

Автореф

A 56

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

На правах рукописи

Аль-Кандж Ратаб

ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ

Специальность 05.04.03 - "Машины и аппараты холодильной
и криогенной техники и систем кондиционирования"

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса - 1992

xv 864

ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики.

Научные руководители: доктор технических наук, профессор, академик АТК Украины ЧУМАК И. Г.
кандидат технических наук, доцент ДАРЬЯНОВСКИЙ С. Д.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор член-корр. АТК Украины ЗАГОРУЙКО В. А.
кандидат технических наук, старший научный сотрудник ЧЕРНОЗУБОВ А. М.

Ведущая организация: Биотехнический институт Украинской Академии аграрных наук.

Защита диссертации состоится 15 06 1992 г. в 14 час. _____ мин. на заседании специализированного совета К. 068.27.01 в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики по адресу: 270100, г. Одесса, ул. Петра Великого, 1/3, ОИНТЭ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ОИНТЭ.

Автореферат разослан 15 05 1992 г.

Ученый секретарь
специализированного
совета К. 068.27.01
доктор технических
наук, доцент

Р. К. Някульшин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В современном мире экономия пресной воды, используемой для промышленных и бытовых нужд, является актуальной задачей. Это обстоятельство повлияло на все более широкое распространение в холодильных установках испарительных конденсаторов, как наиболее экономичного варианта испарительного охлаждения воды.

Недостаток пресной воды остро ощущается в странах Ближнего Востока, Африки, Юго-Восточной Азии, где в ряде районов в летнее время реки пересыхают, а температура воды в колодцах достигает 40°C. Для этих районов наиболее выгодным вариантом конденсатора оказывается именно испарительный конденсатор, в котором обеспечивается более интенсивный, чем в обычном атмосферном водоохладителе, отвод теплоты от влажной поверхности к воздуху.

Несмотря на то, что испарительные конденсаторы исследовались в различное время В. Джеймсом, Б. Гудманом, Д. Вайлом, С. Г. Чулкиным, Ф. Леви, В. З. Жаданом, С. Д. Дарьяновским, Н. В. Товарасом и др., теплообменные характеристики испарительных конденсаторов недостаточно изучены.

Анализ процессов теплообмена в испарительных конденсаторах, данных экспериментов, методик расчета, предложенных различными авторами, показывают, что ввиду сложности процессов теплообмена, подход разных авторов к описанию процессов в испарительных конденсаторах различен, причем все рассмотренные модели процессов теплообмена являются в той или иной мере условными. Это обстоятельство затрудняет создание эффективных аппаратов.

Цель работы, исходя из сказанного, является совершенствование методов расчета и проектирования испарительных конденсаторов для различных климатических зон.

Задачи работы, в связи с этим, следующие: провести теоретический анализ процессов теплообмена между орошаемой водой поверхностью конденсатора и воздухом; разработать полуэмпирический метод расчета испарительных конденсаторов; сопоставить результаты расчетов с данными натурных исследований; проанализировать их работу в условиях влажного климата; разработать алгоритм и программу расчетов; провести технико-экономический анализ применения различных типов конденсаторов с учетом изменяющейся стоимости воды для холодильных установок разной мощности.

Научная новизна работы состоит в том, что предложен новый метод расчета испарительного конденсатора, основанный на оценке способности воздуха, омывающего орошаемую водой теплообменную поверхность, воспринимать влагу, причем из расчета исключается температура пленки воды.

В диссертации защищается следующее научное положение.

Зависимости для тепловлажного отношения являются основой для расчета испарительного конденсатора при условии задания температуры воздуха по влажному термометру и тепловой нагрузки на аппарат.

Научные результаты.

1. Предложена методика расчета испарительного конденсатора на основе определения величины тепловлажного отношения.

2. Экспериментально подтверждена возможность оценивать интенсивность теплопередачи от конденсирующегося хладагента к воздуху в гладкотрубном аппарате величиной коэффициента теплопередачи, отнесенного к разности температур конденсации хладагента и воздуха по влажному термометру.

3. Проведено сопоставление трех вариантов систем отвода тепла конденсации при различной мощности холодильных установок и переменной стоимости воды.

Практическая ценность работы.

