

Автореферат
№ 69

проф. Александр В. К.
ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ХОЛОДИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

ДОРОШЕНКО
АЛЕКСАНДР ВЯКТОРОВИЧ

**ИССЛЕДОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА
ПРИ ИСПАРИТЕЛЬНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВОДЫ
В АППАРАТАХ С РЕГУЛЯРНЫМИ НАСАДКАМИ**

(Специальность 05.04.03—гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

**АВТОРЕФЕРАТ
ДИССЕРТАЦИИ НА СОИСКАНИЕ УЧЕНОЙ СТЕПЕНИ
КАНДИДАТА ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК**

Одесский технологический институт холодильной промышленности

На правах рукописи

ДОРОШЕНКО Александр Викторович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАСООБМЕНА ПРИ
ИСПАРИТЕЛЬНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ВОДЫ В АППАРАТАХ С РЕГУЛЯРНЫМИ
НАСАДКАМИ

(Специальность 05.04.03 - гидравлические машины, машины
и аппараты холодильной и криогенной техники)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

xv 1098

Институт холода
ОНАХТ
библиотека

О д е с с а - 1 9 7 4

Работа выполнена на кафедре глубокого охлаждения и разделения газов и в Проблемной лаборатории по холодильной технике Одесского технологического института холодильной промышленности.

Испытания полупромышленных аппаратов проведены на Тамбовском заводе подшипников скольжения, на Одесском заводе тяжелого восстановления и др. предприятиях.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ — доктор технических наук, профессор
В.Д. АЛЕКСЕЕВ

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ: доктор технических наук, профессор
О.Я. КОКОРИН

доктор технических наук, профессор
В.С. ЖАДАН

ВЕДУЩЕЕ ПРЕДПРИЯТИЕ — Государственный институт азотной промышленности (ГИАП, г. Москва)

Автореферат разослан " " 1974 г.

Защита диссертации состоится "23 апреля" 1974 г. в 15⁰⁰ часов
на заседании Совета факультетов холодильных машин и криогенной техники ОТИХП: г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, просим направить в Совет института по адресу:

270000, г. Одесса, ГСП, ул. Петра Великого, 1/3.

Ученый Секретарь Совета
канд. техн. наук, доцент

Г.В. ЛИХНИЦКИЙ

Иск. №

Развитие различных областей промышленности приводит к значительному возрастанию потребления воды для целей отведения тепла от производственных аппаратов. Ввод в эксплуатацию предприятий, использующих искусственный холод, также увеличивает потребление воды на технологические нужды. В охлаждающей воде испытывают потребность энергетические установки химических предприятий, металлургических и нефтеперерабатывающих заводов, предприятий пищевой и легкой промышленности. При современном непрерывно увеличивающемся дефиците воды и относительно высокой ее стоимости испарительное охлаждение воды в градирнях получает преобладающее использование в системах оборотного водоснабжения.

Создание современных тепломассообменных аппаратов для испарительного охлаждения воды представляет собой важнейшую технико-экономическую задачу. Решение ее может быть осуществлено только при разработке современных конструкций аппарата. Последнее связано с оптимальным выбором типа контактной поверхности и способа распределения потоков воды и воздуха. Весьма перспективно использование в вентиляторных пленочных градирнях насадок регулярной структуры со сравнительно малыми значениями эквивалентного диаметра каналов. Как показали исследования отечественных и зарубежных авторов, они обладают высокими значениями удельной поверхности и благоприятными аэродинамическими показателями, что позволяет значительно уменьшить габариты аппаратов и их гидравлическое сопротивление.

Однако до настоящего времени тепломассообменные и гидродинамические характеристики таких насадок изучены недостаточно, а рекомендации по их использованию для целей испарительного охлаждения немногочисленны. Практически отсутствуют научно обоснованные методы инженерного расчета промышленных аппаратов такого типа.

Для создания вентиляторных пленочных градилен с регулярными насадками требуется проведение теоретических и экспериментальных исследований с последующей проверкой полученных результатов в промышленных условиях.

Настоящая работа посвящена решению части из этих задач. В ней изложены результаты экспериментального исследования процессов совместного тепломассообмена в системе вода-воздух. Полученные зависимости использованы при разработке промышленных аппаратов.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО-И МАССООБМЕНА В СИСТЕМЕ ВОДА-ВОЗДУХ (СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА)

Рассмотрены современные методы анализа процессов тепломассообмена в системе вода-воздух: методы Меркеля, Ноутиджа, Хоблера, Фостера. Дан критический анализ новой теории испарительного охлаждения, развитой Кленке. Наиболее предпочтительны методы, предложенные Меркелем (метод энтальпийного потенциала) и Фостером, поскольку при рассмотрении процессов переноса тепла и массы они позволяют оперировать единым уравнением с одной движущей силой и одним коэффициентом обмена. Метод Фостера, однако, нашел ограниченное распространение. В работе в качестве основного метода анализа рекомендован метод энтальпийного потенциала.

Решение уравнения Меркеля требует правильного усреднения разности энтальпий воздуха, локальные значения которой могут существенно изменяться по высоте аппарата. В работе проведена сравнительная оценка точных и приближенных методов усреднения. При этом рассмотрены методы Меркеля, Штейнбаха, Броуке, Бермана Л.Д., Валентина, Кери-Уильямсона, Шпангемахера, Гладкова В.А. и др., Берлинера, Фуллера. Они основаны на замене линии насыщения прямой, параболической либо экспоненциальной зависимостями и яв-

ляются приближенными. Рассмотрены также методы табличного (Джанибеков Г.Г.) и графического (Беджер и Мак-Каб, Кох, Лихтенштейн) интегрирования. Определена погрешность сопоставляемых методов относительно метода табличного интегрирования, как наиболее точного, а также проведен анализ трудоемкости методов с помощью фактора времени. В результате при расчетах по основному уравнению Меркеля, рекомендован метод Бермана Л.Д. ($\Delta t_w < 10 + 15^\circ\text{C}$). При больших перепадах температур расчет должен проводиться путем табличного либо графического интегрирования.

Дальнейшее развитие метода энтальпийного потенциала содержится в работах Мак-Адамса, Миклея и Мизушина, где рассматривается вопрос о распределении общего термического сопротивления системы между контактирующими фазами. Описан графоаналитический метод Миклея-Мизушина, нашедший широкое распространение при решении этой задачи. Он основан на повторных ступенчатых построениях на $i-t$ диаграмме и может быть использован при анализе процессов испарения и конденсации в системе вода-воздух, а также процессов с непрямым контактом потоков. Рассмотрено использование графоаналитического метода в случае высоких концентраций водяного пара, а также применительно к системам, для которых величина соотношения Льюиса не равна единице.

Проведен обзор исследований, выполненных отечественными и зарубежными авторами, в области теории и практики испарительного охлаждения воды. Рассмотрены работы Бермана Л.Д., Нестеренко А.В., Кокорина О.Я., Стефанова Е.В., Гладкова В.А., Барменкова Р.А., Гоголина В.А., Саяпина П.Г. и др., а также иностранных исследователей Хоблера, Каста, Тезука, Танака, Владеа и др., Йошида, Хуодо, Ушида, Мунеска, Лоу, Кристи, Земанека. Значительное внимание уделено описанию конструкций противоточных градилен и их техническим характеристикам. Рассмотрены конструктивные особенности компак-

ных противоточных градилен стечественного и зарубежного производства. Проведен обзор периодической литературы, посвященной описанию новых материалов для насадок градилен, а также вопросам водораспределения и сепарации капельной влаги.

Дано обоснование выбора насадок регулярной структуры в качестве рабочих поверхностей пленочных градилен. Перспективными являются насадки, набранные из чередующихся плоских и рифленых тонкостенных листов алюминия либо из ребристых листов мипластовых сепараторов. Поскольку в качестве расчетного в работе использовался метод энтальпийного потенциала, поставлена задача оценки погрешности, к которой приводит отличие действительной картины процесса от принятой Меркелем при развитии метода.

