

**Нет автора**

**Журнал Холодильная техника 1958 года №2**

**Москва  
«Книга по Требованию»**

УДК 621.3  
ББК 31.352  
Н57

Н57 **Нет автора**  
Журнал Холодильная техника 1958 года №2 / Нет автора – М.: Книга по Требованию, 2021. – 79 с.

**ISBN 978-5-458-64564-5**

**ISBN 978-5-458-64564-5**

© Издание на русском языке, оформление  
«YOYO Media», 2021  
© Издание на русском языке, оцифровка,  
«Книга по Требованию», 2021

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



# Некоторые особенности регулирования влажности воздуха в камерах холодильников

Канд. техн. наук Е. КУРЫЛЕВ

Регулирование влажности воздуха в камерах хранения продуктов на холодильниках может обеспечить создание благоприятных условий для хранения продуктов и уменьшить их усушку. Для правильного использования возможностей, открываемых регулированием влажности, следует рассмотреть особенности, характерные для этого процесса.

## 1. Равновесная относительная влажность воздуха в охлаждаемом помещении

Относительная влажность воздуха в помещении  $\varphi_k$  устанавливается в результате стремления системы к влажностному равновесию, которое достигается при равенстве влагопритоков в охлаждаемое помещение количеству влаги, выпадающей на поверхности охлаждающих приборов. Такое понимание процесса установления влажности аналогично представлению об установлении равновесной температуры воздуха в охлаждаемом помещении  $t_k$  при равенстве теплопритока в помещение количеству тепла, отводимому охлаждающими приборами.

Вопросы влагообмена в охлаждаемом помещении неоднократно подвергались обсуждению и нашли рассмотрение, например, в работах Д. Рютова [1] и Т. Шмидта [2]. Однако в этих работах уравнения для равновесной относительной влажности даются в неявном виде и решаются методом последовательного приближения, вследствие чего анализ основных факторов, от которых зависит регулирование влажности в помещении, оказывается затруднительным.

В настоящей статье применен общий путь составления влажностного баланса, но при помощи некоторых упрощающих допущений получено приближенное, практически достаточно точное, аналитическое выражение для равновесной относительной влажности воздуха в явном виде.

Влажностный баланс в охлаждаемом помещении может быть написан следующим образом:

$$\Delta G + W = W_0, \quad (1)$$

где:

$\Delta G$  — количество влаги, испаряющейся с поверхности продуктов, т. е. усушка продуктов;

$W$  — прочие влагопритоки, т. е. количество влаги, проникающей через ограждения, влаговыделения людей и влагоприток через регулятор влажности;

$W_0$  — количество влаги, конденсирующейся на поверхности охлаждающих приборов (влагоотвод).

При всяких нарушениях влажностного баланса, связанных с изменениями влагоподвода или влагоотвода, в системе, обладающей свойством самоустановления, возникают процессы, стремящиеся восстановить равновесие, но при новом значении равновесной относительной влажности. Так, при увеличении влагоподвода, например из-за внесения в камеру теплых продуктов, правая сторона равенства (1) окажется меньше левой стороны. Это повлечет за собой увеличение влажности воздуха в помещении, а следовательно, и влагоотвода  $W_0$  до тех пор, пока вновь не будет достигнуто равновесие при некоторой повышенной влажности, которая и будет новой равновесной влажностью воздуха охлаждаемого помещения.

Усушка продуктов  $\Delta G$  подчиняется законам поверхностного испарения влаги:

$$\Delta G = \beta_n F_n (P_n'' - P_k), \quad (2)$$

где:

$\beta_n$  — коэффициент испарения с поверхности продуктов, отнесенный к разности парциальных давлений, в 1 мм рт. ст.;

$F_n$  — поверхность продуктов;

$P_n''$  — парциальное давление насыщенного водяного пара над поверхностью продуктов;

$P_k$  — парциальное давление водяного пара в воздухе охлаждаемого помещения.

