Q – тепловой поток;

q – плотность тепловой поток по нормали к поверхности;

R (+) – радиус закругления;

$R_в$ - газовая постоянная для воздуха;

$dP_{расх}$ – перепад давления на стандартном сужающем устройстве;

ρ - плотность воздуха;

<u>Греческие</u>

$\alpha_{расх}$ - коэффициент расхода стандартного сужающего устройства;

ε - поправка на сжимаемость;

ξ – гидравлическое сопротивление;

$\alpha, \bar{\alpha}$ – местный и средний коэффициенты теплоотдачи;

λ – коэффициент теплопроводности;

ν – кинематический коэффициент вязкости;

ρ – плотность;

φ – угол, отсчитываемый от передней критической точки выемки в плане или поперечно обтекаемого цилиндра;

δ, δ^*,δ^{**} – толщина пограничного слоя и потери импульса соответственно;

$\psi^{T}_{сф}$ – множитель – поправка, учитывающая влияние фактора, воздействующего на теплоотдачу в выемке;

<u>Безразмерные комплексы</u>

Re_D – число Рейнольдса, определенное по эквивалентному гидравлическому диаметру канала;

Re_d – число Re с характерным размером d;

Re_h – число Re с характерным размером h;

Re^{**} – число Рейнольдса, определенное по толщине потери импульса;

$St, \overline{St}$ – местное и среднее числа Стантона;

Sh – число Струхаля;

C_f – коэффициент трения;

C_p – коэффициент давления, изобарная теплоемкость;

f – формпараметр;

K – параметр ускорения;

Pr - число Прандтля;

Nu – число Нусельта;

<u>Индексы</u>

0 – при обтекании поверхности в стандартных условиях;

∞ – на внешней границе пограничного слоя;

г – гидравлический;

ср - средний;

гл – гладкий;

n – показатель степени;

сф - сферический;

d – определено по диаметру выемки;

i – местное значение параметра;

ст – значение параметра на стенке;

диф, конф – значение параметра при наличии положительного и отрицательного градиентов давления, соответственно;

вып, вогн – значение параметра на выпуклой и вогнутой поверхностях соответственно;

вх, вых – значение параметра на входе и выходе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2030 года // Прил. к научн., обществ.-дел. журналу "Энергетическая политика". – М.: ГУ ИЭС, 2010. – 184 с.

2. Александр Леонтьев. Современная энергетика и ее перспективы. 1,2 лекции // Канал Культура. ACADEMIA. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://tvkultura.ru/video/show/brand_id/20898/episode_id/156444

3. Tornado Like Jet Technologies – TLJT// Inventors Network GmbH. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://inventors-network.com/ru/about/technology

4. Гортышов Ю.Ф. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография/ Ю.Ф. Гортышов, И.А. Попов, В.В. Олимпиев, А.В. Щелчков, С.И. Каськов; под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 531с.

5. Кесарев В.С., Козлов А.П. Структура течения и теплообмен при обтекании полусферического углубления турбулизированным потоком воздуха// Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 1993. №1. С.106 – 115.

6. Ануров Ю.М. Эффективные методы интенсификации теплообмена в системах охлаждения лопаточных аппаратов высокотемпературных газовых турбин// Автореф. дис….докт.техн. наук. – СПб: Компания «Энергомаш (ЮК) Лимитед», 2005. -36 с.

7. Нагога Г.П. Эффективные способы охлаждения лопаток высокотемпературных газовых турбин: Учеб. пособие. М.: Изд-во МАИ, 1996. - 100 с.

8. Бузник В.М. Интенсификация теплообмена в судовых установках. Л.: Судостроение, 1969 - 363с.

9. Быстров Ю.А. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб/ Ю.А. Быстров, С.А. Исаев, Н.А. Кудрявцев, А.И. Леонтьев. - СПб: Судостроение, 2005. – 392 с.

10. Готовский М.А. Теплоотдача и сопротивление при течении в круглой трубе с интенсификацией регулярной системой сферических выемок и сферических выступов/ М.А. Готовский, М.Я. Беленький, Б.С. Фокин// Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках: тез. докл. Второй рос. науч. конф. М.: Изд-во МЭИ, 2005. – С.49-50.