ПРОЦЕССЫ ОБМЕНА ПРИ ИСПАРЕНИИ ПОДВИЖНОЙ ВОДНОЙ ПЛЕНКИ В ПОТОК ВОЗДУХА (АНАЛИЗ МЕТОДА ЭНТАЛЬПИЙНОГО ПОТЕНЦИАЛА)

Основное уравнение метода энтальпийного потенциала, развитого Меркелем

$$K_v = \frac{F \beta_x}{W} = \int_{t_w^2}^{t_w^1} \frac{c_w dt_w}{(t_{gw} - t_g)} \quad (I),$$

широко используется при расчете процессов тепломассообмена в системе вода-воздух. В основе вывода (I) лежит ряд допущений: 1) термическое сопротивление водяной пленки R_w равно нулю ($t_w = t_g, \alpha_w = \infty$); 2) справедливо равенство $\alpha_g / \beta_x \cdot c_p^* \approx 1$; 3) изменение величины W , в связи с испарением, пренебрежимо мало; 4) величины τ и c_p^* усредняются при определенной температуре; 5) поверхности переноса тепла и массы равны $F_a = F_b = F$. Поскольку действительная картина процесса сложнее, чем отвечающая уравнению (I), последнее может приводить к погрешности, оценке которой посвящены работы Давидмана /123/, Мелига /187/ и Хойслера /142-144/. Настоящее исследование, являясь развитием этих работ, базируется на нашем эксперименталь-

ном материале и данных ряда авторов.

Подробно рассмотрен вопрос о величине термического сопротивления водяной пленки, с учетом $\alpha_w \neq \infty$

$$K_v = \frac{F \beta_x}{W} = \int_{t_w^2}^{t_w^1} \frac{c_w dt_w}{(t_{gw} - t_g)} \quad (2), \quad N_x = \frac{F \beta_x}{G} = \int_{t_g^1}^{t_g^2} \frac{dt_g}{(t_{gw} - t_g)} \quad (3),$$

$$N_g = \frac{F \beta_g}{G} = \int_{t_g^1}^{t_g^2} \frac{dt_g}{(t_{gw} - t_g)} \quad (4), \quad N_w = \frac{F \alpha_w}{G} = \int_{t_g^1}^{t_g^2} \frac{dt_g}{(t_w - t_g)} \quad (5).$$

Экспериментальное определение R_w связано с нахождением состояния поверхности раздела и является затруднительным. Это привело к развитию методов, основанных на интегральных замерах в аппарате, в частности, метода Мак-Адамса. Преимущественное распространение получил графоаналитический метод, развитый Минлеем /192/ и Минзушиным /195/. На $t-t$ диаграмме, на основе уравнений

$$-\frac{\alpha_w}{\beta_x c_w} = \frac{(t_{gw} - t_g)}{(t_g - t_w)} \quad (6), \quad \frac{dt_g}{dt_w} = \frac{(t_{gw} - t_g)}{(t_g - t_w)} \quad (7),$$

путем последовательных приближений определяют истинное состояние поверхности раздела, кривую изменения состояния воздуха и, с помощью графического интегрирования, величины α_w и β_x . Метод оправдался лишь в случае выполнения допущений 2-5. При выводе уравнений (6)-(7) полагалось, что потоки тепла и масс по всей высоте аппарата однонаправлены. Нами рассмотрен случай, когда в нижней части аппарата потоки приобретают встречное направление (рис.16). Здесь уравнение (7) принимает вид

$$-\frac{dt_g}{dt_w} = \frac{(t_{gw} - t_g)}{(t_g - t_w)} \quad (7)^*$$

Таким образом, связывающая линия (6) сохраняет по высоте аппарата отрицательный наклон ($t_{gw} - \alpha_w / \beta_x c_w = \text{const}$). Наклон вспомогательной линии (7) различен в нижней и верхней его частях. По всей вы-

соте сохраняется условие $t_w > t_g$. Рис. 1 иллюстрирует применение графоаналитического метода к расчету процесса в противоточной пленочной градире.

В предположении линейности кривой насыщения нами получено выражение

$$1/\beta_x = 1/\beta_x^0 + m/\alpha_w, (R_x = R_g + R_w) \quad (6),$$

связывающее общее термическое сопротивление системы R_x с сопротивлениями воздушной R_g и водяной R_w пленок. С учетом (3)–(5) оно примет вид

$$h_x = h_g + mh_w \quad (9),$$

где h – высота единицы переноса.

Недостатком метода Микля-Мизауина является большое количество повторных графических построений на $i-t$ диаграмме, что снижает точность полученных результатов. В работе развит метод ступенчатых построений. Уравнение рабочей линии ($R_w \neq 0$)

$$\Delta i_g = \frac{W C_w}{G} (\Delta t_g + \alpha), \quad (\alpha = \frac{[(i_{gg}^I - i_g^I) - (i_{gg}^II - i_g^II)]}{\alpha_w / \beta_x^0 c_w}) \quad (10),$$

позволяет связать изменение температуры поверхности раздела с изменением энтальпии воздушного потока. Уравнение (7) в конечных разностях имеет вид

$$\frac{\Delta i_g^n}{\Delta t_g^n} = \frac{(i_{gg}^n - i_g^n)}{(t_g^n - t_g^n)} \quad (11).$$

Расчет основан на последовательном использовании уравнений (6), (10), (11) и производится, начиная с нижнего сечения. Полагая, что значения $t_w^I, t_w^II, t_g^I, t_g^II, i_g^I, i_g^II$ и w/g экспериментально определены. Задавшись величиной $\Delta t^I = (t_w^I - t_g^I)$, находим $\alpha_w / \beta_x^0 c_w$ и α . Далее, определив Δt_g^I и Δi_g^I (уравнение 10), получим:

$$\text{для сечения I} - \frac{\Delta i_g^I}{\Delta t_g^I} = \frac{(i_{gg}^I - i_g^I)}{(t_g^I - t_g^I)},$$

где $t_g^I = t_g^I, i_g^I = i_g^I, t_g^I = (t_w^I - \Delta t^I) = (t_w^I - \Delta t^I), i_g^I = f(t_g^I)$. Находим Δt_g^I :

$$\text{для сечения II} - \frac{\Delta i_g^II}{\Delta t_g^II} = \frac{(i_{gg}^II - i_g^II)}{(t_g^II - t_g^II)}$$

где $t_g^II = t_g^I + \Delta t_g^I, i_g^II = i_g^I + \Delta i_g^I, t_g^II = t_g^I + \Delta t_g^I, i_g^II = f(t_g^II)$. Находим Δt_g^II :

$$\text{для сечения III} - \frac{\Delta i_g^III}{\Delta t_g^III} = \frac{(i_{gg}^III - i_g^III)}{(t_g^III - t_g^III)}$$

где $t_g^III = t_g^II + \Delta t_g^II, i_g^III = i_g^II + \Delta i_g^II, t_g^III = t_g^II + \Delta t_g^II, i_g^III = f(t_g^III)$. Находим Δt_g^III и т.д. Наконец, на выходе из аппарата определим $t_{g \text{ расч.}}$. Расчет заканчивается при условии, что $t_{g \text{ расч.}} = t_{g \text{ экпер.}}$, откуда следует вывод о правильности выбора значения Δt^I . В противном случае следует задаться новым значением Δt^I и расчет повторить. Поскольку в ходе ступенчатого расчета находятся локальные разности температур и энтальпий, интегрированием уравнений (4) и (5) устанавливаются значения α_w и β_x^0 . При протекании процесса по рис. 1б в расчете следует использовать последовательно уравнения (7) и (7)^{II}.