При рассмотрении вопроса о регулировании влажности в камерах хранения можно считать, что при достаточно длительном хранении продуктов температура их поверхности  $t_n$  опускается ниже температуры воздуха помещения  $t_k$  и приближается к температуре мокрого термометра.

В таком случае взаимосвязь между параметрами этих состояний с некоторым приближением может быть получена из психрометрической формулы:

$$P_n'' - P_k = A(t_k - t_n), \quad (3)$$

где  $A$  — психрометрический коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха.

При барометрическом давлении 750 мм рт. ст. и скорости воздуха 4 м/сек  $A = 0,5$ ; при скорости воздуха 0,8 м/сек  $A = 0,6$  и при скорости воздуха порядка 0,1 м/сек  $A \cong 1,0$ .

Так как

$$\varphi_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{P''_{\kappa}},$$

то

$$\Delta G = \beta_n F_n (P''_n - \varphi_{\kappa} P''_{\kappa}) \quad (2')$$

и

$$P''_n - \varphi_{\kappa} P''_{\kappa} = A (t_{\kappa} - t_n). \quad (3')$$

Последнее уравнение позволяет выразить величину  $P''_n$  через параметры воздуха камеры. Имеющаяся здесь температура поверхности продуктов  $t_n$  связана с давлением насыщенного пара над этой поверхностью функциональной зависимостью. Однако эта зависимость — логарифмическая, что и затрудняет решение поставленной задачи. Для упрощения задачи и получения более простых по форме уравнений, которые позволили бы более ясно вскрыть качественные зависимости процесса регулирования влажности, принимаем для интервала температур порядка  $10^{\circ}$  приближенную линейную зависимость между давлением и температурой насыщенного водяного пара, т. е. считаем, что

$$P'' = a + bt. \quad (4)$$

Для интервала температур от  $0$  до  $-10^{\circ}$  С методом наименьших квадратов получено уравнение  $P'' = 4,49 + 0,246 t$ , а для интервала от  $-10$  до  $-20^{\circ}$  С уравнение  $P'' = 3,27 + 0,119 t$ . Погрешность вычислений по этим уравнениям не более  $5\%$ . При сокращении температурного интервала погрешность, естественно, уменьшается.

При замене температур в уравнении (3') давлениями насыщенного пара, пользуясь зависимостью (4), можно получить:

$$P''_n - \varphi_{\kappa} P''_{\kappa} = A \frac{P''_{\kappa} - P''_n}{b}$$

или

$$P''_n \left(1 + \frac{A}{b}\right) = P''_{\kappa} \left(\varphi_{\kappa} + \frac{A}{b}\right),$$

откуда

$$P''_n = P''_{\kappa} \frac{A + b\varphi_{\kappa}}{A + b}.$$

Найденное значение  $P''_n$  может быть подставлено в выражение (2') для усушки продуктов:

$$\Delta G = \beta_n F_n \left( P''_{\kappa} \frac{A + b\varphi_{\kappa}}{A + b} - \varphi_{\kappa} P''_{\kappa} \right)$$

или

$$\Delta G = \beta_n F_n P''_{\kappa} \frac{1 - \varphi_{\kappa}}{1 + \frac{b}{A}}. \quad (5)$$

Количество влаги, отводимой путем конденсации пара на охлаждающих приборах, определяется по выражению, аналогичному (2):

$$W_0 = \beta_0 F_0 (P_{\kappa} - P''_0)$$

или

$$W_0 = \beta_0 F_0 (\varphi_{\kappa} P''_{\kappa} - P''_0), \quad (6)$$

где:

$\beta_0$  — коэффициент конденсации пара на поверхности охлаждающих приборов;  
 $F_0$  — поверхность охлаждающих приборов;  
 $P''_0$  — давление насыщенного водяного пара над поверхностью охлаждающих приборов.

Влагоприток от прочих источников обычно невелик, а потому под членом  $W$  будем подразумевать количество влаги, подаваемой в помещение через регулятор влажности.