11. Дзюбенко Б. В. Интенсификация тепло- и массообмен на макро-, микро- и наномасштабах/ Б.В. Дзюбенко, Ю.А. Кузма-Кичта, А.И. Леонтьев, И.И. Федик, А.П. Холпанов. – М.: ФГПУ «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2008. – 532 с.

12. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1990. -208 с.

13. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования. Л.: Энергоатомиздат, 1981. -263 с.

14. Терехов В.И., Калинина С.В., Мшвидобадзе Ю.М. Конвективный теплообмен на поверхности в области за каверной сферической формы // Теплофизика и аэромеханика.1994.Т.1, №1.- С.13–18.

15. Халатов А.А. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков, т.5/ А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов// Институт технической теплофизики НАН Украины. – Киев. – 2005. – 500 с.

16. Кикнадзе Г.И., Олейников В.Г. Самоорганизация смерчеобразных вихревых структур в потоках газов и жидкостей и интенсификация тепло- и массообмена Препринт №227, / Ин-т теплофизики СО АН СССР. Новосибирск 1990. -45с.

17. Козлов А.П., Михеев Н.И., Молочников В.М., Сайкин А.К. Термоанемометрические измерения поверхностного трения в отрывных течениях /Под ред. акад. В.Е. Алемасова. Казань: АБАК, 1998. -134 с.

18. Олимпиев В.В. Интенсификация теплообмена, расчет и оптимизация пароподогревателей и АВО с шероховатыми каналами на ЭВМ/ КЭИ. Казань, 1990.-148 с.

19. Исаев С.А., Чудновский Я.П. Численное исследование теплообмена и механизмов вихревой динамики при обтекании сферических углублений// Интенсификация теплообмена: Труды Первой Рос. нац. конф. по теплообмену. М: Изд-во МЭИ. 1994. Т.8. С. 80–85.

20. Bearman P.W., Harvey J. K. Golf Ball Aerodynamics // Aeronautical Quarterly. 1976. Vol. 27. Pt. 2. P.112–122.

21. Рейнольдс А.Дж. Турбулентные течения в инженерных приложениях. М.: Энергия,1979.- 408 с.

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

23. Щукин, А.В. Интенсификация теплообмена сферическими выемками при воздействии возмущающих факторов/ А.В. Щукин, А.П. Козлов, Р.С. Агачев, Я.П. Чудновский; под ред. акад. В.Е. Алемасова. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. – 143 с.

24. C. Neil Jordan, Lesley M. Wright. Heat transfer enhancement in a rectangular (ar = 3:1) channel with V-shaped dimples. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011. GT2011, June 6-10, 2011,Vancouver, British Columbia,Canada,12 p.

25. Гачечиладзе И.А., Кикнадзе Г.И., Краснов Ю.К. и др Теплообмен при самоорганизации смерчеобразных структур // Тепломассообмен–ММФ. Материалы Минского международного форума по тепломассообмену. Проблемные доклады. Секция 1–2. Минск: АН БССР, 1988. -С.83.

26. Г. А. Воропаев, А. В. Воскобойник, В. А. Воскобойник, С. А. Исаев, ISSN 1561-9087 Прикладна гідромеханіка. 2009. Том 11, N 4. С. 31–46

27. Griffith T. S., Al-Hadhrami L, and Han, J. C. Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR=4) with Dimples // Journal of Turbomachinery, Vol. 125, 2003. pp. 555-564.

28. Mahmood G.I., Hill M.L., Nelson D.L., Ligrani P.L., Moon H.-K., Glezer B. Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel. Journal of Turbomachinery. 2001. Vol.123. P.115-123.

29. Александров А.А., Горелов Г.М., Данильченко В.П., Резник В.Е. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при обтекании поверхностей с развитой шероховатостью в виде сферических углублений // Пром. теплотехника. 1989. Т.11, №6. С.57–61.