Разработана методика теплового расчета и проектирования испарительных конденсаторов. Показано, что возможно применение испарительных конденсаторов в условиях влажного климата при дефиците пресной охлаждающей воды.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались на Всесоюзной научно-технической конференции "Интенсификация технологических процессов в рыбной промышленности" (Владивосток, 1989 г.), на научной конференции "Энергосбережение в сельском хозяйстве" (г. Киев, 1990), на научно-технической конференции "Системные аспекты ресурсосбережения и окружающей среды" (г. Черновцы, 1991 г.), на Всесоюзной научно-технической конференции "Холод - народному хозяйству" (г. Санкт-Петербург, 1991 г.), на 59-ой научно-технической конференции ОИИТЭ.

Публикации: по теме диссертации имеется две публикации.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных выводов и приложений. Основная

часть диссертации содержит 90 страниц машинописного текста, 17 рисунков, 10 таблиц, 11 страниц приложений. Список литературы включает 236 наименований, в том числе 40 иностранных.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель исследования и содержание научного послужения.

В первой и во второй главах рассмотрен теплоперенос при контакте воды и воздуха в аппаратах испарительного охлаждения и конденсаторных устройствах. На основе общей физической модели процессов, описываемых уравнением Меркеля, анализируются результаты теоретических и экспериментальных работ Б.Гудмана, Б.Джеймса, А.А.Гоголина, С.Г.Чуклина, Ф.Леви, Д.Вайла, Э.Томсена, С.Д.Дарьяновского, Н.В.Товараса. Установлено, что применяемые в мировой практике методики расчета испарительных конденсаторов недостаточно совершенны, составлены с учетом существенных допущений (температура воды по высоте аппарата постоянна, теплоперенос происходит только в зоне пучка труб).

А.А.Гоголин выразил общее количество теплоты, отведенное в конденсаторе уравнением

$$Q = K'F(t_k - t_w) = A\delta F \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_w'' - t_1}{t_w' - t_2}}$$

где $A = 1 - \frac{\Delta d}{\Delta i} \zeta_w t_w$ - поправочный коэффициент, учитывающий теплоту испарившейся воды.

Наличие двух потенциалов переноса в испарительном конденсаторе и невозможность для проектировщика использовать величину общего коэффициента теплопередачи аппарата вызвали стремление ряда исследователей применить в качестве разности потенциалов для всех термических сопротивлений на пути от конденсирующегося хладагента к воздуху разность температур конденсации и воздуха по влажному термометру. Впервые Б.Джеймсом, позже С.Г.Чуклиным, этот подход был положен в основу методики расчета испарительного конденсатора. При малом расходе орошающей воды С.Г.Чуклин считает температуру пленки воды переменной и равной температуре соответствующе-

го участка трубы и ребра.

В результате был предложен обобщенный метод расчета ребристого испарительного конденсатора. Теоретическая основа расчета базируется на уравнении Ф. Меркеля и сводится к следующему.

Количество теплоты, поступающее от элементарной площади dF влажной поверхности в воздух, определяется

$$dQ_x = \frac{\alpha_k}{c_p} (i_{wx}'' - i_x) dF \quad (1)$$

Величину dQ_x можно выразить через разность температур пленки воды в этом сечении и воздуха по влажному термометру, так как значения энтальпии i_{wx}'' и i_x определяются однозначно этими температурами, тогда

$$dQ_x = \alpha_{прив} (t_{wx} - t_{вж}) dF \quad (2)$$

На основании уравнений (1) и (2) получаем зависимость для приведенного коэффициента теплоотдачи

$$\alpha_{прив} = \frac{\alpha_k}{c_p} \frac{i_{wx}'' - i_x}{t_{wx} - t_{вж}}$$

Осредняя значения потенциалов переноса, получаем значение $\alpha_{прив}$ для всего аппарата.

Установление общего коэффициента теплопередачи испарительного конденсатора расчетным путем затруднено особенностями процесса испарения. Использование же частного коэффициента теплопередачи, учитывающего тепловые сопротивления со стороны хладагента и воды не дает полной характеристики процесса теплообмена в испарительном конденсаторе, так как основное термическое сопротивление сосредоточено на границе "пленка воды - воздух". Это сопротивление оценивают величиной коэффициента испарения ϕ , который является обобщенной характеристикой теплообмена в испарительном конденсаторе. Однако при расчете теплопередачи через стенку применение в качестве движущей силы энтальпийного, а не температурного напора, создает определенные трудности.

