

На правах рукописи

КРЕКТУНОВ АЛЕКСАНДР ОЛЕГОВИЧ

**ТЕПЛООБМЕННИКИ- УТИЛИЗАТОРЫ С ЭФФЕКТИВНОЙ
ПОВЕРХНОСТЬЮ ПЕРЕНОСА ДЛЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И СИСТЕМ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

Специальность 05.04.03 - Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук



Санкт-Петербург – 2005

Работа выполнена в Санкт-Петербургском государственном университете
низкотемпературных и пищевых технологий

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ - доктор технических наук, профессор
ИВАНОВ ОЛЕГ ПЕТРОВИЧ

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ: доктор технических наук,
СУЛИН АЛЕКСАНДР БОРИСОВИЧ
кандидат технических наук,
АГАФОНОВА НАТАЛЬЯ ДМИТРИЕВНА

ВЕДУЩАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ – ООО «АРКОС»

Защита состоится «28» ноября 2005 г. в 14 часов на
заседании диссертационного совета Д212.234.01 при Санкт-Петербургском
государственном университете низкотемпературных и пищевых технологий по
адресу: 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д.9.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан «28» ноября 2005 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета
доктор технических наук,
профессор



Тимофеевский Л.С.

2006-4
28782

2257129

3

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы.

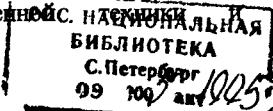
Благодаря усилению изоляции и герметичности улучшаются теплоизоляционные возможности внешних ограждений зданий, сооружений, обслуживаемых СВ и СК. Общие тепловые «потери» (поступления в помещения путем теплопередачи уменьшаются, а вклад в общий энергобаланс вентиляционных тепловых «потерь») поступлений становится настолько существенным, что утилизация энергии вентиляционных выбросов, как отмечают О.П. Иванов, С.М. Анисимов и др., может оказаться одним из существенных потенциалов энергосбережения. Особенно это актуально для объектов, расположенных в регионах с продолжительным отопительным периодом, либо для объектов с большими внутренними влаговыведениями и расположенных в жарком климате. Следует отметить, что неграмотное и неэкономное отношение к энергоиспользованию приводит к отрицательным экологическим последствиям. Таким образом, решая проблему энергосбережения путем создания энергоэкономичных объектов с современными СВ и СК решаются, практически «бесплатно» вопросы экологической защиты окружающей нас среды.

На российском рынке имеется большой выбор импортного теплообменного оборудования, позволяющего решать вопросы экономного потребления энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования (ОВК). Однако зарубежные аппараты зачастую крайне слабо адаптированы к климатическим условиям северо-запада России, не говоря о районах Сибири и Дальнего Востока. В ряде конструкций зарубежных фирм поверхности теплообмена выполнены из алюминия. В тоже время для теплоутилизаторов СКВ термическое сопротивление стенки, при толщинах последней менее 0,5 мм не играет существенной роли. Поэтому актуальной является проблема замены поверхности теплообмена из цветных металлов на дешевые полимерные материалы, тем более, что имеется опыт изготовления таких поверхностей, например, из полиэтиленовой пленки, полученный в Рижском политехническом институте Лишинских А.Х и Манусовым У.Г.

Проблема повышения эффективности работы теплоутилизаторов СВ и КВ из полимерных материалов может быть решена тремя путями:

- Посредством уменьшения гидравлического диаметра каналов и/или увеличения скорости движения теплоносителей, что вызывает большие потери на трение Δp и повышенный уровень шума;
- Посредством развития поверхности (оребрения), что связано также с увеличением Δp ;
- Путем минимизированного воздействия на геометрию поверхности теплообмена, не вызывающего существенного роста Δp .

Поэтому проблема интенсификации ТМО в теплоутилизаторах тесно связана, а подчас является определяющей, в общей актуальной проблеме энергосбережения при создании и эксплуатации машин и аппаратов энергоустановок, холодильной и криогенной систем



кондиционирования воздуха.

В цикле работ выполненных Fiebig, Weber, Mielenz по интенсификации теплообмена в плоских каналах, с расположенными на их поверхности «микрокрыльями», было установлено, что положительный эффект связан с генерацией ими продольных устойчивых вихрей и, которые, если следовать логике А.А.Гухмана, вероятно, переносят теплоту более эффективно, чем количество движения. Основная особенность этого вида интенсификации заключается в том, что максимальный положительный эффект наблюдается в малоизученной области $Re < Re_{cr}$ при умеренном росте сопротивления.

Однако, эти опытные данные получены при движении сухого воздуха в каналах высотой порядка 20 мм, что затрудняет их использование для геометрических и режимных параметров рекуператоров СВ и СК.

Исходя из изложенного выше, наиболее перспективным типом дискретной шероховатости поверхностей теплообмена РПУ для СВ, на наш взгляд, являются интенсификаторы типа «микрокрыло», которые при определенных геометрических соотношениях могут обеспечить опережающий рост теплоотдачи по сравнению с ростом сопротивления.

Следовательно, актуальной является задача по исследованию процесса переноса в плоских каналах с элементами интенсификации типа «микрокрыло» в диапазоне геометрических и режимных параметров, характерных для пластинчатых теплообменников утилизационных установок СВ и КВ.

Ввиду того, что в состав теплоутилизационной установки помимо теплообменника входят вытяжной и приточный вентиляторы, помимо энергетической эффективности актуальной является задача по снижению уровня генерируемого ими шума.

Задачи исследования:

1. Проанализировать существующие конструкции утилизаторов теплоты исследуемого типа, их достоинства, недостатки и их роль в энергосбережении СВ и СК.