Анализ экспериментальных данных привел к зависимости

$$tg \gamma = -\alpha_w / \beta_x^0 c_w = -1100 q_w^{-1.25} \quad (12),$$

где $5 < q_w < 26 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$. Изменение геометрии насадки и начальных условий опыта не оказывает заметного влияния на величину $tg \gamma$. Получены уравнения, описывающие значения α_w и β_x^0 в широких диапазонах изменения определяющих параметров. На рис. 1в представлена зависимость $R_w = m/F\alpha_w$ от плотности орошения q_w (R_w дано в процентах от общего сопротивления). Благодаря пористости и смачиваемости насадки уже при малых значениях q_w соблюдается равенство $F_{\alpha} = F_{\beta} = F$. С дальнейшим ростом q_w доля жидкости, приходящая на встойные зоны (острие углы каналов насадки), возрастает. Основное термическое сопротивление создается водяной пленкой в встойных зонах. Этим объясняется неожиданный характер полученной зависимости $R_w =$

ставляет 14%, причем возможные отклонения от последней не превышают $\pm 5\%$.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Опытная установка состоит из верхней и нижней распределительных камер, между которыми крепится экспериментальная колонка, систем подготовки потоков воды и воздуха, систем тепло- и холода-снабжения, а также необходимой контрольно-измерительной аппаратуры. Схема установки позволяет в широком диапазоне изменять скорости движения и параметры взаимодействующих потоков. Предусмотрено их автоматическое регулирование. Для контроля расходов воды и воздуха использованы мерные диафрагмы и ротаметры. Регулирование относительной влажности достигается частичной рециркуляцией воздуха либо включением парогенератора. Распределитель жидкости выполнен в виде цельной плиты с 200 капиллярными трубками диаметром 0,5+0,8 мм, нижние концы которых снабжены косым срезом. Использовалось также реактивный водораспределитель роторного типа с постоянным диаметром отверстий и переменным шагом. В ходе эксперимента осуществлялся непрерывный контроль качества распределения воды по каналам насадки посредством многосекционных съемных карманов, устанавливаемых в водосборнике.

Эксперимент проведен на колонках с шестью типами насадок (табл. I). Колонка представляет собой пакет квадратного сечения, набранный из плоских и рифленых тонкостенных листов алюминия (тип I, П), образующих систему вертикальных каналов. Одиночный канал имеет в поперечном сечении криволинейный профиль, близкий к синусоиде, замыкаемый прямой линией. Для предотвращения замыкания нижнего сечения каналов жидкостью, плоские листы выполнены на 15 + 20 мм длиннее гофрированных, а выступающие части вырезаны в виде зубцов. Значительная часть опытов проведена на колонках, образо-

ванных набром в пакет ребристых листов мипластовых сепараторов (тип Ш-IV). Последние представляют собой микропористое полотно, изготовленное на базе поливинилхлорида. Обработка сульфаноном придает мипластовой ленте свойство смачиваемости. Форма образующихся многочисленных вертикальных каналов близка к прямоугольнику. В нижней части листов выполнен пилообразный вырез для целей дренажа жидкости.

Описана методика проведения эксперимента. Опыты проводили с переменным расходом воздуха (расход воды и начальные условия неизменны) и с переменным расходом воды, что позволило дублировать каждую опытную точку. Пределы изменения нагрузок по воде и воздуху существенно выходили за рамки исследования, проводимого применительно к условиям работы пленочных градилен. Это сделано с целью уточнения оптимальных рабочих диапазонов и получения результатов, могущих найти более широкую сферу приложения.

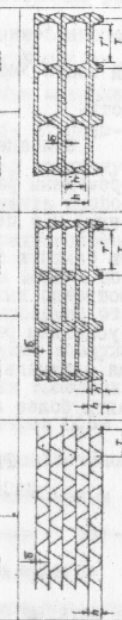
РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА В ПРОТИВОТОЧНОЙ ПЛЕНОЧНОЙ ГРАДИЛЕНЕ С НАСАДКАМИ РЕГУЛЯРНОЙ СТРУКТУРЫ

Потери давления при течении парогазовой смеси в каналах, форма которых близка к прямоугольной (мипласт), определены экспериментально. Общая потеря давления является суммой потерь на трение и местных потерь, обусловленных стабилизацией течения на входе и внезапным расширением потока на выходе из канала насадки. Обработка экспериментальных данных позволила получить для неорошаемой насадки уравнение

$$Eu_{сyx} = 41,5 Re_a^{-1,0} \left(\frac{H}{d_s} \right) \quad (14).$$

Среднее отклонение опытных данных от расчетных не превышает 4%. Из (14) следует, что при стабилизированном течении потока в каналах

Таблица 1. Характеристики гидродинамического исследования

№	ПАРАМЕТРЫ	ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ПАРАМЕТРЫ					НАБЛЮД.
		КАНАЛЫ		НАСАДКИ			
		1	2	3	4	5	
1.	Вид насадки, 1×10^{-3} , м	7,47	9,46	25,0	18,0	25,0	18,0
2.	1×10^{-3} , м			20,0	12,0	20,0	12,0
3.	Вид насадки, 1×10^{-3} , м	4,17	5,46	2,75	3,81	5,46	6,40
4.	1×10^{-3} , м			2,00	2,50	4,00	5,00
5.	Затопленный диаметр, $0,5 \times 10^{-3}$, м	3,20	4,31	3,60	4,10	6,80	7,40
6.	Вид насадки, 1×10^{-3} , м	0,15, 0,25, 0,35	0,21, 0,35, 0,4, 0,5, 1,0	0,2, 0,3, 0,4, 0,5, 1,0	0,30	0,30	0,30
7.	Опосредованная длина насадки, мм	46, 76, 101, 129, 151	46, 76, 101, 129, 151	46, 76, 101, 129, 151	73, 12	43, 4	31, 5
8.	Средний диаметр насадки, мм	18,0	25,5	60,6	55,6	50,25	37,9
9.	Площадь сечения насадки, 10^{-4} , м ²	26,4	26,7	94,8	36,5	66,4	72,0
10.	Угловая скорость, $0,1 \times 10^{-3}$, м	180	842	855	580	948	312
11.	Толщина материала насадки, $0,5 \times 10^{-3}$, м	0,16	0,16	0,75	0,75	1,50	1,50
12.	Наблюдения насадки						

$$\lambda = 83/Re_g \quad (15),$$

что находится в хорошем соответствии с данными Хартнета, Коха и Мак-Комаса /14/ для прямоугольных каналов. Описание двухфазного течения в каналах некруглой формы встречает существенные трудности, обусловленные изменением толщины жидкостной пленки по периметру канала. Потери давления при противоточном движении парогазовой смеси и водяной пленки определялись экспериментально. В работе получены зависимости величины ΔP_{op} от расходов газа и жидкости. Можно выделить несколько гидродинамических режимов, границы которых определяются точками излома на линиях зависимости $\Delta P_{op} = f(w_g)$. Ламинарный режим ограничен первой точкой излома w_g^* (на рис. 2 $w_g^* \approx 1,7$ м/сек). Границей переходного режима является вторая точка излома (w_g^*). Оба режима отличаются устойчивостью водяной пленки, в связи с чем область скоростей движения воздуха $w_g < w_g^*$, включающая ламинарный и переходный режимы названа областью пленочного режима. Барботажный режим: начиная с некоторой скорости движения воздуха ($w_g^* \approx 3$ м/сек, рис. 2) наступает режим, условно названный барботажным. Наблюдается накопление жидкости в нижней части каналов, в результате чего возникает частичный барботаж воздуха через образовавшийся слой, в то время, как на остальной части каналов сохраняется пленочное течение. Происходит постепенное заполнение каналов газо-жидкостной эмульсией и затем периодическое дренирование жидкости через отдельные каналы. Темп роста ΔP_{op} несколько снижается. Наступление барботажа определялось по данным визуальных наблюдений и перелому на графике функции $\Delta P_{op} = f(w_g)$. Режим захлебывания: начиная с некоторого значения $w_g = w_g^*$ наступает режим захлебывания насадки, в котором она работает аналогично барботажной тарелке провального типа.