Выражения (5) и (6) позволяют написать уравнение влажностного баланса

$$\beta_n F_n P''_{\kappa} \frac{1 - \varphi_{\kappa}}{1 + \frac{b}{A}} + W = \beta_0 F_0 (\varphi_{\kappa} P''_{\kappa} - P''_0). \quad (7)$$

Из влажностного баланса находится выражение для равновесной влажности воздуха охлаждаемого помещения:

$$\varphi_{\kappa} = \frac{\beta_n F_n + \beta_0 F_0 \frac{P''_0}{P''_{\kappa}} \left(1 + \frac{b}{A}\right) + \frac{W}{P''_{\kappa}} \left(1 + \frac{b}{A}\right)}{\beta_n F_n + \beta_0 F_0 \left(1 + \frac{b}{A}\right)}.$$

Введем следующие обозначения:

$$\frac{\beta_n F_n}{\beta_0 F_0} = f(F); \quad \frac{P''_0}{P''_{\kappa}} = \varphi_0; \quad 1 + \frac{b}{A} = M.$$

Если для первого рассмотрения считать величины  $\beta_n$  и  $\beta_0$  приблизительно постоянными и не слишком отличающимися друг от друга, то  $f(F)$  будет представлять собой отношение поверхностей продуктов и охлаждающих приборов. Физический смысл величины  $\varphi_0$  будет ясен из дальнейшего. Коэффициент  $M$  для помещения с определенной температурой и определенным способом охлаждения является постоянной величиной.

С учетом принятых обозначений выражение для равновесной влажности может быть преобразовано, если разделить его числитель и знаменатель на  $\beta_0 F_0$ :

$$\varphi_{\kappa} = \frac{f(F) + \varphi_0 M + \frac{WM}{P''_{\kappa} \beta_0 F_0}}{f(F) + M}. \quad (8)$$

Уравнение (8) позволяет проанализировать ряд положений, полезных при рассмотрении условий регулирования влажности воздуха в ох-

лаждаемых помещениях. Вначале может быть рассмотрен простой случай, какой будет иметь место при отсутствии каких-либо влаговыделений в помещении, кроме усушки продуктов, т. е. когда  $W = 0$ . Тогда равновесная влажность воздуха  $\varphi'_\kappa$ , связанная только с испарением влаги с поверхности продуктов, окажется равной

$$\varphi'_\kappa = \frac{f(F) + \varphi_0 M}{f(F) + M}. \quad (9)$$

Как видно из последнего уравнения, равновесная влажность  $\varphi'_\kappa$  зависит от величины  $\varphi_0$  и от соотношения между поверхностями продуктов и охлаждающих приборов.

Рассмотрим два случая, соответствующих минимальному и максимальному значениям  $f(F)$ .

а) Поверхность охлаждающих приборов очень велика по сравнению с поверхностью продуктов, т. е.  $f(F) \cong 0$ . Это же условие имеет место тогда, когда в охлаждаемом помещении хранятся грузы, с поверхности которых не происходит испарения влаги.

В этом случае  $\varphi'_\kappa = \varphi_0$ . Таким образом,  $\varphi_0$  это равновесная влажность охлаждаемого помещения, которая устанавливается при отсутствии в помещении влаговыделений. Так как при

$\varphi'_\kappa = \varphi_0$  должно быть  $\frac{P_\kappa}{P''_\kappa} = \frac{P''_0}{P''_\kappa}$ , то равен-

ство парциальных давлений пара влечет за собой равенство влагосодержаний  $d_\kappa = d''_0$ . Это означает, что в диаграмме  $i-d$  влажного воздуха точка  $I$ , характеризующая состояние воздуха в охлаждаемом помещении, будет лежать на линии постоянного влагосодержания, проведенной через точку  $O$ , характеризующую состояние насыщенного воздуха над поверхностью охлаждающих приборов (рис. 1). Можно сказать также, что  $\varphi_0$  есть самая низкая относительная влажность, которая может установиться в охлаждаемом помещении с температурой  $t_\kappa$  при температуре охлаждающей поверхности  $t_0$ .