2. Разработать методики исследования тепломассообмена и аэродинамического сопротивления в рабочих участках, изготовить стенды и рабочие участки.

3. Исследовать влияние интенсификаторов типа «микрокрыло» на локальную и среднюю теплоотдачу и сопротивление в плоских каналах, изготовленных из ячеистого поликарбоната.

4. Разработать методику расчета процессов в перекрестноточных теплоутилизаторах при работе в летних и зимних условиях.

Научная новизна работы заключается в:

- получении и обобщении новых теоретических и экспериментальных данных по локальным и средним коэффициентам переноса при движении сухого и влажного воздуха в гладких и дискретно-шероховатых щелевых каналах, геометрические размеры и режимные параметры которых характерны для РПУ СВ и КВ;

- обобщении данных по локальной теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению в плоских каналах, снабженных продольными по потоку

сплошными ребрами (жесткости) и аналогичных каналах с дискретно установленными по ходу потока генераторами вихрей типа «микро крыло»;

- разработке математической модели РПУ, работающего в сухом режиме и с выпадением конденсата. Адекватность модели подтверждена опытными данными на экспериментальных установках (рис. 1а и рис. 1б);

- обобщении новых данных по средней теплоотдаче и полным потерям давления.

Практическая ценность работы. Предложена новая конструкция РПУ на базе предложенной автором поверхности переноса.

Разработана методика расчёта теплообменных аппаратов на различные режимы эксплуатации, включая и режимы выпадения конденсата из воздуха.

Предложена оригинальная методика и оригинальная конструкция теплообменника утилизатора с эффективной поверхностью переноса.

Методика позволяет грамотно подбирать теплотехнические параметры теплообменных аппаратов для систем СВ и СК с учетом климатических условий.

Достоверность полученных результатов, положений и выводов работы обеспечивается отработкой методики эксперимента, снижением погрешности измерений, а представленный в работе сопоставительный анализ результатов исследования с литературными и экспериментальными данными подтверждает достоверность полученных результатов.

Внедрение. Результаты работы используются при проектировании и разработке нового оборудования СВ и КВ, а также при чтении спецкурсов для магистров и аспирантов.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы были доложены, на ряде научно-технических конференциях, опубликованы в периодической печати и получен патент.

Объём и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения, списка литературы и приложений. Работа изложена на 124 страницах машинописного текста, содержит 43 рисунка. Список литературы включает 110 наименований из них 44 зарубежных авторов.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Актуальная проблема повышение эффективности работы теплоутилизаторов может быть решена путем интенсификации процессов переноса в них. Анализ показал, что теплообменные поверхности аппаратов таких известных фирм, как «Wolf», «Noval» и «Remak», имеют различные конфигурации выштамповок (в пластинах из алюминиевых сплавов), которые не столько выполняют функцию интенсификаторов, сколько роль прочностных элементов, которые заметно ухудшают аэродинамические характеристики.

Проведен анализ возможных способов интенсификации теплообменной поверхности (с лунками малой глубины, поверхности Френкеля и др.). Для режимов работы РПУ в СВ и КВ ($Re \leq Re_{\text{кр}}$) отдано предпочтение поверхностям с «микрокрыльями»

В результате анализа состояния рассматриваемого вопроса были намечены

задачи и объем настоящего исследования, которые представлены выше в разделе «Цель и задачи исследования».

Значительное внимание уделено физическим основам интенсификации теплообмена посредством «микркрыльев». Высказывается гипотеза, согласно которой наблюдается аналогия между процессами теплообмена при интенсифицирующем воздействии подъемных сил при свободной конвекции на процессы теплообмена при вынужденном движении потоков и процессами интенсификации процессов посредством дискретной шероховатости типа «микркрыло». Важным моментом, здесь является тот факт, что интенсификация тепло-и массообмена при совместном влиянии вынужденной и свободной конвекции происходит при «падающем» росте сопротивления. В опытах, выполненных в Германии (M.Fiebig, U.Brockmeier, Th. Guentermann), были обнаружены продольные устойчивые вихревые структуры, генерируемые «микркрыльями» (WVG) при движение воздуха в прямоугольных каналах (расстояние между пластинами 20мм) в области чисел Рейнольдса $Re = w \cdot d_s / \nu = 300 + 1500$, соответствующих ламинарному режиму течения, которые также как и вихри, вызванные свободной конвекцией приводят к «неадекватному» росту теплоотдачи. Важным параметром, характеризующим процесс, является частота «выбросов» (burst), которая при соизмеримом воздействии свободной (Gr) и вынужденной конвекции (Re) определяется тепловым потоком на стенке, а при движении потока в канале с элементами дискретной шероховатости, продольным расстоянием между элементами («микркрыльями»), генерирующими продольные вихри. Исходя из новой теории «турбулентности» пристенных слоев, предлагаемой Т.Тж.Блэком, (раннее подобная модель была предложены Эйнштейном и Ли), сделаны оценочные расчеты по определению расстояния между элементами генерирующими продольные вихри., а именно $H/d_s \approx 14$, что достаточно близко к значениям, рекомендуемым M.Fiebig.

Далее в работе рассматриваются вопросы физического и математического моделирования тепло-и массопереноса в перекрестноточных пластинчатых теплообменниках.

Задача «сухого» теплообмена в перекрестноточных теплообменниках была аналитически решена Нуссельтом еще в 1911 г. и в дальнейшем развита в работах самим Нуссельтом (1930 г.), а также в работах Смита и Мэйсона. Решение Мэйсона обладает лучшей сходимостью, чем решения, полученные предыдущими исследователями, и гораздо удобнее вычисления на ЭВМ. Поэтому нами это решение использовалось для верификации численного решения, применяемого в данной работе.