30. Арсеньев Л.В., Везломцев С.К., Носов В.В. Исследование структуры потока при течении в щелевом канале с генераторами вихрей // Судостроительная промышленность. Промышленная энергетика, охрана окружающей среды, энергосбережение судов. 1988. №5.- С.25–29.

31. Афанасьев В.Н, Чудновский Я.П. Самогенерация вихрей как метод интенсификации теплообмена // Тепломассообмен – ММФ: Минский международный форум. Минск. 1988. Ч. 1.– С. 8–9.

32. Беленький М.Я., Готовский М.А., Леках Б.М. и др. Интенсификация теплообмена при использовании поверхностей, формованных сферическими лунками // Тепломассообмен - ММФ - 92: Тез. докл./ ИТМО АНБ. Минск, 1992. Т.1, ч.1.- С.90–92.

33. Почуев В.П., Луценко Ю.Н., Мухин А.А. Теплообмен в охлаждаемых лопатках высокотемпературных газовых турбин // Труды Перв. Рос. Нац. Конф. по теплообмену. М.: Изд-во МЭИ; 1994. Т.8.- С.178–183.

34. Баев С.В. Судовые компактные теплообменники. Л.: Судостроение. 1965. -324с.

35. Presser K.H. Empirische gleichungen zur berechung der stoff- und warmeubertragung fur den spezialfall der abgerissenen stromung // Intern. J. of Heat and Mass Transfer. 1972. V. 15. P. 2447.

36. Шанин Ю.И., Шанин О.И. Интенсификация теплоотдачи нанесением сферических лунок на стенки каналов // Конвективный тепломасообмен.

Материалы Минского международного форума ММФ–2004. Минск: ИТМО им.А.В.Лыкова АНБ. 2004.

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

38. Езерский А.Б., Шехов В.Г. Визуализация потока тепла при обтекании уединенных сферических углублений // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1989. №6. С.161– 164.

39. Кикнадзе Г.И., Краснов Ю.К., Подымако Н.Ф. и др. Самоорганизация вихревых структур при обтекании водой полусферической лунки //Докл. АН СССР. 1986. Т.291, №6. С.1315–1318.

40. Туркин А.В., Сорокин А.Г., Брагина О.Н. и др. Интенсификация теплообмена при помощи лунок в плоском канале при низких скоростях движения воздуха // Тепло-массообмен - ММФ – 92: Минский международный форум. Минск 1992. Т. 1, ч. 1. С.18–21.

41. Гортышов Ю.Ф., Амирханов Р.Д. Теплообмен и трение в каналах со сферическими углублениями // Рабочие процессы в охлаждаемых турбомашинах и энергетических установках: Межвуз. сб. Казань: Казан. гос. техн. ун-т. 1995. С.87–90.

42. Дрейцер Г.А. Критический анализ современных достижений в области интенсификации теплообмена в каналах //Труды Второй рос. науч. конф. по теплообмену. Т.6: Интенсификация теплообмена/ МЭИ. М., 1998. – С. 91–98.

43. Moon H.K., O’Connell T. and Sharma R. Heat Transfer Enhancement Using a Convex-Patterned Surface // Paper No. GT-2002-30476, Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, the Netherlands. 2002

44. Кикнадзе Г.И., Краснов Ю.К., Подымака Н.Ф., Хабенский В.Б. Самоорганизация вихревых структур при обтекании водой полусферической лунки // Докл. Академии наук СССР. 1986. Т.291. №6. с.1315

45. Кикнадзе Г.И., Гачечиладзе И.А., Алексеев В.В. Самоорганизация смерчеобразных струй в потоках вязких сплошных сред и интенсификация тепломассообмена, сопровождающая это явление. – М.: Издательство МЭИ, 2005. 84с.

46. Кикнадзе Г.И., Гачечиладзе И.А., Олейников В.Г., Алексеев В.В.. Механизмы смерчевой интенсификации тепломассообмена // Интенсиикация теплообмена: Труды Первой Рос. нац. конф. по теплообмену. Т.8. М.: Изд-во МЭИ, 1994. с.97–106.