б) Поверхность охлаждающих приборов очень мала по сравнению с поверхностью продуктов, т. е.  $f(F) \cong \infty$ .

В этом случае  $\varphi'_\kappa = 1$ .

Аналитическое решение задачи для этих двух крайних, хорошо практически известных случаев является подтверждением удовлетворительности формулы (8).

Однако применение найденной зависимости не ограничивается этими двумя случаями. Она позволяет анализировать условия не только уста-

новления равновесной влажности воздуха, но и ее изменения в желаемом направлении.

Прежде всего можно утверждать, что величина равновесной относительной влажности воздуха устанавливается в пределах от  $\varphi_0$  до 1 и при единственном источнике влагопритока — испарении влаги с поверхности продуктов, а также при постоянных температурах воздуха в помещениях и поверхности охлаждающих приборов зависит только от соотношения поверхностей продуктов и охлаждающих приборов. Чем меньше продуктов находится в охлаждаемом помещении, тем ниже будет в нем относительная влажность воздуха.

При хранении упакованных продуктов величина коэффициента испарения для них будет мала по сравнению с коэффициентом конденсации на поверхности охлаждающих приборов. Это вызовет уменьшение  $f(F)$  и относительное понижение влажности воздуха в помещении.

Формула (9) указывает на возможность регулирования влажности воздуха путем изменения поверхности охлаждающих приборов и путем изменения температуры их поверхности.

В первом случае уменьшение поверхности охлаждающих приборов вызывает соответственное возрастание  $f(F)$ , благодаря чему равновесие в процессе влагообмена в охлаждаемом помещении будет устанавливаться при более высокой относительной влажности. Во втором случае изменение температуры поверхности вызывает изменение величины влажности  $\varphi_0$ , а следовательно, и влажности воздуха в помещении.

Следует иметь в виду, что изменение температуры поверхности охлаждающих приборов ограничено определенными пределами. Во-первых, для возможности влагоотвода температура поверхности охлаждающих приборов должна быть ниже температуры точки росы воздуха помещения. Во-вторых, влажность  $\varphi_\kappa$  с понижением температуры  $t_0$  в ряде случаев понижается только до некоторого значения, после чего может повышаться [3, 2]. При постоянной температуре и влажности воздуха охлаждаемого помещения уклон линии, изображающей в  $i-d$ -диаграмме процесс изменения состояния воздуха, зависит от температуры поверх-

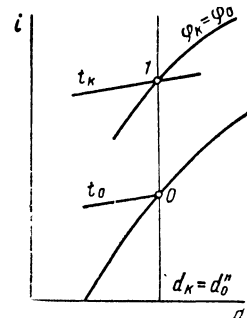


Рис. 1. Равновесная влажность воздуха охлаждаемого помещения при отсутствии влаговыделений.

ности [охлаждающих приборов  $t_0$ . Как видно из рис. 2, линия процесса, проведенная из точки 1, при температуре  $t_{мв}$  оказывается касательной к линии насыщенного воздуха  $\varphi=1$ .

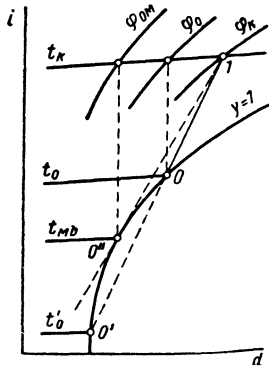


Рис. 2. Минимальная влажность воздуха в охлаждаемом помещении с заданными температурой  $t_k$  и влажностью  $\varphi_k$ .

Уклон линии процесса при этом окажется наименьшим, а возможность влаговываждения — наибольшей. Поэтому температуру  $t_{мв}$  называют температурой максимального влаговываждения [4]. Если температура поверхности снижается ниже  $t_{мв}$ , то возможность влаговываждения уменьшается, что характеризуется увеличением уклона линии процесса. Температуре  $t_{мв}$  соответствует минимальная относительная влажность  $\varphi_{о.м.}$ .