Метод расчета, основанный на использовании общего коэффициента теплопередачи, отнесенного к разности температур конденсации и воздуха по влажному термометру, дает значительное упрощение вычислений. Однако во всех применяемых методиках не преодолены труд-

ности, связанные с необходимостью знать температуру пленки воды. Рассмотрение процесса теплообмена между водой и воздухом на основе тепловлажного отношения

$$\xi = \left(\frac{\partial i}{\partial d} \right)_\varphi + \left(\frac{\partial i}{\partial \varphi} \right)_d \frac{\Delta \varphi}{\Delta d}$$

определяемого по величине температуры воздуха по влажному термометру, дает возможность рассчитывать испарительный конденсатор без использования температуры пленки. Тогда величину приведенного коэффициента $\alpha_{прив}$ можно выразить как

$$\alpha_{прив} = \alpha_k \frac{\xi d}{\xi d - 1}$$

где $\xi d = \frac{\epsilon_\varphi}{r(t)}$.

Анализ процессов теплообмена между водой и воздухом с помощью величины тепловлажного отношения ϵ_φ как составляющей общего тепловлажного отношения ξ положен в основу разработанного нами полумпирического расчета испарительного конденсатора. Этот же подход позволяет проанализировать работу испарительного конденсатора в условиях влажного климата.

Большинство исследователей рассматривало работу испарительного конденсатора в предпочтительных для испарительного охлаждения климатических зонах (с низкой относительной влажностью). При этом обходятся стороной проблемы проектирования и эксплуатации систем отвода теплоты конденсации в зонах с тропическим влажным и субтропическим климатом, где сочетаются высокая температура наружного воздуха с относительной влажностью 75-80%. В этом случае возникает необходимость анализа работы испарительного конденсатора в условиях, когда воздух, проходящий через пучок труб, достигает своего насыщения до выхода из аппарата и в концевой его зоне процесс изменения состояния воздуха будет проходить при $\varphi = \text{const}$ и с увеличением влагосодержания. Увеличение влагосодержания воздуха происходит в меру повышения его температуры. Когда температура воздуха ниже температуры влажной поверхности, может происходить также частичная конденсация водяного пара, проникающего в поток более холодного воздуха. С учетом допущения постоянства температуры влажной поверхности процесс изменения состоя-

ния воздуха будет идти не по прямой, а по линии, близкой $\varphi = \text{const}$ (рис. 1, процесс I'-2').

В третьей главе описаны результаты экспериментальной проверки разработанного метода расчета испарительного конденсатора. Экспериментальное исследование проводилось на натурном образце испарительного конденсатора, включенного в схему аммиачной холодильной установки (рис. 2).

Программа исследований предусматривала проведение опытов как в режиме испарительного конденсатора, так и в режиме конденсатора воздушного охлаждения. Причем последние предшествовали режимам испарительного конденсатора и позволяли оценить интенсивность конвективного теплообмена в "сухом" режиме и при орошении пучка труб. Опытные данные по теплоотдаче гладкотрубных пучков труб при их поперечном омывании потоком воздуха достаточно обобщены и широко опубликованы, в том числе в справочной литературе. На этом основании проводить обширные эксперименты в "сухом" режиме нам представлялось нецелесообразным. В то же время, в условиях переходного режима по числу Рейнольдса на значениях коэффициента теплоотдачи будут сказываться индивидуальные особенности экспериментального стенда, организация потока на входе, степень влияния начального участка и пр. Эти обстоятельства принимались во внимание до начала эксперимента и не позволяли перенести имеющиеся в литературе результаты опытов с гладкотрубными пучками на наш случай без проведения экспериментов на нашем стенде в "сухом" режиме, пусть даже в ограниченном объеме.

Параметры на входе воздуха в исследуемый аппарат лежали в пределах: температура - от 20 до 35°C; относительная влажность - от 40 до 80%. Температуру измеряли медь-константановыми термопарами с точностью $\pm 0,1^\circ\text{C}$, заделанными на поверхности труб и расположенными на входе и выходе из аппарата. Относительную влажность определяли психрометрическим методом по показаниям сухих и влажных термопар на входе и выходе из испарительного конденсатора. Скорость воздуха в узком сечении аппарата рассчитывалась по его расходу и изменялась в пределах от 1,5 до 4,5 м/с. Теплообменная поверхность испарительного конденсатора представляет собой пучок гладких труб шахматной компоновки диаметром 25x2,5 мм, шаг труб по высоте $S_1 = 70$ мм, шаг труб по горизонтали $S_2 = 75$ мм. Площадь поверхности 16,7 м².