Характер зависимости $\Delta P_{op} = f(q_w)$ указывает на существование двух гидродинамических режимов: пленочного и барботажного ($q_w > q_w^*$). В работе подробно изучался пленочный режим, характеризующийся зна-

ченными скорости движения воздуха $w_g = w_g^*$ и плотности орошения $q_w < q_w^*$.

Коэффициенты тепло- и массоотдачи рассчитывали на основании интегральных замеров в аппарате

$$F\alpha_g = Gc_p^* \int_{t_g}^{t_w} \frac{dt_g}{(t_w - t_g)} \quad (16), \quad F\beta_x = G \int_{t_g}^{t_w} \frac{dt_g}{(t_{gw} - t_g)} \quad (17).$$

Поскольку определение действительной поверхности обмена представляет известные трудности, результаты опытов представлены в виде произведения конструктивной поверхности насадки F на величину коэффициента массоотдачи β_x : $F\beta_x = F^*\beta_x^*$, где F^* — действительная поверхность обмена, β_x^* — коэффициент массоотдачи, отнесенный к F^* .

Полученные закономерности протекания зависимости $F\beta_x = f(w_g, q_w)$ сопоставлены с гидродинамическими характеристиками насадок. В области пленочного режима зависимости $F\beta_x = f(w_g)q_w$ и $F\beta_x = f(q_w)w_g$ представлены рядом эмпирических линий. Получены уравнения

$$d_2 = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad F\beta_x = 7,51 w_g^{0,7} q_w^{0,3} \quad (18),$$

$$(1,5 < w_g < 3,0 \text{ м/сек}, 3 < q_w < 20 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч})$$

$$d_2 = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad F\beta_x = 5,85 w_g^{0,7} q_w^{0,2} \quad (19),$$

$$(1,2 < w_g < 3,9 \text{ м/сек}, 3,5 < q_w < 34 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч})$$

$$d_2 = 6,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad F\beta_x = 5,9 w_g^{0,6} q_w^{0,2} \quad (20),$$

$$(1,4 < w_g < 3,7 \text{ м/сек}, 6 < q_w < 45 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч})$$

$$d_2 = 7,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad F\beta_x = 5,28 w_g^{0,6} q_w^{0,2} \quad (21),$$

$$(1,3 < w_g < 3,4 \text{ м/сек}, 5 < q_w < 40 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч})$$

С наступлением барботажного режима (при неизменном расходе W) величина $F\beta_x$ либо перестает расти, оставаясь неизменной, либо несколько уменьшается. Характер протекания функции $F\beta_x = f(q_w)$ в области барботажа оказался зависимым от величины d_2 : в области малых

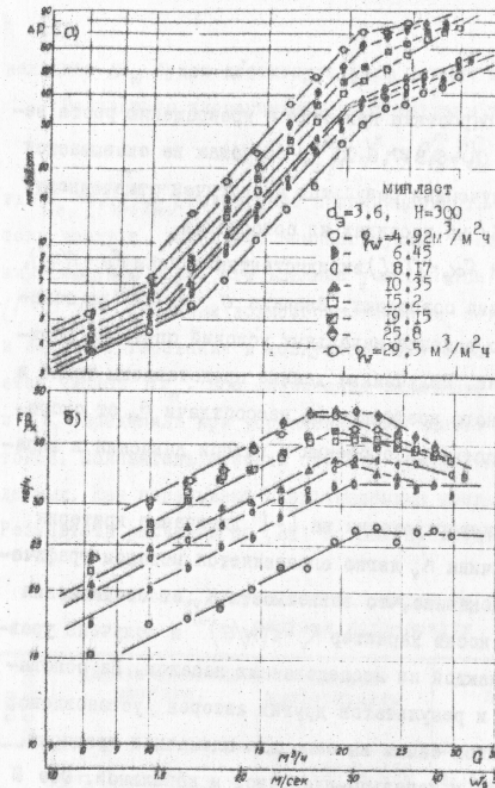


Рис. 2. Зависимость потери напора в аппарате Δp (а) и величины коэффициента массоотдачи β_x (б) от расхода воздуха G ($t_w^1 = 35^\circ\text{C}$, $t_g^1 = 30^\circ\text{C}$).

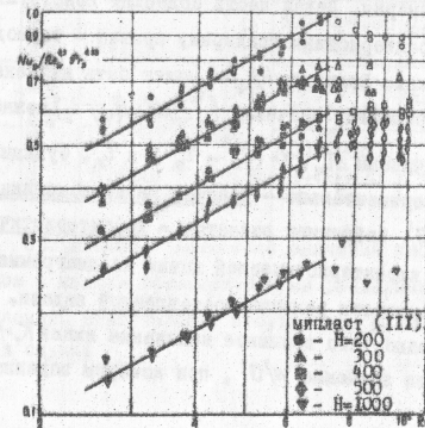


Рис. 3. Зависимость $Nu_D / (Re_w^{0,5} Pr^{0,33})$ от числа Re_w и высоты насадки H . Условия сопоставления: $t_w^1 = 45^\circ\text{C}$, $t_g^1 = 25^\circ\text{C}$ (невыявленные значения соответствуют барботажному режиму).

значений d_3 наступление барботажа приводит к прекращению роста величины $F\beta_x$; в области $d_3 = 6,9+7,6 \cdot 10^{-3}$ м барботаж не сказывается на темпе роста $F\beta_x$. Полученный результат аналогичен отмеченному в работе Йошида /254,255/ на насадках из сотоблоков.

Линии зависимостей $F\alpha_g = f(w_g)$ эквидистантны линиям $F\beta_x = f(w_g)$, при этом граничные условия совпадают. Влияние q_w на $F\alpha_g$ не обнаружено. Проанализировано влияние начальных условий опыта на величины коэффициентов обмена. Полученные данные представлены также в виде зависимостей объемного коэффициента массоотдачи β_x от скорости движения воздуха, плотности орошения и потери давления в аппарате.

Дана графическая интерпретация на $l-t$ диаграмме критерия испарения K_v (I). Величина K_v легко определяется методом графического интегрирования. Показано, что зависимость K_v от соотношения потоков воды и воздуха носит характер $K_v = c(w/g)^n$ и получены уравнения такого типа для каждой из исследованных насадок. На основании полученных данных и результатов других авторов установлено, что значение n , оставаясь самым высоким для пленочной градири, уменьшается при переходе к капельно-пленочной и капельной. Обе части уравнения (I) безразмерны. Левая часть содержит конструктивные и эксплуатационные характеристики градири, правая — термодинамические параметры потоков. Величина $F\beta_x/w$ может быть найдена только на основании эксперимента: значение $\int_{t_w}^{t_g} c_w dt_w / (t_w - t_g)$ можно рассчитать, задавшись величинами Δt_w , $v = (t_w^0 - t_g^0)$ и t_g^0 . Функция $K_v = f(w/g)$, найденная экспериментально — рабочая характеристика градири; функция $K_v^* = f(w/g)$, найденная расчетом — характеристическая линия. По положению характеристической линии на диаграмме можно судить о степени трудности решения поставленной задачи. На конкретных примерах показано, что взаимное наложение линий $K_v = f(w/g)$ и $K_v^* = f(w/g)$ позволяет найти значение w/g , при котором заданная

величина Δt_w будет достигнута (при данных значениях t_g^0 и v).