Процессы тепломассообмена в «сухом» режиме и в режимах с конденсацией пара на поверхностях плоского канала рассматриваются в рамках одномерной стационарной модели двухфазного потока, для вывода которой, используется подход, предложенный Михалевичем А.А. при рассмотрении процесса конденсации пара из смеси с неконденсирующимся газом внутри труб, для так называемого кольцевого режима течения двухфазного потока

Граничные условия на поверхностях раздела выражаются через соответствующие коэффициенты переноса.

С учетом принятых допущений система уравнений преобразуется к более простому виду:

Уравнение сохранения энергии для горячего влажного и холодного сухого потоков:

$$\frac{d\bar{h}_r}{dz} = -\frac{\Pi_r}{G_r} q_{r,s} - (\bar{h}_r - h_{r,s}) \frac{1}{G_r} \frac{dG_r}{dz}; \quad (1)$$

$$\frac{d\bar{h}_x}{dx} = -\frac{\Pi_x}{G_x} q_x; \quad (2)$$

$$\frac{d\bar{c}}{dz} = -\frac{\Pi_c}{G_r} J_s - (\bar{c} - c_s) \frac{1}{G_r} \frac{dG_r}{dz}. \quad (3)$$

Уравнения движения для горячего и холодного потоков:

$$\varphi \rho_r \bar{w}_r \frac{\partial \bar{w}_r}{\partial y} + \varphi \frac{\partial P_r}{\partial y} = -\varphi \frac{\Pi}{f} \tau_r; \quad (4)$$

$$\frac{dP_x}{dx} = -\tau_{w,x}. \quad (5)$$

Граничные условия:

$$q_w = q_s - \frac{r}{\Pi_s} \frac{dG}{dz}; \quad t_{r,x=0} = t_{r,n}; \quad t_{x,y=0} = t_{x,n}; \quad h_{r,x=0} = h_{r,n}; \quad h_{x,y=0} = h_{x,n}; \quad d_r \Big|_{z_1=z_n} = d_{r,n};$$

$q_{r,s} = \alpha_{r,s} \cdot (t_r - t_{r,s})$; $q_x = \alpha_{x,0} \cdot (t_w - t_x)$; $t_{r,s} \approx t_{r,w}$; $\alpha_{r,s,ef} = \alpha_{r,s,0} \cdot \psi_T$ - коэффициент теплоотдачи $\alpha_{D,r} = \alpha_{D,r,0} \cdot \psi_D$ - коэффициент массотдачи на участке каналов, где происходит «влаговываждение», $\alpha_{x,0} = f(x/d_3, Re_x, Pr_x)$, $\alpha_{r,s,0} = f(y/d_{3,r}, Re_r, Pr_r)$. - локальные значения коэффициентов теплоотдачи при отсутствии влияния поперечного потока массы, определялись по зависимостям, полученным в результате обобщения физических экспериментов и численных экспериментов, полученных в процессе решения задачи в трехмерной постановке.

В работе подробно рассмотрены особенности замыкающих соотношений и гидродинамики течения конденсата в канале теплоутилизатора, произвольным образом, ориентированным в пространстве и рекомендации по отводу конденсата.

Основной особенностью пластинчатых теплоутилизаторов является, то, что вход воздуха в каналы совпадает с началом теплообменного участка.

В этом случае процесс теплообмена протекает в гидродинамическом начальном участке, т.е. при развитии профиля скорости по длине прямоугольного канала. Эта задача на данном этапе развития окончательно не решена. Имеются приближенные решения лишь для стабилизированного течения. Аппроксимации численного решения, полученные недавно Белоноговым Н.В. справедливы лишь для тепломассообмена в начальном участке параллельных пластин, а именно, при $b \rightarrow \infty$.

Поэтому для получения замыкающих соотношений для коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{i,0}$ в рамках данной работы проведено численное решение стационарной задачи в трехмерной постановке системы уравнений неразрывности и энергии для потока воздуха.

Задача решалась для прямоугольного канала (5,5 мм×3,6 мм, длиной 200 мм) для двух вариантов организации теплообмена:

теплообмен осуществляется через все четыре стенки канала;

теплообмен осуществлялся через две стенки, а через боковые (меньшего размера), теплообмен отсутствует. Решение проведено с помощью программного комплекса FLOW-3D при граничных условия, как первого, так и второго рода.

Данные численных экспериментов в виде предельных чисел Нуссельта при стабилизированном течении и теплообмене вдали от входа в плоский канал сравниваются с имеющимися точными аналитическими решениями, полученными Петуховым Б.С. В результате аппроксимации численного решения системы при указанных граничных условиях была получена следующая зависимость:

$$Nu = \frac{ad_2}{\lambda} = a_1 + \kappa_1 \cdot \left(Pe \frac{z}{d_2} \right)^2, \quad (6)$$

где a_1, κ_1 зависят от типа граничных условий, так например, установлено, что предельные значения числа Нуссельта при постоянной тепловом потоке на 4-х стенках периметра канала равно 3.03, а для условий, соответствующих теплообмену только через две большие стороны периметра и адиабатических боковых стенках число Нуссельта равно 2,93. В дальнейшем зависимость (1) использовалась в качестве замыкающего соотношения в системе одномерных уравнений (1-3).