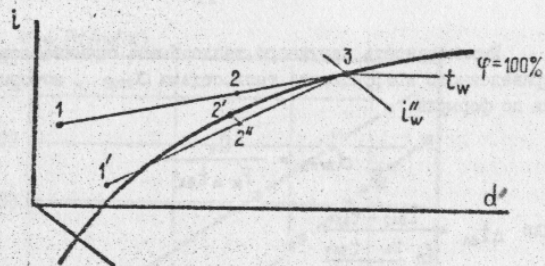
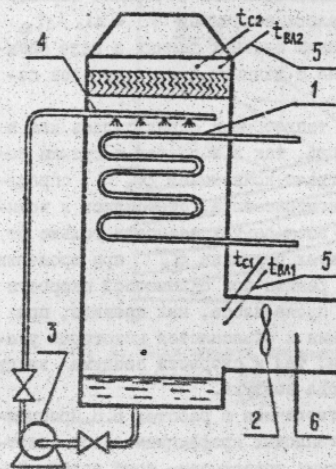


Рис. 1 Процессы изменения состояния воздуха в испарительном конденсаторе

I-2 - при низкой относительной влажности наружного воздуха;
I-2'' - при высокой относительной влажности наружного воздуха



- 1 - теплообменная поверхность;
- 2 - вентилятор;
- 3 - водяной насос;
- 4 - форсунки;
- 5 - сухие и мокрые термометры (термопары);
- 6 - прибор для измерения скорости воздуха

Рис. 2. Схема экспериментального стенда

Интенсивность наружного теплообмена оценивалась величиной приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{прив}$, который вычислялся по формуле

$$\alpha_{прив} = \frac{Q_k}{F_k \Delta t_{вА}}$$

где $\Delta t_{вА} = \frac{t_{вА2} - t_{вА1}}{\ln \frac{t_w - t_{вА1}}{t_w - t_{вА2}}}$

Величину t_w определяли по показаниям термомпар на поверхности труб как среднепланиметрическую.

Приведенные коэффициенты теплоотдачи существенно зависят от скорости воздуха, а при одной и той же скорости могут изменяться в несколько раз, в зависимости от температурного уровня работы аппарата. Сопоставление опытных величин приведенного коэффициента теплоотдачи с рассчитанными по принятой нами методике показало удовлетворительную сходимость для такого орошаемого аппарата, как испарительный конденсатор. Среднеквадратичная погрешность не превышала 13% (рис. 3). Различное сочетание параметров пленки воды и воздуха оценивалось величиной $P = \Delta i_A / \Delta t_{вА}$ (рис. 4). Результаты обработки наших опытных данных в виде зависимости $\beta = f(\omega\rho)$ и сравнение с данными других авторов показано на рис. 5.

Интенсивность конвективного теплообмена определялась как в режимах испарительного конденсатора, так и в опытах с сухими поверхностями. Коэффициенты теплоотдачи конвекцией $\alpha_k^{оп}$, определяемые в режимах испарительного конденсатора, относились к величине сухой поверхности труб и во всех опытах зависели только от скорости воздуха. В некоторых опытах величина $\alpha_k^{оп}$ при орошении оказалась больше таковой в сухом режиме при одинаковой скорости воздуха. Подобное обстоятельство проявлялось, как правило, при большой величине плотности орошения и объясняется некоторым увеличением как поверхности контакта, так и скорости воздуха ввиду снижения живого сечения для прохода воздуха.

Во всех опытах проявилась отмеченная в работах Б.Н.Процшина, Д.Вайла и др. независимость тепловых коэффициентов от плотности орошения при полном смачивании поверхности труб водой. Отмеченная Н.В.Товарасом зависимость β от плотности орошения

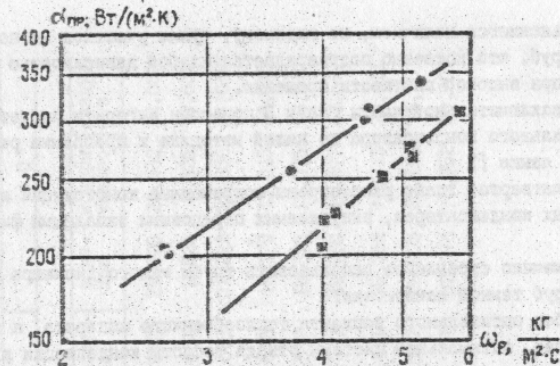


Рис. 3. Зависимость приведенного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{пр}$ от массовой скорости воздуха
 * - данные Ларьяновского С.Д.;
 ■ - данные Аль-Канджа Патеба