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

48. Леонтьев А.И., Шишов Е.В., Белов В.М., Афанасьев В.И. Средние и пульсационные характеристики теплового турбулентного пограничного слоя и теплообмен в диффузорной области // Теплообмен – V: Материалы 1-й Всесоюз. конф. по теплообмену / Ин-т тепломассообмена АН БССР. Минск, 1976. Т.1, ч.1. С. 77–86.

49. Щукин В.К., Ковальногов Н.Н., Воронин В.И. и др. Турбулентная структура, теплоотдача и трение внутренних осесимметричных потоков с большими отрицательными продольными градиентами давления // Тепломассообмен – VII. Минск, 1984. Т.1, ч.1. С. 175–179.

50. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Митяков А.В., Пышный И.А. Интенсификация смерчевого турбулентного теплообмена в асимметричных лунках на плоской стенке // Инженерно-физический журнал. 2003. Т.76. №2. -С.31-34.

51. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Баранов П.А. Моделирование смерчевой интенсификации теплообмена при низкоскростностном движении воздуха в прямоугольном канале с лунками. Часть 1. Выбор и обоснование методов расчета. Теплоэнергетика. 2007. Т.54. №3. -С.22-28.

52. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Баранов П.А. Моделирование смерчевой интенсификации теплообмена при низкоскоростном движении воздуха в

прямоугольном канале с лунками. Часть 2. Результаты параметрических исследований. Теплоэнергетика. 2007. Т.54. №8.- С.63-70.

53. Kornev N., Turnow J., Hassel E., Isaev S., Wurm F.-H. Fluid mechanics and heat transfer in a channel with spherical and oval dimples // Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design. 2010. Vol.110/2010. P.231-237.

54. Turnow J., Kornev N., Isaev S., Hassel E. Vortex mechanism of heat transfer enhancement in a channel with spherical and oval dimples // Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung. 2011. Vol. 47. Issue 3. P. 301-311.

55. С.А. Исаев, А.И. Леонтьев, А.В. Щелчков. Вихревая интенсификация теплообмена одиночными лунками. Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках: пятая международная конференция: Труды конференции – Казань: КНИТУ-КАИ, - 2015.- 969 с.

56. Исаев С.А., Леонарди Э., Тимченко В., Усачов А.Е. Вихревая интенсификация теплообмена в микроканалах с овальными лунками // Третья международная конференция «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках». 21-23 октября 2008 г. Москва. – 2008. – С. 1-10.

57. Щукин, А.В. Пристенная интенсификация теплообмена при сложных граничных условиях/ А.В. Щукин, А.В. Ильинков. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2014. – 252 с.

58. Ю.Ф. Гортышов Теория и техника теплофизического эксперимента: Учеб. Пособие для вузов / Ю.Ф. Гортышов, Ф.Н. Дресвянников, Н.С. Идиатуллин и др.; Под ред. В.К. Щукина. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 360 с., ил.

59. Мотулевич В.П. Метод относительного соответствия и его применение в задачах тепло- и массообмена// Инж.-физ. журн., 1968. Т. 14, № 1. С. 8–16.

60. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил, Т. 9 /А. А.Халатов, В. В. Романов, И. И. Борисов, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин// Институт техничесой теплофизики НАН Украины.- Киев. . - 2010. - 317 с.

61. Хабибуллин И.И. Исследование теплообменной поверхности с двухполостными диффузорными выемками в прямоугольном канале / Ильинков А.В., Хабибуллин И.И., Щукин А.В., Такмовцев В.В. // Журнал «Энергетика Татарстана», г. Казань, 2015 г., №4, секция «Промышленная теплоэнергетика», с.68-74.

62. Hwang S.D., Cho H.H. Heat transfer enhancement of internal passage using dimple/protrusion. Paper THE-24.

63. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок) – Киев: Ин-тут технической теплофизики НАН Украины. - 2005. - 140 с.

64. Chyu M.-K., Yu Y., Ding H., Downs J.P. & Soechting F.O. Concavity Enhanced Heat Transfer in an Internal Cooling Passage // ASME. – 1997. – Paper №97-GT-437.