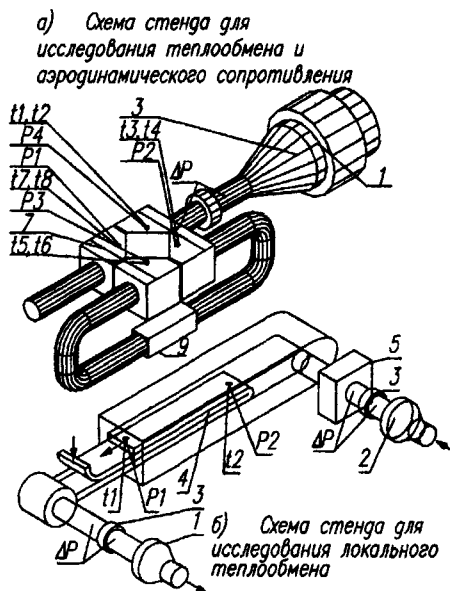


Рис.1 Схемы экспериментальных стендов

Для исследования процессов переноса были спроектированы и построены стенды и оснащены средствами измерений. Исследования аэродинамического сопротивления и тепломассообмена осуществлялось на модельных элементах теплоутилизаторов. При проведении экспериментального исследования была поставлена цель получить экспериментальные данные о влиянии дискретной

шероховатости типа «микрорыло» на коэффициенты переноса, которые необходимы для замыкания одномерных дифференциальных уравнений (1-5), описывающих процессы аэродинамического сопротивления и тепломассопереноса, а также получить данные для разработки регламента работы систем теплоутилизации при отрицательных температурах наружного воздуха. В процессе работы было создано три стенда: стенд для исследования аэродинамического сопротивления и «сухого» теплообмена в модельных элементах теплоутилизатора, стенд для исследования сопротивления и тепломассообмена при конденсации пара из влажного воздуха и стенд для исследования влияния входного участка на теплообмен и трение. В качестве примера на рис.1 представлены две схемы.

Объектом исследования явился пакет пластин из ячеистого поликарбоната с толщиной стенки 0,2 мм, поверхность которых снабжена «микрорыльями». Для сравнения использовалась базовая гладкая поверхность. Геометрические параметры экспериментальных образцов представлены на рис.2. Подробное описание стендов и методик проведения опытов и обработки опытных данных приведены в работе.

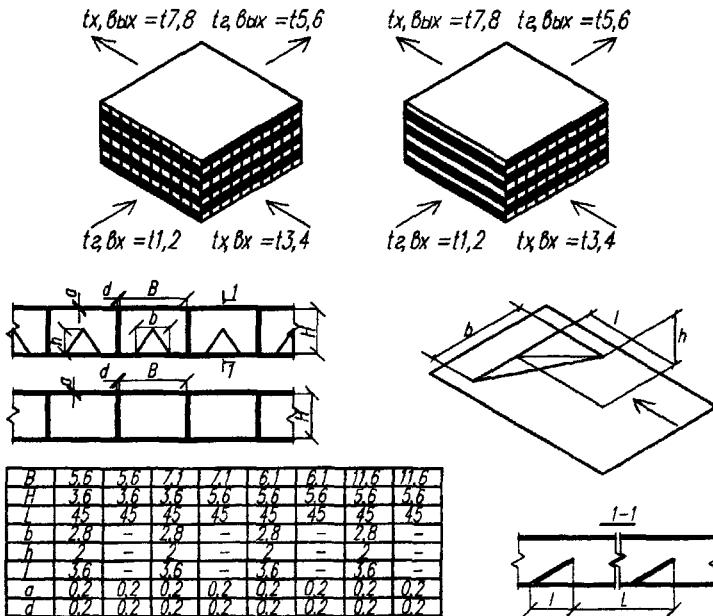


Рис. 2 План- схема рабочего участка

Установка для исследования «сухого» теплообмена выполнена по кольцевой схеме, что обеспечило равенство расходов горячего и холодного воздуха. Корпус в свою очередь оснащался на входе и выходе каждого из потоков конфузорами, представляющими собой переход от круглого сечения воздуховода

к прямоугольному на входе в рабочий участок. Далее устанавливались выравнивающие сетки. Непосредственно перед исследуемым пакетом, практически, в плотную к нему располагались координатные устройства, с установленными на них хромель-копелевыми термопарами. На выходе из конфузоров воздух перемешивался мешалками выполненными в виде осевых вентиляторов с направлением движения потока обратным основному для осреднения температур и вновь подвергался измерению. Также на входе и выходе пакета на каждом из потоков предусмотрены камеры отборов давления.

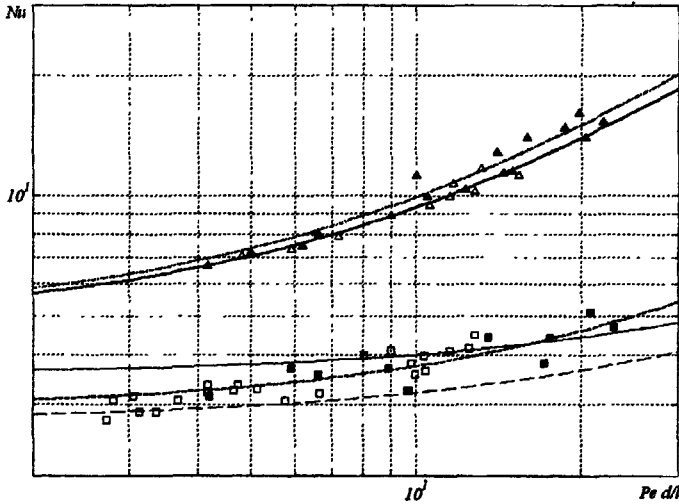


Рис.3 Результаты экспериментального исследования по "квазилокальной" теплоотдаче:

---- теоретический расчет Петухова при $t_w\text{-const}$, $b/h=2$;

— теоретический расчет Петухова при $t_w\text{-const}$, $b/h=1$;

▲ опытные данные канал (11x3.6) с микрокрыльями;

△ опытные данные канал (5.5x3.6) с микрокрыльями;

■ опытные данные гладкий канал (11x3.6);

□ опытные данные гладкий канал (5.5x3.6);

-.-.- $Nu=0.51109(Pe d/l)+4.8213$;

— $Nu=0.45863(Pe d/l)+4.7645$;

--- $Nu=0.083202(Pe d/l)+2.9178$;

Таким образом, воздух помещения попадал в систему, нагревался в утилизаторе (при этом производился отбор вышеуказанных данных), нагревался в электрокалорифере, снова попадал в утилизатор, там охлаждался (также с отбором данных) и выбрасывался вентилятором в окружающую среду.