Результаты эксперимента представлены в виде зависимости

$$Nu_D (1 - p_D^m/p)^K = c Re_g^m Re_w^n Re_D^L \quad (22),$$

где $p_D^m = 1/2(p_D^m + p_D^w)$. Вследствие непроницаемости поверхности раздела потоку воздуха возникает компенсирующий конвективный поток, усиливающий диффузию пара. Его влияние учитывается введением в (22) члена $(1 - p_D^m/p)^K$. Влияние волнообразования на поверхности водяной пленки и ее диспергирования в воздушном потоке на процессы обмена учитывается числом Re_w . Все физические величины, входящие в числа Nu , Re и Re_D , определяли при усредненных по высоте аппарата параметрах потоков. Показатель степени при Re_D принят на основании литературных данных. Как показывают многочисленные исследования, величина $K=1$. Результаты расчетов по (22) на ЭВМ представлены в таблице 2.

Таблица 2.

Зависимости, полученные для числа Nu_D при испарении в системе вода-воздух

тип насадки	характеристики насадки, м	условия эксперимента	полученные уравнения
III	d_3 3.6×10^{-3}	$Re_g^{0.7}$ $250 < Re_g < 650$ $4 < Re_w < 30$	$Nu_D (1 - p_D^m/p) = 0.00823 Re_g^{0.7} Re_w^{0.3} Re_D^{0.33} \quad (23)$
IV	4.1×10^{-3}	$Re_g^{0.7}$ $300 < Re_g < 1000$ $6 < Re_w < 60$	$Nu_D (1 - p_D^m/p) = 0.00165 Re_g^{0.7} Re_w^{0.2} Re_D^{0.33} \quad (24)$
V	6.9×10^{-3}	$Re_g^{0.6}$ $600 < Re_g < 1600$ $14 < Re_w < 130$	$Nu_D (1 - p_D^m/p) = 0.033 Re_g^{0.6} Re_w^{0.2} Re_D^{0.33} \quad (25)$
VI	7.6×10^{-3}	$Re_g^{0.6}$ $600 < Re_g < 1600$ $14 < Re_w < 120$	$Nu_D (1 - p_D^m/p) = 0.0325 Re_g^{0.6} Re_w^{0.2} Re_D^{0.33} \quad (26)$

Сравнительно невысокие значения чисел Nu_D , полученные для насадок с малыми геометрическими размерами каналов d_3 , могут быть объяснены практическим отсутствием развитой свободной конвекции в этом случае

Все уравнения относятся к пленочному режиму. С изменением высоты H значения m и n , а также граничные условия остаются постоянными. Рост H приводит к падению Nu_D (рис. 3), причем в логарифмических координатах зависимость $Nu_D / Re_G^m Re_W^n Re_D^l = f(H)$ носит линейный характер. Снижение величины Nu_D с ростом H объясняется значительным возрастанием парциального давления P_{Dg} , приходящимся на начальный участок канала. С дальнейшим продвижением паровоздушной смеси по каналу возрастает сопротивление испарению за счет уменьшения градиента парциальных давлений между ядром потока смеси и поверхностью раздела. Значения локальных коэффициентов обмена оказываются максимальными в нижней части канала и непрерывно убывают к верхней. Сравнительно высокая степень при $Re_W (d_s = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м})$ объясняется, видимо, малым расстоянием между стенками канала h . Последнее усиливает влияние волнообразования и диспергирования водяной пленки на массообмен. Увеличение h (уравнения 24-26) приводит к снижению n до 0,2, что соответствует данным Бендера /101/, Кафесьяна /166/ и др..

Опыты на насадках № У и VI могут быть описаны единым уравнением

$$Nu_D (1 - P_D^m / P) = 0,0328 Re_G^{0,6} Re_W^{0,2} Re_D^{0,33} \quad (27).$$

(600 < Re_G < 1600; 14 < Re_W < 120)

Вид зависимостей, приведенных в таблице 2, а также данные по гидродинамике, позволяют рекомендовать диапазоны $250 < Re_G < 650$, $4 < Re_W < 30$ ($d_s = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$); $300 < Re_G < 1000$, $6 < Re_W < 60$ ($d_s = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$); $600 < Re_G < 1600$, $14 < Re_W < 120$ ($d_s = 6,9$ и $7,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$) в качестве оптимальных для работы аппарата в режимах пленочной градири. Температура $t_w' = 70-75^\circ \text{C}$ является предельной, поскольку при больших t_w' наступает коробление материала насадки.

Сопоставлены экспериментальные данные по испарению, конденсации и адиабатическому увлажнению в системе вода-воздух. Показа-

на возможность описания этих процессов на основе единой общей зависимости.

РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПАКТНЫХ ПЛЕНОЧНЫХ ГРАДИРЕН

Нахождение действительных значений коэффициентов обмена зачастую не может быть признано удовлетворительным из-за трудностей, связанных с правильным усреднением движущих сил по высоте аппарата. Определение поверхности обмена представляет также чрезвычайно сложную задачу. Это привело в последние годы к развитию простого эмпирического метода, основанного на использовании коэффициентов эффективности - работы Кленке /172-174/, Тумма /235/, Глазера /133/ и др. В работе проведено дальнейшее развитие метода и анализ на его основе экспериментального материала.

Эффективность охлаждения воды в градири характеризуется степенью охлаждения воды

$$E_w = \frac{(t_w' - t_w'')}{(t_w' - t_g')} \quad (28),$$

равной отношению фактически отведенного от воды тепла к предельному его количеству, определяемому равенством $t_w'' = t_g'$. Степень использования воздуха

$$E_g = \frac{(t_g'' - t_g')}{(t_{gw}' - t_g')} \quad (29),$$

равна отношению тепла, вынесенного из аппарата потоком воздуха, к предельному его количеству, определяемому равенством $t_g'' = t_{gw}'$ ($t_g'' = t_w'$).

Кленке /173, 174/ предложена модель "идеальной" противоточной градири ($F = \infty$), которой соответствует термодинамическое равновесие на обоих концах аппарата: низ - $t_w'' = t_g'$; верх - $t_g'' = t_w'$, $\varphi_g'' = 1$ ($t_g'' = t_{gw}'$). При этом

$$\ell = \left(\frac{G}{W} \right) = \frac{c_w (t_w' - t_w'')}{(t_g'' - t_g') - c_w t_w'' (x_g'' - x_g')} \quad (30),$$

$$\ell_{ud} = \left(\frac{G}{W}\right)_{ud} = \frac{c_w(t'_w - t'_g)}{(i'_{gw} - i'_g) - c_w t'_g(x'_{gw} - x'_g)} \quad (31).$$

$$\Lambda = \ell / \ell_{ud}. \quad (32).$$

На основе работ Молье /198/ и Хойслера /144/ выражение для ℓ_{ud} можно получить в виде

$$\ell_{ud} = \left(\frac{G}{W}\right)_{ud} = \frac{(i'_w - i''_w)}{(i'_{gw} - i''_g) - i''_w(x'_{gw} - x''_g)} \quad (33)$$

где ℓ_{ud} является функцией лишь двух независимых друг от друга параметров t'_w и t'_g . Величина ℓ_{ud} названа Кленке относительным минимальным расходом воздуха, поскольку при $\ell < \ell_{ud}$ и $F = \infty$ равновесие на нижнем конце аппарата не достигается. Нами получена номограмма, позволяющая находить значение ℓ_{ud} в диапазоне $t'_w = 15+60^\circ\text{C}$ [при этом $t'_g = 1, 2, 3, \dots, (t'_w - 1)^\circ\text{C}$].