65. Moon H.-K., O'Konnel T. & Glezer B. Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage // ASME. – 1999. – Paper № 99-GT-163.

66. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наукова думка. – 1989. – 198 с.

67. Лукачев В.П., Данильченко В.П., Резник В.Е:. Выбор параметров и инженерные основы проектирования систем охлаждения элементов турбин авиационных ГТД. - Куйбышев: КуАИ, 1983 г. - 120 с

68. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. Москва: Наука, 1974. — 712 с.

69. Ильинков А.В. Алгоритм и программа теплового расчета охлаждаемых лопаток турбомашин// Материалы X Школа-семинар молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова, г. Казань, 13-15 сентября 2016 г., с.182-186.

70. Хабибуллин И.И. Особенности обтекания двухполостных выемок / Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В., Хабибуллин И.И., Ильинкова В.Г. //

Журнал «Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева», г. Казань, 2014 г., №2, секция «Промышленная теплоэнергетика», с.53-57.

71. Хабибуллин И.И. О расширении диапазона эффективной работы щелевых уплотнений в центробежных насосах / Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В., Титов В.В., Хабибуллин И.И. // Журнал «Энергетика Татарстана», г. Казань, 2014 г., №3-4, с.57-60.

72. Патент на полезная модель №148172 РФ, U1 F28F3/00. Теплообменная поверхность (варианты)/ И.И. Хабибуллин, А.В. Ильинков, А.В. Щукин, В.В. Такмовцев (Россия). - № 2014120548/06; Заявлено 21.05.2014; Опубл. 27.11.2014, бюлл. № 33.

73. Патент на изобретение №2569540 РФ, C1 F28F3/00, F15D1/10. Теплообменная поверхность (варианты)/ И.И. Хабибуллин, А.В. Ильинков, А.В. Щукин, В.В. Такмовцев (Россия). - № 2014120547/06; Заявлено 21.05.2014; Опубл. 27.11.2015, бюлл. № 33.

74. Хабибуллин И.И. Разработка пристенного интенсификатора теплообмена для охлаждения турбинных лопаток / Хабибуллин И.И., Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В. // Тезисы докладов и сообщений «XV Минского международного форума по тепло- и массообмену», НАН Беларуси, Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова, г. Минск, 23-26 мая 2016 г., Т.1, с.229-232.

75. Хабибуллин И.И. Особенности обтекания двухполостных и диффузорных выемок / Ильинков А.В., Щукин А.В., Хабибуллин И.И., Такмовцев В.В.// Тезисы Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. МЭИ, г. Москва, 27-31 октября 2014 г., Т.3, с.54-55.

76. Хабибуллин И.И. Теплоообменная поверхность с двухполостными диффузорными выемками / Хабибуллин И.И., Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В. // Тезисы докладов XX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А.И. Леонтьева «Проблемы

газодинамики и тепломассобмена в энергетических установках», МЭИ, г. Звенигород, 24-29 мая 2015 г., с.277-278.

77. Хабибуллин И.И. Теплоотдача и визуализация потока в канале с двухполостными диффузорными выемками / Хабибуллин И.И., Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В. // Тезисы докладов V международной конференции «Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках»., г. Казань, 19-21 октября 2015 г., с.112-113.

78. Хабибуллин И.И. Гидродинамика обтекания двухполостной диффузорной выемки / Хабибуллин И.И., Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В., Титов С.С., М.Дж. К. Аббас // Материалы IX Школа-семинар молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова, г. Казань, 9-11 сентября 2014 г., с.187-191.

79. Хабибуллин И.И. К интенсификации теплоотдачи в охлаждающих каналах турбинных лопаток / Ильинков А.В., Щукин А.В., Хабибуллин И.И., Такмовцев В.В. // Тезисы международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». СНИУ им. акад. С.П. Королева, г. Самара, 22-24 июня 2016 г., секция 4 «Рабочие процессы и проектирование воздушно-реактивных двигателей».