Определение расходов производилось регулирующей шайбой с отбором давления по его перепаду. Все элементы сети и рабочего участка были теплоизолированы и проверены на герметичность.

Методика эксперимента позволяет получать следующие данные:

температуры каждой из сред, перепады давления, между входной и выходной камерами, перепад давления на входе и выходе и расходы теплоносителей. В результате обработки опытных данных были получены средние коэффициенты теплоотдачи и коэффициенты сопротивления.

Второй стенд (рис. 16) предназначен для исследования влияния длины входного участка на теплоотдачу, как для базовой поверхности, так и для поверхности с интенсификаторами. Конструкция рабочего участка позволяла в промежутках между режимами изменять длину поверхности теплообмена и в отличие от предыдущих схем обеспечивала противоточное движение фаз.

$$Nu_{\infty} = A_i + K_i \cdot \left(Pe \cdot \frac{d_2}{z} \right)^2. \quad (7)$$

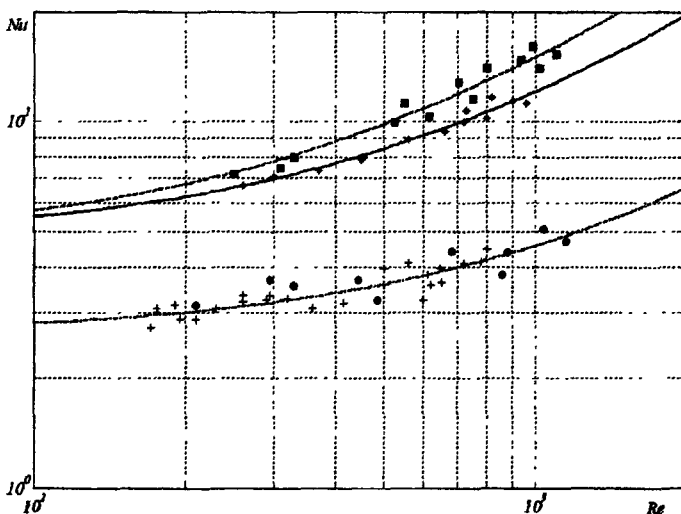


Рис. 4 Результаты экспериментального исследования средней теплоотдачи
 ■ - опытные данные канал (11x3,6) с микрокрыльями; - - $Nu=0.010354Re+4.6874$
 * - опытные данные канал (5,5x3,6) с микрокрыльями; - - $Nu=0.0073536Re+4.7639$
 + - опытные данные гладкий канал (5,5x3,6); - . - $Nu=0.0019586Re+2.6217$
 ● - опытные данные гладкий канал (11x3,6).

Остановимся, прежде всего, на результатах экспериментального исследования теплообмена и аэродинамического сопротивления в плоских гладких каналах, которые являются базовой поверхностью для последующего сравнения с ней форсированных поверхностей. Результаты экспериментального исследования по «квазилокальной» теплоотдаче приведены на рис. 3. Обобщающая зависимость, достаточно хорошо согласуется с теоретическим решением, полученным в данной работе для граничных условиях первого рода. Опытные данные по теплоотдаче в гладких каналах сечением (5,5x3,6) мм² и (11x3,6) мм² и длинами (60, 120, 190, 380) мм обобщаются зависимостью

Результаты обработки экспериментальных данных по средней теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению представлены на рис.4 и рис.5. Из

рассмотрения этих графиков видно, что опытные данные по средней теплоотдаче для гладких каналов (5.5x3.6 и 11x3.6мм) удовлетворительно обобщаются единой зависимостью:

$$\overline{Nu}_{ср} = 0.0019586 Re + 2.6217, \quad (8)$$

а данные по аэродинамическому сопротивлению зависимостями:

$$\xi = 48/Re. \quad (9)$$

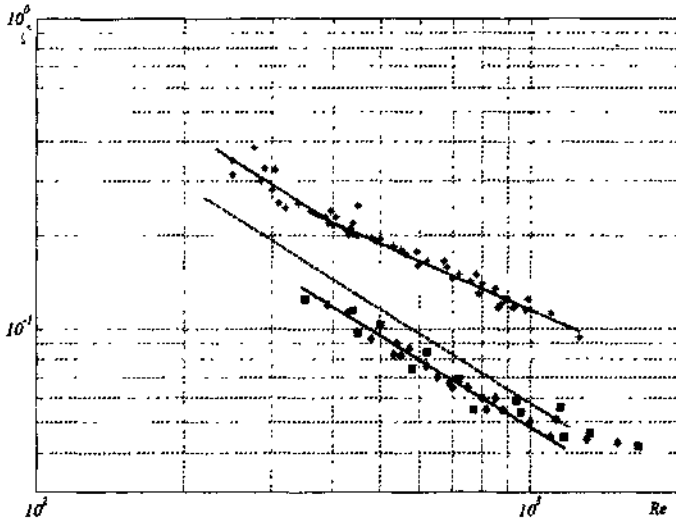


Рис.5 Результаты экспериментального исследования аэродинамического сопротивления:

- *- опытные данные для канала с МК , при $Re > 400$ $\xi = 12.8/Re^{0.67}$;
- *- опытные данные для канала с МК , при $Re < 400$ $\xi = 88/Re$;
- опытные данные для гладкого канала $h \times b = 3,6 \times 5,5$ мм - $\xi = 48/Re$;
- ◆- опытные данные для гладкого канала $h \times b = 3,6 \times 5,5$ мм - $\xi = 48/Re$;
- - Расчет по Кэйсу для $h \times b = 3,6 \times 5,5$ мм - $\xi = 58/Re$;

В то же время видно, что данные по средней теплоотдаче в моделях рекуператора с поверхностью с дискретными элементами типа «микро крыло», примерно в два раза выше, чем данные для гладких каналов. В этом случае эти опытные данные по теплоотдаче и сопротивлению обобщаются зависимостями:

для канала 5.5x3.6мм:

$$\overline{Nu}_{ср} = 0.01 Re + 4.68; \quad (10)$$

$$\text{при } Re \leq 400 \quad \xi = 88/Re. \quad (11)$$

$$\text{при } Re > 400 \quad \xi = 12.8 Re^{0.67}. \quad (12)$$

для канала 11x3.6мм:

$$\overline{Nu}_{ср} = 0.007 Re + 4.76 \quad (13)$$

Из сравнительного анализа результатов, представленных на рис.4 и рис.5 видно, что рост теплоотдачи в каналах с интенсификаторами опережает темп роста аэродинамического сопротивления, т.е. $(\overline{Nu}_{ср}/\xi)_{МК} / (\overline{Nu}_{ср}/\xi)_{ГЛ} > 1$.

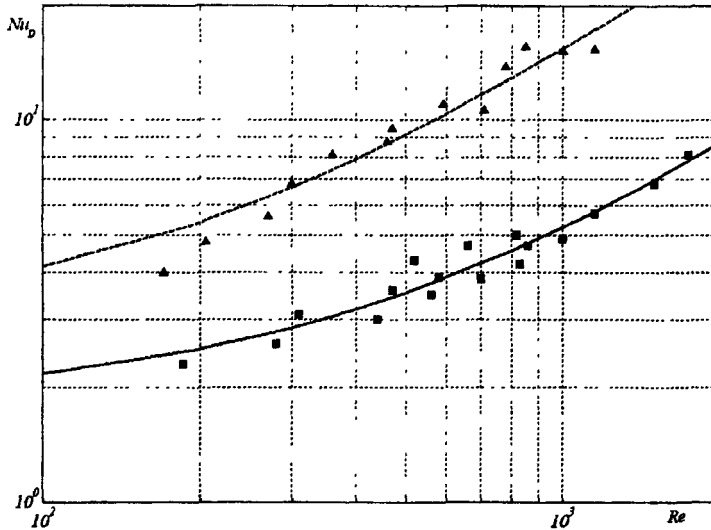


Рис. 6 Результаты экспериментального исследования средней массоотдачи: ▲ - каналы с микрокрыльями (11×3,6)мм; ■ - гладкие каналы (11×3,6)мм; — - $Nu_D=0.034253Re+1.8259$; - - - $Nu_D=0.012516Re+2.8883$

Обработка опытных данных по массоотдаче при движении влажного воздуха в канале (11×3,6) мм² малой модели, как в гладком, так и в канале с микрокрыльями представлена на рис.6. Из рассмотрения рис. 6 видно, что опытные данные по массоотдаче в каналах с интенсификаторами также превышают данные для гладких каналов. Это означает, что наблюдается аналогия между теплообменом и массообменом.

Опытные данные по средним значениям, безразмерного коэффициента массопереноса (Nu_D), и аэродинамическому сопротивлению обобщаются зависимостями:

Для гладких каналов:

$$\bar{Nu}_D = 0.012Re + 2.89 \quad (14)$$

Для канала с интенсификаторами:

$$\bar{Nu}_D = 0.034Re + 1.83, \quad (15)$$

где $\bar{Nu}_{D,эк} = \frac{\bar{\alpha}_{Dp} \cdot d_{э}}{D_{1-2}}$; $D_{1-2} = D_0 \left(\frac{p_0}{p_{сн}} \left(\frac{T_{сн}}{T_0} \right)^{1,8} \right)$ - коэффициент взаимодиффузии,

$D_0 = 0,216 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$ - при нормальных условиях.

Более значительный разброс опытных данных связан с дополнительной погрешностью измерений конденсата и температуры влажного воздуха по показаниям мокрого термометра. Тепловой баланс этой серии опытов сводился с точностью до 10 %. Следует отметить, что в исследованном диапазоне режимных параметров наблюдается аналогия между процессами теплообмена и массообмена, а именно:

$$\alpha_D(1 - Y_w) = \alpha(\rho \cdot c_p) \quad \text{т.е.} \quad Nu_D(1 - Y_w) = Nu, \quad \text{где} \quad Y_w = (p_{II} / p_{сн})_w - \text{относительное}$$

парциальное давление паров у стенки, величина которой для рассматриваемых систем практически равна нулю, зависимость $(NTU/NVH)^{opt}$ и $(NTU/NVH)^{pr}$ от скорости воздуха в канале.

Из рассмотрения этого рисунка видно, что для предлагаемой конструкции рекуператора с интенсификаторами типа «микро крыло» при скоростях воздуха, изменяющихся в диапазоне от 2.5 до 3.5 м/с, наблюдается превышение отношения $(NTU/NVH)^{opt}$ над аналогичным отношением для рекомендуемого ряда аппаратов известных фирм $(NTU/NVH)^{pr}$ более чем в 1,5 раза.