На рис.4 дана графическая интерпретация модели Кленке на $i-t$ диаграмме [при условиях: $\Delta W = 0$ и $i'_g = f(t'_g)$]. Равновесие на нижнем и верхнем концах аппарата соответствует точкам А и В. Линия АВ — рабочая линия модели ($\lg \alpha = 1/\ell_{ud}$, $\Lambda = 1$). Для реального аппарата она сместится в область, расположенную под кривой равновесия (А'В').

Работа градирии характеризуется зависимостью $E_g = f(\Lambda)$ (рис.5а). Предположим наличие зависимости $E_g = f(\Lambda)$. На основе приближенного соотношения $E_w/E_g \approx \Lambda$, получены значения $E_{w\text{пред.}}$ и $E_{g\text{пред.}}$:

$$E_{w\text{пред.}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_w \approx \Lambda, \quad \text{при } \Lambda \leq 1 \quad (34),$$

$$E_{w\text{пред.}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_w = 1, \quad \text{при } \Lambda \geq 1 \quad (35),$$

$$E_{g\text{пред.}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_g = 1, \quad \text{при } \Lambda \leq 1 \quad (36),$$

$$E_{g\text{пред.}} = \lim_{F \rightarrow \infty} E_g \approx 1/\Lambda, \quad \text{при } \Lambda \geq 1 \quad (37).$$

Опытные значения E_w и E_g могут располагаться лишь в области ниже линий $E_{w\text{пред.}}$ и $E_{g\text{пред.}}$ соответственно (рис.5а). Проанализировав влияние материала, геометрии насадки и начальных условий опыта на значения E_w и E_g . Линии $E_w = f(\Lambda)$ и $E_g = f(\Lambda)$ пересекаются в точке с абсциссой $\Lambda = 1$. Это значение Λ не зависит от величин N, d_g , начальных условий опыта.

Пределы охлаждения воды и нагревания воздуха определяются, помимо значений t'_w и t'_g , величиной ℓ . На рис.4а показан случай, когда ℓ велико ($\ell > \ell_{ud}$, $\Lambda > 1$). Увеличение поверхности обмена приведет к параллельному смещению линии АВ' в направлении кривой насыщения. Положение АС ($F = \infty$) предельное — в нижнем сечении аппарата движущая сила процесса обращается в нуль. При этом вода может быть охлаждена до t'_g ; предел нагревания воздуха i''_{gw} ниже i'_{gw} . Когда значение ℓ мало ($\ell < \ell_{ud}$, $\Lambda < 1$) точка касания предельного положения рабочей линии ВС и кривой насыщения расположена в верхнем сечении аппарата (рис.4б). При этом $t'_g > t'_g$; $i''_{gw} = i'_{gw}$. На рис.4в показан случай, когда точка касания Е расположена между А и В. Здесь на обоих концах устанавливаются состояния, отличные от равновесных. В зависимости от величины ℓ состояние равновесия может иметь место на верхнем либо нижнем концах градирии. Одновременно на обоих концах оно не наступает, что объясняется кривизной линии насыщения. Таким образом, модель Кленке построена при условии прямолинейности этой линии.

Линию, касательную к кривой насыщения в некоторой точке диапазона температур $t'_w - t'_g$ и имеющую наклон $1/\ell_{ud}$, назовем рабочей линией уточненной модели "идеальной" градирии (линия А'В')

$$E_w^o = \frac{(t'_w - t_w^2)}{(t'_w - t_g^o)} \quad (38), \quad E_g^o = \frac{(i_g^2 - i_g^1)}{(i_{gw} - i_g)} \quad (39),$$

где t_g^o и i_{gw}^o — новые значения пределов, определяемые положением ра-

Последние выражения громоздки, что затрудняет их практическое использование. Удобными оказываются эмпирические зависимости

$$E_w = c(1 - e^{-1/\Lambda}) \quad (46),$$

$$E_g = c(1 - e^{-1/\Lambda}) \cdot \Lambda^{-1} \quad (47),$$

$$E = c^2(1 - e^{-1/\Lambda})^2 \cdot \Lambda^{-1} \quad (48).$$

Значение постоянной C найдено для каждой из исследованных насадок.

Наличие экстремума (максимума) функции $E = f(\Lambda)$, подтверждаемое обработкой данных ряда авторов, позволяет ввести приведенные координаты

$$\bar{E} = E/E^*, \quad \bar{\Lambda} = \Lambda$$

Величину $\bar{E}$ назовем приведенной характеристикой градири. С учетом (46)–(48)

$$\bar{E} = 2,25(1 - e^{-1/\Lambda})^2 \cdot \Lambda^{-1} \quad (49).$$

Независимо от материала и конструктивных особенностей насадки, начальных условий опыта, типа градири (пленочная, капельная, капельно-пленочная) переход к приведенным координатам позволяет получить единую зависимость $\bar{E} = f(\Lambda)$, что подтверждается данными, представленными на рис. 5. Выражение (49) хорошо согласуется с опытом и в случае, когда потоки тепла и массы разнонаправлены. Оно позволяет упростить экспериментальное исследование. Достаточно при заданных t_w' и t_g' провести опыт о $\Lambda = f(l\ell - \rho_{\text{уд}}(t_w', \tau_g'))$ и найти значение E^*

$$E = \bar{E} \cdot E^* = 2,25 E^* (1 - e^{-1/\Lambda})^2 \cdot \Lambda^{-1},$$

откуда уравнения для E и E_w определены и значения этих величин могут быть найдены в любом необходимом диапазоне Λ . В работе, на примере поперечноточных градири и процесса конденсации (охлаждение и осушение воздуха), показан универсальный характер приведен-