80. Хабибуллин И.И. Гидродинамика и теплообмен при обтекании поверхности с двухполостными диффузорными выемками / Хабибуллин И.И., Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В. // Тезисы докладов научно-практической конференции «Энергетика, экология, энергосбережение». ЗАО НПВП «Турбокон», г. Калуга, 16-18 мая 2016 г., секция 1 «Тепломассообмен в энергетических установках», с.31-34.

81. Хабибуллин И.И. Пристенная интенсификация тепломассообмена с помощью двухполостных выемок / Хабибуллин И.И., Ильинков А.В., Щукин А.В. // Материалы VII международной научно-практической конференции «Научное обозрение физико-математических и технических наук в XXI веке». МНО «Prospero», г. Москва, 29 июля 2014 г., №2, с.73-75.

82. Хабибуллин И.И. Интенсификация вихреобразования в полусферической выемке / Хабибуллин И.И., Хакимуллин И.Д., Ильинков А.В., Щукин А.В.// Материалы международной молодежной научной конференции «XXI Туполевские чтения (школа молодых ученых)», г. Казань, 19-21 ноября 2013 г., Т.2, с.303-304.

83. Хабибуллин И.И. Теплоотдача на пластине с двухполостными диффузорными выемками / Хабибуллин И.И., Такмовцев В.В., Бахтин Р.А., Ильинков А.В., Щукин А.В.// Сборник докладов международной молодежной научной конференции «XXII Туполевские чтения (школа молодых ученых)», г. Казань, 19-21 октября 2015 г., Т.2,, с.502-506.

84. Хабибуллин И.И. Визуализация течения при обтекании двухполостной диффузорной выемки / Хабибуллин И.И., Такмовцев В.В., Аббас М.Д.К., Ильинков А.В., Щукин А.В.// Сборник докладов международной молодежной научной конференции «XXII Туполевские чтения (школа молодых ученых)», г. Казань, 19-21 октября 2015 г., Т.2, с.507-510.

85. Хабибуллин И.И. О расширении диапазона эффективной работы щелевых уплотнений в центробежных насосах / Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В., Титов В.В., Хабибуллин И.И. // Ежемесячный научно-технический журнал «Новости теплоснабжения», г. Москва, март 2015 г., №3, секция «Новые технологии», с.42-45.

86. Хабибуллин И.И. Распределение местных коэффициентов теплоотдачи по поверхности полусферических выступов в плоском канале/ Ильинков А.В., Ильинкова В.Г., Щукин А.В., Хабибуллин И.И.// Сборник материалов XXIII Всероссийской межвузовской н/т конференции “Электромеханические и внутренние процессы в энергетических установках, струйная акустика и диагностика, приборы и методы контроля природной среды, веществ, материалов и изделий”. Часть 2, Казань, КВВКУ, 2011 г., С.100-101.

87. Хабибуллин И.И. Теплоотдача от полусферических выступов в щелевом стесненном канале / Ильинкова В.Г., Хабибуллин И.И. // Тезисы

докладов XIX Международной молодежной научной конференции “Туполевские чтения”, г.Казань, 2011 г., Т1, С.300.

88. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В., Дилевская Е.В., Исаев С.А. Существо механизма интенсификации теплообмена на поверхности со сферическими выемками // Изв. РАН. Энергетика. 2002. №2. С 117-122.

89. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Кикнадзе Г.И. и др. Сравнительный анализ вихревого теплообмена при турбулентном обтекании сферической лунки и двумерной траншеи на плоской стенке // ИФЖ. 2005. т.78. №4. С. 916-921.

90. Бурцев С.А., Васильев В.К., Виноградов Ю.А., Кисе- лёв Н.А., Титов А.А. Экспериментальное исследо- вание характеристик поверхностей, покрытых ре- гулярным рельефом // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электр. журн. 2013. № 1. 28 с.

91. Киселев Н.А. Бурцев С.А., Стронгин М.М., Виноградов Ю.А./Экспериментальное исследование влияния вихреобразующего рельефа на интенсификацию процессов теплообмена и трения // Тезисы докладов V международной конференции «Теплообмен и гидродинамика в закрученных потоках», г. Казань, 19-21 октября 2015 г., С. 134-136.