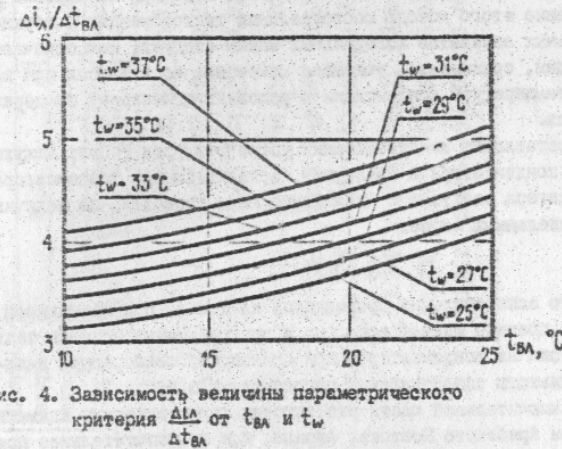


Рис. 4. Зависимость величины параметрического критерия $\frac{\Delta i_A}{\Delta t_{вА}}$ от $t_{вА}$ и t_w

N_w объясняется наличием, по видимому, сухих участков на поверхности труб, что косвенно подтверждается слабой зависимостью β от N_w при высокой плотности орошения.

В заключительной части главы 3 приведен алгоритм расчета испарительного конденсатора по нашей методике и программа расчета на языке PL.

В четвертой главе рассмотрены современные конструкции испарительных конденсаторов, выпускаемых передовыми западными фирмами.

Отмечено стремление использовать трубы малого диаметра и пучки труб темной компоновки.

Выбор оптимального варианта теплообменного аппарата, а в нашем случае, оптимальной системы отвода теплоты конденсации является одной из актуальных задач. Подход к ее решению содержится в работах И.В. Кирпичева, В.М. Кэйса и А.А. Лондона, Е.М. Антурьева, Г.Н. Даниловой и др. Широко применяемая для сопоставления энергетических теплообменных аппаратов методика И.В. Кирпичева использована Г.Н. Даниловой для аппаратов холодильных машин — кожухотрубных конденсаторов и испарителей. Несмотря на широкое распространение этого метода сопоставление теплообменных поверхностей реальных аппаратов холодильных машин следует, как отмечает А.А. Гоголин, сравнивать, учитывая изменение ее мощности при изменении температуры конденсации в условиях одинаковой температуры воздуха.

Сопоставление конденсаторных устройств трех типов: кожухотрубного конденсатора с градирней, испарительного конденсатора и конденсатора воздушного охлаждения нами проведено по величине суммы приведенных затрат

$$P = Z + KE$$

Причем это сопоставление проводилось не только при переменной стоимости пресной свежей воды, но и для различных величин тепловой нагрузки на конденсатор и при одинаковой температуре кипения. Результаты сопоставления представлены в табл. I.

В заключительной части рассмотрены характеристики климатических зон Арабского Востока, Африки, где предпочтительнее применять испарительный конденсатор. Даны рекомендации по величине оптимального расхода воздуха в аппарате (рис. 6) и характеристики пучка труб.

Таблица I

Q_k , кВт	Статья затрат, тыс. руб.	Стоимость воды, коп/м ³								
		20,0			10,0			4,0		
		Виды охлаждения								
235	Э	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное
		32,171	23,002	23,062	30,713	22,665	23,052	29,838	22,462	23,052
		К	9,225	5,625	10,637	9,225	5,625	10,637	9,225	5,625
788	П	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное
		33,555	23,846	21,648	32,097	23,509	21,648	31,222	23,306	21,648
		Э	54,003	41,665	46,815	49,107	43,653	46,815	46,170	43,045
1313	К	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное
		19,325	16,875	43,547	19,325	16,875	43,547	19,325	16,875	43,547
		П	56,502	47,197	53,547	52,006	46,194	53,547	49,068	45,577
	Э	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное
		91,359	74,443	78,411	83,245	72,755	78,411	78,352	71,743	78,411
		К	36,825	28,125	75,267	36,825	28,125	75,267	36,825	28,125
	П	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное	вода-ное	испарительное	воздушное
		96,922	78,662	89,701	88,768	76,974	89,701	83,876	75,952	89,701