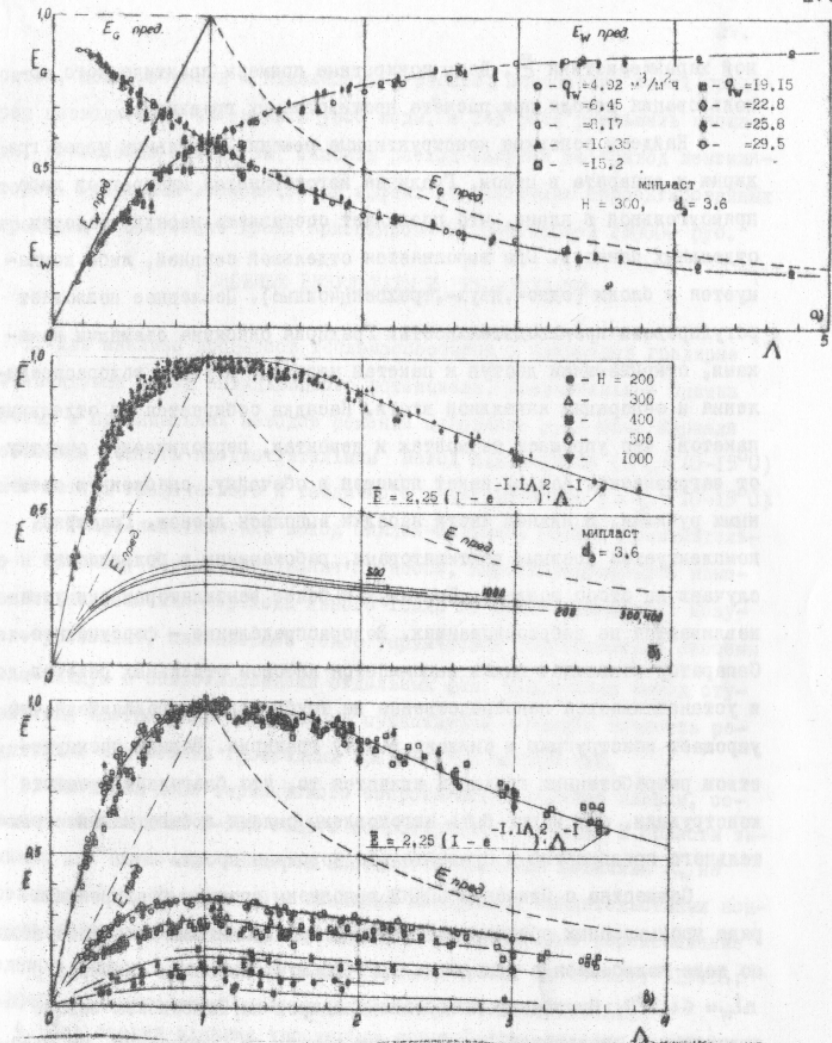


Рис. 5. а). Зависимость E (E_g) от характеристического числа Λ ($t_w' = 35^\circ\text{C}$, $t_g' = 30^\circ\text{C}$). б) и в). Зависимость отепени эффективности процесса $\bar{E}$ и приведенной характеристики градири $\bar{E}$ от Λ ; б) — наши данные ($t_w' = 45^\circ\text{C}$, $t_g' = 25^\circ\text{C}$); в) — данные ряда авторов: $\circ$, $\square$ — Бендер/ЮИ/, $\blacktriangle$ — Шпангеманер/222/, $\bullet$ — Матушек/184/, $\triangle$, $\times$ — Меркель/189/, $\blacksquare$ — Джексон/161/, $\boxplus$ — Колли, Свенсон/171/.

ной характеристики $\bar{E}$. Даны конкретные примеры практического использования метода при расчете противоточных градириен.

Найдены основные конструктивные решения отдельных узлов градири и аппарата в целом. Градири изготавливается квадратной либо прямоугольной в плане, что позволяет составлять насадку набором отдельных пакетов. Она выполняется отдельной секцией, либо комплектуется в блоки (одно-, двух-, трехсекционные). Последнее позволяет регулировать производительность. Градири снабжена съемными крышками, открывающими доступ к пакетам насадки, к узлам водораспределения и сепарации капельной влаги. Насадка собирается из отдельных пакетов, что упрощает ее монтаж и демонтаж, периодическую очистку от загрязнений. Каждый пакет помещен в обечайку, снабженную съемными ручками. В нижней части насадки выполнен дренаж. Градири комплектуется осевыми вентиляторами, работающими в большинстве случаев на отсос воздуха. При двух и более вентиляторах они устанавливаются на виброоснованиях. Водораспределение — форсуночное. Сепаратор капельной влаги выполняется набором отдельных пакетов и устанавливается непосредственно на трубы водораспределителя, что упрощает конструкцию и снижает высоту градири. Важным преимуществом разработанных градири является то, что благодаря простоте конструкции, они могут быть изготовлены силами любого машиностроительного предприятия в сравнительно короткие сроки.

Совместно с Одесским СПКНБ выполнены проекты градири для ряда промышленных предприятий страны. Производительность аппаратов по воде колеблется в диапазоне 3,0-170 т/ч, перепады температур $\Delta t_w = 6-15^\circ\text{C}$. Проведено внедрение градири на Тамбовском заводе подшипников орошения, на Одесском заводе им. Старостина, на Одесском заводе "Запчасть" и др. предприятиях. Последующие заводские испытания показали высокие теплотехнические характеристики аппа-

ратов, долговечность и надежность в работе. Применение таких градири позволяет на 4% снизить унос воды, в 2-3 раза уменьшить площади, занимаемые аппаратом, снизить расход энергии на привод вентиляторов. Суммарный экономический эффект от внедрения спроектированных градири в настоящее время ориентировочно составляет 250000 руб.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Для анализа процессов тепломассообмена в пленочной градири рекомендован метод энтальпийного потенциала. Сравнительная оценка точных и приближенных методов решения основного уравнения Меркеля позволила считать предпочтительным метод Л.Д.Бермана ($\Delta t_w < 10-15^\circ\text{C}$) либо методы графического и табличного интегрирования ($\Delta t_w > 10-15^\circ\text{C}$).

2. Графоаналитический метод Миклея-Мизушина развит применительно к сложному случаю протекания процесса, характеризующемуся изменением направления перехода явного тепла по высоте аппарата. Получено уравнение, связывающее общее термическое сопротивление системы вода-воздух с сопротивлениями отдельных фаз. Разработан метод ступенчатых построений, позволяющий существенно повысить точность результатов и избежать громоздких графических построений.

3. Выявлена доля термического сопротивления водяной пленки, составившая в опытах 3-55% общего сопротивления системы. В области типичных для пленочных градири плотностей орошения величина R_w не превышает 20%. Предложены и защищены авторскими свидетельствами конструкции регулярных насадок, создающих искусственное перемешивание водяной пленки в застойных зонах (авт. свид. СССР № 294635; 319830; 342040; положительное решение по заявке № 1490840/23-26).

4. Дан анализ влияния упрощающих предположений, лежащих в основе вывода уравнения Меркеля, на точность расчетов. Показано, что средняя суммарная ошибка, протекающая из-за упрощений, не превышает $14 \pm 5\%$.

5. Получены гидродинамические характеристики насадок из алюминия и мипласта для одно- и двухфазного потоков. Установлены гидродинамические режимы течения.

6. Характеристики исследованных насадок представлены в виде критериальных зависимостей. Последние охватывают пленочный режим и получены математической обработкой опытных данных на ЭВМ. Рост высоты насадки H приводит к снижению числа Nu_D . В логарифмических координатах зависимость $Nu_D / Re_w^m Re_g^n Re_d^l = f(H)$ носит линейный характер. Диапазоны $250 < Re_g < 650$, $4 < Re_w < 30$ ($d_s = 3,6 \cdot 10^{-3}$ м); $300 < Re_g < 1000$, $6 < Re_w < 60$ ($d_s = 4,1 \cdot 10^{-3}$ м); $600 < Re_g < 1600$, $14 < Re_w < 120$ ($d_s = 6,9 \cdot 10^{-3}$ м) рекомендованы в качестве оптимальных для работы аппарата в режиме пленочной градири.

7. Рассмотрены пределы протекания процесса в аппарате и развита уточненная модель "идеальной" градири. Разработана номограмма для определения величины относительного минимального расхода воздуха. Предложен способ определения степени эффективности процесса. Установлены предельные значения $E_{w \text{ пред.}}$, $E_{g \text{ пред.}}$ и $E_{\text{ пред.}}$.

8. Анализ опытных данных на основе зависимости $E = f(\Lambda)$ позволил установить существование экстремума (максимума) в точке с $\Lambda = 1$ и ввести приведенные координаты $\bar{E} - \bar{\Lambda}$. Показано, что приведенная характеристика градири $\bar{E}$ иллюстрирует темп изменения степени эффективности процесса, который для любого типа градири идентичен. Рассмотрены примеры использования разработанного метода в расчетной практике.

9. Даны рекомендации по конструированию противоточных градири и их отдельных элементов.

10. Совместно с Одесским СПКНБ проведена разработка проектов градири для ряда промышленных предприятий страны. Осуществлено внедрение градири и испытания в заводских условиях, подтвердившие их высокие теплотехнические характеристики, надежность, долговечность и простоту в эксплуатации.