92. Терехов, В. И. Экспериментальное исследование структуры течения и теплоотдачи при струйном обтекании преграды в форме сферической каверны/ В. И. Терехов, В. Л. Барсанов, С. В. Калинина, Ю. М. Мшвидобадзе // ИФЖ. – 2006. – Т. 79, № 4. – С. 29–37.

93. Хабибуллин И.И. Теплоотдача, сопротивление и энергоэффективность канала с двухполостными диффузорными выемками / Хабибуллин И.И., Бахтин Р.А., Ильинков А.В., Щукин А.В., Такмовцев В.В. // Материалы X Школа-семинар молодых ученых и специалистов академика РАН В.Е. Алемасова, г. Казань, 13-15 сентября 2016 г., с.230-233.

94. Лукачев, В.П. Анализ тенденций развития систем охлаждения рабочих лопаток высокотемпературных турбин некоторых иностранных

авиационных ГТД / В.П. Лукачев, В.П. Данильченко, В.Е. Резник // Промышленная теплотехника.

95. Lucky V. Tran, Michelle I. Valentino, Abhishek Saha, Carson D. Slabaugh, Mark Ricklick, J.S. Kapat, Saptarshi Basu. PIV study on the dimple mid-plane of a narrow rectangular channel with dimples applied to one wall. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011 GT2011 June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada. GT2011-46

96. Slabaugh, C.D, Tran, L. V., Ricklick, M., and Kapat, J.S., 2010, “Side Wall Heat Transfer Augmentation in a Narrow Rectangular Channel with Dimples Applied to the Bottom Wall,” AIAA-2010-6953, Proc. 46th AIAA Joint Propulsion Conference, Nashville, TN USA

97. Готовский М.А., Деменок С.Л., Медведев В.В., Сивуха С.М. Теплоотдача и сопротивление каналов с олуненными поверхностями: монография. – СПб.: Страта, 2016. – 210 с.

98. Mr. Amit G. Ranawar, Mr. S. Y. Bhosale. A Study of Heat Transfer Enhancement using V Shaped Dimples on a Flat Plate with Experimentation & CFD. GRD Journals- Global Research and Development Journal for Engineering | Volume 1 | Issue 4 | March 2016.

99. Yu Ra, Van Fang, Bo li, Bernhard Weigand. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Flow Friction in Channels ith Dimples of Different Shapes. Journal of Heat Transfer. MARCH 2015, Vol. 137

100. А.Ю. Дьяченко, В.И. Терехов, Н.И. Ярыгина. Теплообмен в поперечной траншее с наклонными стенками в турбулизированном потоке.

101. G.I. Kiknadze, I.A. Gachechiladze, T.T. Barnaveli Jr.. The mechanisms of the phenomenon of tornado-like jets selforganization in the flow along the dimples on the initially flat surface. Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE2012 November 9-15, 2012, Houston, Texas, US.

102. И. Н. Зинченко, А. В. Скорик, В. П. Парафейник. О влиянии сферических лунок на поверхности лопаток диффузора на рабочий процесс ступени центробежного компрессора.//Вісник НТУ «ХПІ». 2016. № 9(1181) с.37-43

103. Патент №2020304 РФ. С1 F15D1/02, F15D1/12. Поверхность обтекания для формирования динамических структур в пограничных и пристенных слоях потоков сплошных сред / Кикнадзе Г.И., Гачечиладзе И.А., Олейник В.Г. (Россия). - № 5034292/29; Опубл. 30.09.1994.

104. Михеев М.А., Михеева И.М. Краткий курс теплопередачи. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960 - 206 с

105. Leontiev A.I., Kaskov S.I., Gortyshov Yu.F., Schelchkov A.V., Popov I.A., Olimpiev V.V. Hydrodynamics and heat transfer in heat exchanger channels with spherical holes // American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer Division, (Publication) HTD 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2006. Сер. "Proceedings of 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2006 - Heat Transfer" Chicago, IL, 2006.