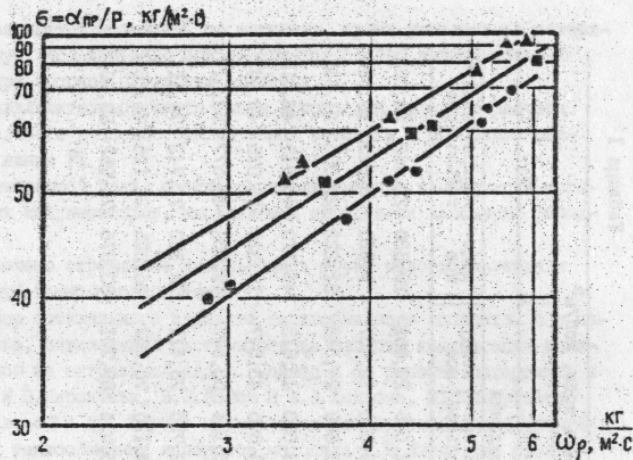


Рис. 5. Зависимость коэффициента массообмена от массовой скорости

● - данные Ларьяновского С.Д.; ■ - данные Аль-Кандж Ратеба; ▲ - данные Н.В.Товараса

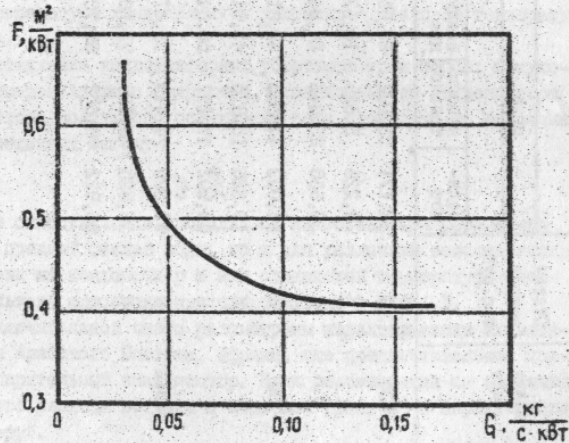


Рис. 6. Зависимость между величиной наружной поверхности испарительного конденсатора и количеством проходящего воздуха, отнесенным к 1 кВт теплоты конденсации

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Известные методы расчета испарительных конденсаторов, разработанные Б.Гудманом, А.А.Гоголиным, Б.Джеймсом, С.Г.Чулкиным и др., основаны на использовании метода последовательных приближений при определении температуры пленки воды. Применение зависимостей для тепловлажного отношения ξ позволяет рассчитать аппарат, располагая параметрами наружного воздуха и величиной теплоты конденсации. Расхождение результатов расчета поверхности теплообмена испарительного конденсатора по предлагаемой методике с натурной поверхностью не превышает 13%.

2. Предложенный метод расчета испарительных конденсаторов дополняет существующие, а их сочетание позволяет определить, при необходимости, величину коэффициента массообмена.

3. Во всем исследованном диапазоне изменены $\Delta i_A / \Delta t_{BA}$ отношение α_n^{sp} / α_k близко к единице.

4. При компоновке теплообменной гладкотрубной поверхности испарительного конденсатора следует сокращать высоту дождевого пространства при увеличенном числе труб по высоте.

5. Применение испарительных конденсаторов возможно в климатических зонах Ближнего Востока, Экваториальной Африки, Юго-Восточной Азии, в том числе в зонах с влажным климатом.

Дубликации по материалу диссертации.

1. Аль-Кандж Ратеб, С.Д.Ларьяновский, Н.И.Чумак. Сравнительные методы расчета конденсаторов холодильных установок. Тез. докл. Всесоюз. конф. "Интенсификация технологических процессов в рыбной промышленности", Владивосток, 1989.

2. Аль-Кандж Ратеб, С.Д.Ларьяновский. О выборе типа конденсаторов для холодильников различной емкости. Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. "Холод - народному хозяйству", С.Петербург, 1991.

Условные обозначения:

i, t, φ, d - энтальпия, температура, относительная влажность и влагосодержание воздуха, соответственно; $(di / d\varphi)_d, \varepsilon_\varphi$ - термодинамические характеристики влажного воздуха; Ω - количество теплоты; F - поверхность; ξ_d - коэффициент влагопереноса; B - коэффициент испарения; K - частный коэффициент теплопере-

даны: К - капитальные затраты; Н - плотность орошения;
П - приведенные затраты; Э - эксплуатационные затраты;
 α - коэффициент теплоотдачи.

Индексы: 1, 2 - вход и выход конденсатора соответственно; вл -
влажный; к - конвективный; ор - орошение; прив - приведенный;
с - сухой; ω - вода.

xv 864

ИНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

г. Одесса, розадріят СМНТЗ. Подписано и печати 23.05.92
Объем 1,0 п.л. Тираж 100. Заказ 790-92