Сравнение эффективности РПУ с гладкой – прототипом и разработанной форсированной поверхностями показаны на рис. 7, на котором представлена

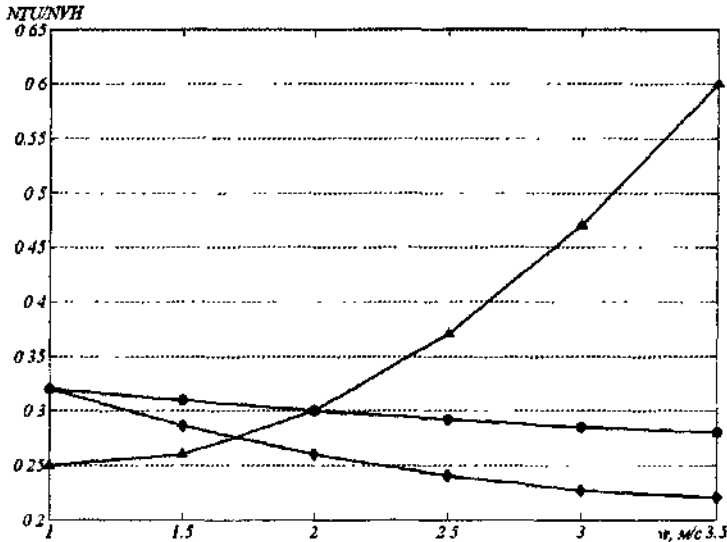


Рис. 7 Сравнительные характеристики тепловой эффективности аппаратов: \blacktriangle - T/A с элементами МК; \blacklozenge - Noval; \bullet - Wolf.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Для комплексной сравнительной оценки эффективности процессов переноса рекомендуется пользоваться критериальным симплексом St/ξ , а для теплообменника в целом - NTU/NVH .

2. Используя методику (по п. 1) на основании результатов выполненного критического анализа литературных и патентных источников, в качестве основного элемента поверхности переноса РПУ для СВ и КВ выбрана гладкая с продольными сплошными, ребрами жесткости (призматические каналы) и снабженная по ходу воздуха дискретно установленными (через 12 калибров) генераторами вихрей в виде «микро крыльев».

3. Проведено численное исследование локальных характеристик потока воздуха в призматических каналах (в области одновременного развития гидродинамического и теплового пограничных слоев) в рамках стационарных

уравнений Навье-Стокса и уравнений энергии с использованием программного продукта FLOW-3D.

4. В результате комплексного теоретического исследования предложены критериальные соотношения для обобщения данных по локальному теплообмену вида: $Nu_{об} = k + b(Pe \cdot \frac{z}{d_3})$.

5. Разработана математическая модель теплообменника с использованием данных, полученных в ходе решения задачи п.3,4, адекватность, которой подтверждена опытными данными на установке (рис.1в), при этом разброс опытных данных не превышал $\pm 15\%$.

6. Сопоставление характеристик рекомендуемой конструкции РПУ с имеющимися на рынке, показал ее преимущества по теплотехническим и аэродинамическим характеристикам. Так отношение $(NTU/NVH)^{рек} / (NTU/NVH)^{н}$ составляет в среднем для рекомендуемого ряда по сравнению с ТУ известных фирм величину порядка 1,5.

7. Выполненные технико-экономические расчеты показали, что экономия энергии в период отопительного сезона при эксплуатации ТУУ в условиях климата С-Пб составила на $1000\text{м}^3/\text{ч}$ $20000 \text{ кВт}/1000\text{м}^3/\text{ч}$ за отопительный период на базе пластинчатых рекуператоров традиционного типа (без элементов интенсификации), а при использовании конструкции, предлагаемой в настоящей работе экономия энергии составит $24 \text{ кВт}/1000\text{м}^3/\text{ч}$

8. Приточно-вытяжная установка, состоящая из теплообменника и двух вентиляторов, рекомендованной конструкции, показала лучшие теплотехнические, аэродинамические и акустические характеристики в сравнении, с имеющимися на рынке в настоящее время (так уровень шума генерируемый ПВУ снижен на 10 дБ).

Основные положения диссертационной работы отражены в следующих публикациях:

1. Кректунов А.О. Интенсификация теплоотдачи в рекуператорах приточно-вытяжной вентиляции. Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке. Сборник трудов. СПбГУНиТТ, СПб, 2003, с. 187-189.

2. Бурцев С.И., Кректунов А.О., Кассиров С.В. Средство предотвращения отрыва при обтекании им лопатки центробежного вентилятора. Патент №2211958, М.: 2003 г., 14 с.

3. Безлепкин В.В., Алексеев С.Б., Кректунов А.О. Расчетное и экспериментальное исследование конденсации пара из потока влажного газа в каналах прямоугольного сечения. // Докл. науч.-технич. семинара X Всероссийского научно-практического семинара: «Обеспечение безопасности и экономичности энергетического оборудования». СПб.: 2004 г.

4. Кректунов А.О. Исследование способов интенсификации процессов переноса в аппаратах СК. 30-я НТКро итогам НИР за 2005 г. с.48-50.