ОБОЗНАЧЕНИЯ: C_p^* — теплоемкость влажного воздуха; C_w — теплоемкость воды; F , F_x , F_g — конструктивная поверхность насадки, поверхность теплообмена, массообмена; G — расход воздуха; i_g , i_{gw} , i_{gy} , i^T — энтальпия воздуха в ядре потока, энтальпия насыщенного воздуха при температурах $t_g = t_w$, $t_g = t_g$, $t_g = t_g^*$; i_w — энтальпия воды [$i_w^* = i_w(t_g^*) = (\frac{\partial i}{\partial x})_g$]; ℓ , ℓ_{ad} — относительный расход воздуха, относительный минимальный расход воздуха; P_{dg} , P_{dw} — парциальные давления водяного пара в ядре потока воздуха, в насыщенном воздухе при $t_g = t_w$; p — барометрическое давление; q_w — плотность орошения; z — скрытая теплота испарения; R_z , R_g , R_w — общее термическое сопротивление системы, сопротивления воздушной и водяной пленок; t_g , t_w , t_g — температуры воздуха, воды и поверхности раздела; w_g — скорость движения воздуха; W — расход воды; X_g , X_{gw} , X^T — влагосодержания воздуха в ядре потока, насыщенного воздуха при температурах $t_g = t_w$ и $t_g = t_g^*$; α — угол наклона рабочей линии процесса в $i - t$ диаграмме; α_g , α_w — коэффициент теплоотдачи на стороне воздуха, на стороне водяной пленки; β_x — общий коэффициент массоотдачи (движущей силой процесса является энтальпийный напор); β_x^o — коэффициент массоотдачи в воздушной пленке; $\beta_{xv} = F\beta_x/V$ — объемный коэффициент массоотдачи; γ — угол наклона связывающей линии; δ_{dg} — коэффициент диффузии водяного пара в воздухе; λ — коэффициент сопротивления трению; Λ — характеристическое число; t_g — температура воздуха по мокрому термометру; Y_g — относительная влажность воздуха; Ψ — угол наклона вспомогательной линии; K_y — критерий испарения; N_z , N_g , N_w — число единиц переноса тепла (общее), число единиц переноса тепла в воздушной и водяной пленках; $Nu_D = \beta_x d_s / \delta_{dg}$ — число Нуссельта для массообмена; Re — число Рейнольдса; Eu — число Эйлера; Pr_D — число Прандтля для массообмена; Le — число Льюиса. Индексы: 1 — вход потока в аппарат, 2 — выход; I, II, III, ..., K — номера сечений аппарата по высоте.

ПУБЛИКАЦИИ ПО МАТЕРИАЛУ, ИЗЛОЖЕННОМУ В ДИССЕРТАЦИИ

1. Алексеев В.П., Пономарева Э.Д., Дорошенко А.В. Исследование рабочих характеристик пленочных градирен с регулярной насадкой. "Холодильная техника", № 8, 25 (1968).
2. Алексеев В.П., Пономарева Э.Д., Дорошенко А.В. Исследование гидравлических сопротивлений и массообмена в пленочной градирне с регулярной насадкой. Сб. "Холодильная техника и технология", Киев, "Техніка", № 7, 37 (1968).
3. Alekseev V.P., Doroshenko A.V., Hammouda R.M., Investigations of heat and mass transfer in film water cooling with packages of regular constructions, The Engineers Mag. (UAE), № 5, 87 (1969).
4. Дорошенко А.В., Хамуда Р.М. О процессах тепло- и массообмена в пленочных градирнях с регулярной насадкой. "Холодильная техника", № 1, 31 (1970).
5. Алексеев В.П., Дорошенко А.В. К анализу процессов переноса тепла и массы в противоточном пленочном аппарате. Сб. "У Всесоюзное научно-техническое совещание по кондиционированию воздуха в промышленных и общественных зданиях", М., Стройиздат, 79 (1970).
6. Хамуда Р.М., Дорошенко А.В. Исследование процесса адиабатического увлажнения воздуха в противоточной пленочной колонне. Сб. "Проектирование отопительно-вентиляционных систем", серия У, № 2, 55 (1970).
7. Алексеев В.П., Дорошенко А.В. О частных коэффициентах тепло- и массоотдачи в пленочной градирне с регулярной насадкой. "Холодильная техника", № 3, 46, (1971).
8. Алексеев В.П., Дорошенко А.В., Васильева Н.Г. Экспериментальное исследование совместно протекающих процессов тепло- и массообмена. Сб. "Реферативная информация о законченных научно-исследовательских работах в ВУЗах СССР (Химическая промышленность)", № 12, 27 (1971).
9. Алексеев В.П., Дорошенко А.В., Васильева Н.Г. Исследование процессов тепло- и массообмена в пленочной градирне. "Известия ВУЗов СССР, Энергетика", № 12, 74 (1971).
10. Алексеев В.П., Дорошенко А.В. Величина термического сопротивления в процессах тепломассообмена между водой и воздухом. Сб. "Кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях", Л., ЛДНТИ, 51 (1972).
11. Алексеев В.П., Дорошенко А.В. К определению термического сопротивления при тепломассообмене между водой и воздухом. "Инженерно-

-физический журнал", 23, № 4, 747 (1972), (депон.).

12. Алексеев В.П., Дорошенко А.В., Цимерман А.Б., Васильева Н.Г. Исследование совместно протекающих процессов тепло- и массообмена в пленочных водоохладителях. Сб. "Холодильная техника и технология", Киев, "Техніка", № 14, 50 (1972).
13. Алексеев В.П., Дорошенко А.В., Васильева Н.Г. Процессы тепло- и массообмена при испарении подвижной водяной пленки в воздушный поток. "Известия ВУЗов СССР, Химия и химическая технология", 16, № 2, 282 (1973).
14. Алексеев В.П., Дорошенко А.В. и др. Исследование рабочих процессов в компактной вентиляционной градирне. Сб. "УИ Всесоюзное научно-техническое совещание по кондиционированию воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях", М., Стройиздат, 91 (1973).
15. Алексеев В.П., Дорошенко А.В. и др. Исследование процессов тепломассообмена при адиабатическом увлажнении воздуха в противоточной пленочной колонне. "Водоснабжение и санитарная техника", № 8, 15 (1973).
16. Алексеев В.П., Дорошенко А.В. Ступенчатый расчет процессов переноса тепла и массы в системе вода-воздух. "Известия ВУЗов СССР, Энергетика", № 10, 93 (1973).
17. Aljeksjejev V.P., Doroszyenko A.V., Vasiljeva N.G., O Teorii wyparnego ochladzania wody, Sb. Konferencja naukowo-techniczna nt. Wymienniki ciepła urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych. Rzeszow (Polska), 18-19 wrzesien (1973).
18. Aljeksjejev V.P., Doroszyenko A.V., Zablockaja N.S., Opor cieplny blonki wodnej w przeciwpradowej chłodni ociekowej, Sb. Konferencja naukowo-techniczna nt. Wymienniki ciepła urządzeń chłodniczych i klimatyzacyjnych. Rzeszow (Polska), 18-19 wrzesien (1973).

ПО ТЕМЕ РАБОТЫ ПОЛУЧЕНЫ АВТОРСКИЕ СВИДЕТЕЛЬСТВА

1. В соавторстве с Алексеевым В.П., Герасимовым П.В. Регулярная насадка. № 294635.
2. В соавторстве с Алексеевым В.П. Ороситель пленочной градирни. № 319830.
3. В соавторстве с Алексеевым В.П., Цимерманом А.Б. Тепломассообменный аппарат. № 342040.
4. В соавторстве с Алексеевым В.П. Насадка для массообменных ко-

лонн. Положительное решение по заявке №I490840/23-26.

5. В соавторстве с Алексеевым В.П. Теплообменник пленочного типа.

Положительное решение по заявке №I236843/24-6.

6. В соавторстве с Алексеевым В.П. Шаровая насадка для тепломассообменных аппаратов. Положительное решение по заявке №I66I5I0/23-26.

Материал, представленный в диссертации, докладывался на У Всесоюзном научно-техническом совещании по кондиционированию воздуха в промышленных и общественных зданиях в г. Баку (1970г.), на УI Всесоюзном научно-техническом совещании по кондиционированию воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях в г. Ростове на Дону (1973г.), на межотраслевой научно-технической конференции "Проектирование и наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха в г. Волгограде (1973г.), на ежегодных отчетных научных конференциях ОТИХП в 1969 - 1972г.г.