Условные обозначения

z - координата вдоль движения потока горячего воздуха; x - координата вдоль движения потока холодного воздуха; $d_{\text{э}} = 4(b \cdot h)/\Pi$ - эквивалентный диаметр канала; Π - периметр; h - высота канала; b - ширина канала; c_i - массовая доля i -го компонента; c_p - удельная теплоемкость при постоянном давлении; N - число калибров между МК в продольном направлении; Di - коэффициент диффузии i -го компонента; F - площадь теплопередающей поверхности; h - удельная энтальпия; r - скрытая теплота образования; J - диффузионный поток i -го компонента; α - коэффициент теплоотдачи; α_D - коэффициент массоотдачи; k - коэффициент теплопередачи; ρ - плотность воздуха; M - молекулярная масса смеси; M_i - молекулярная масса i -го компонента; p - давление; p_i - парциальное давление i -го компонента; Δp - полные потери давления; $\Delta p_{\text{тр}}$ - потери давления на трение; Q - количество теплоты в единицу времени; q - плотность теплового потока; λ - коэффициент теплопроводности; ν - коэффициент кинематической вязкости; ξ - коэффициент сопротивления; τ - касательное напряжение; ε - коэффициент рекуперации (коэффициент эффективности теплообменника); ψ_D и ψ_T - корректирующие множители на влияние поперечного потока массы на коэффициенты массоотдачи и теплоотдачи, ϕ - истинное объемное газосодержание;

Безразмерные числа (критерии)

$Re = \frac{\bar{w} \cdot d}{\nu}$; $Pe = Re \cdot Pr$; Le - Льюиса; Nu - Нуссельта; NU_D - диффузионное число

Нуссельта; Pr - Прандтля; Re - Рейнольдса; $NTU = kF/W_{\text{min}}$ - число единиц переноса; $NVH = Eu = (p_1 - p_2)/(\rho w^2)$ - число скоростных напоров;

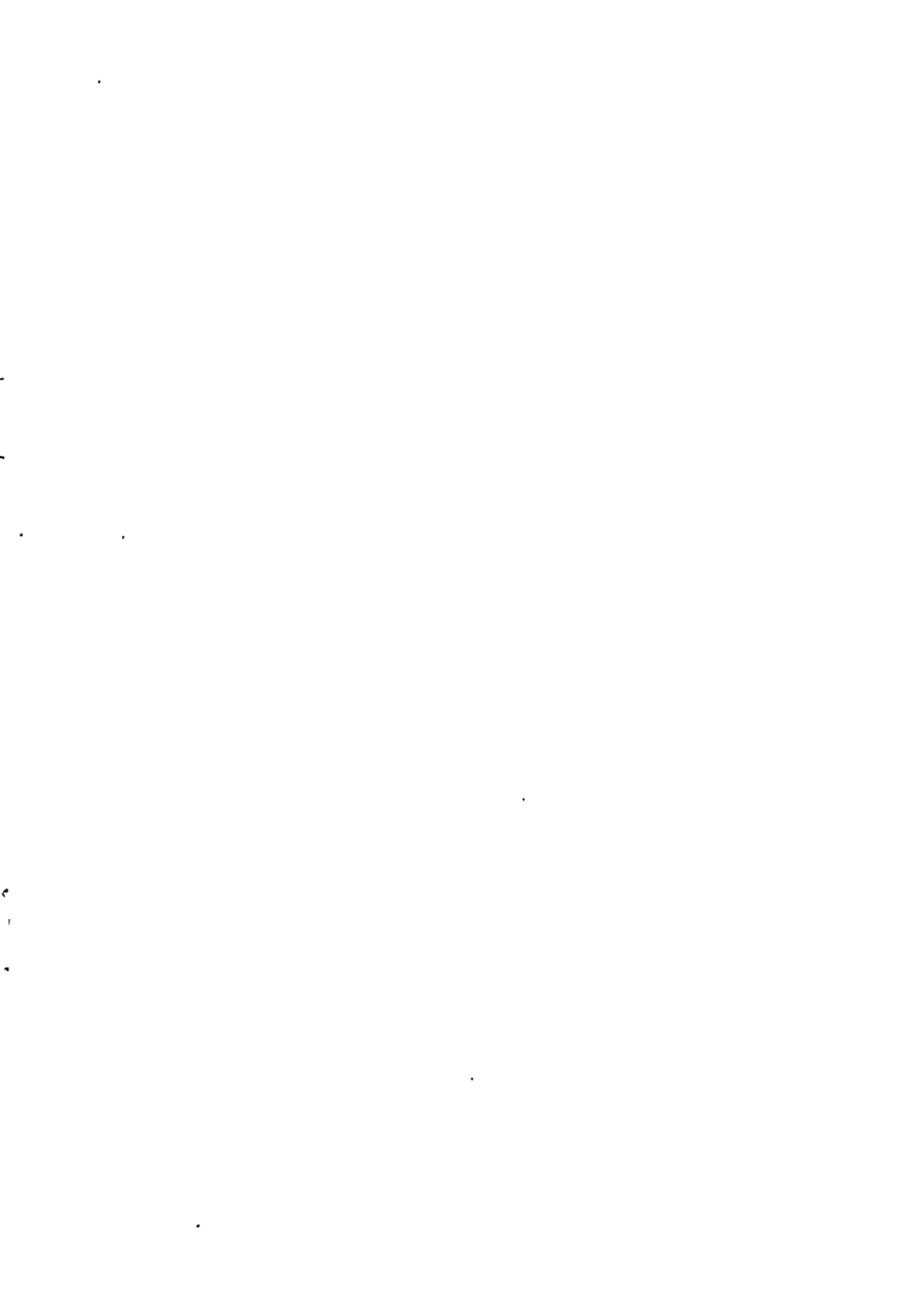
Индексы

v - воздух; w - стенка; δ - граница раздела воздух-жидкость;

D - диффузионный; - черта над символом указывает на осреднение;

Список сокращений

ТМО - тепло-и массообмен; РПУ - рекуперативный пластинчатый теплообменник; МК - «микрокрыло».





Формат А5. Бумага офсетная.
Тираж 80 экз. Заказ № 41-125 от 25.11.2005
Подписано в печать 25.11.2005.
Отпечатано с готовых макетов в ООО «Копи-Р»,
адрес: Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 20

425 106

РНБ Русский фонд

2006-4

28782