При регулировании влажности как изменением температуры поверхности охлаждающих приборов, так и изменением величины их поверхности может происходить одновременное изменение температуры в охлаждаемом помещении, так как под воздействием этих же факторов устанавливается равновесная температура воздуха. Все это нельзя не учитывать при выполнении систем регулирования влажности воздуха в охлаждаемых помещениях.

## 2. Увлажнение воздуха охлаждаемых помещений

Особенностью процесса регулирования влажности воздуха в охлаждаемых помещениях является его односторонность, связанная с постоянным влагоотводом вследствие конденсации пара на охлаждающих приборах. В подавляющем большинстве случаев требуется только увлажнять воздух помещения и повышать тем самым его влажность. В тех редких случаях, когда требуется понижение влажности, осушать воздух можно теми средствами, какие вытекают из уравнения (9): понижением температуры поверхности (до температуры  $t_{мв}$ ) и интенсификацией процесса влагообмена (увеличение  $\beta_0$ ), например увеличением скорости движения воздуха.

Увлажнение воздуха может осуществляться не только указанными средствами, но и подачей влаги  $W$  в помещение в соответствии с уравнением (8).

Уравнение (8) с учетом уравнения (9) может быть написано следующим образом:

$$\varphi_k = \varphi'_k + \frac{WM}{P''_k \beta_0 F_0 [f(F) + M]},$$

отсюда количество подаваемой влаги для удержания заданной влажности  $\varphi_k$  будет:

$$W = (\varphi_k - \varphi'_k) \frac{P''_k \beta_0 F_0 [f(F) + M]}{M}. \quad (10)$$

Последнее выражение позволяет сделать следующий вывод. Влажностный баланс (1) может натолкнуть на мысль о том, что при одном и том же влаговываждении  $W$  усушка  $\Delta G$  могла бы быть при любой влажности воздуха уменьшена подачей извне заменяющего количества влаги  $W$ . Зависимость (10) показывает, что  $W$  может иметь вещественное значение только тогда, когда требуемая влажность воздуха  $\varphi_k$  должна быть больше, чем равновесная влажность  $\varphi'_k$ , устанавливающаяся при наличии только усушки продуктов. Добавлением влаги в помещение можно уменьшить усушку только повышая влажность воздуха выше  $\varphi'_k$  и в предельном случае до  $\varphi_k = 1$ , т. е. до полного прекращения усушки.

Максимальное количество влаги, необходимое для доведения воздуха до насыщенного состояния, будет получено из (8), полагая  $\varphi_k = 1$ :

$$W_{max} = (1 - \varphi_0) P''_k \beta_0 F_0. \quad (11)$$

Если в помещении хранится груз, с поверхности которого не испаряется влага, а заданная влажность воздуха  $\varphi_k$  больше, чем  $\varphi_0$ , то для ее установления потребуются подача влаги в количестве

$$W = (\varphi_k - \varphi_0) P''_k \beta_0 F_0. \quad (12)$$

Уравнения (10–12) показывают, что количество влаги, подаваемой для увлажнения воздуха помещения, зависит не только от заданной относительной влажности. Оно возрастает при повышении температуры воздуха, при увеличении поверхности охлаждающих приборов и увеличении интенсивности теплоотдачи.

При регулировании влажности путем подачи влаги в помещение не требуется увеличивать поверхность охлаждающих приборов, но зато возрастает потребная холодопроизводительность компрессора, что является серьезным недостатком этого метода.

При достаточной производительности установки увлажнение воздуха путем подачи влаги



не оказывает влияния на температуру воздуха в помещении. Этим последний способ выгодно отличается от способов, которые были рассмотрены в первом разделе.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Рютов Д. Г. Влагообмен в камерах хранения замороженных продуктов, „Холодильная техника“ № 3, 1954 г.
2. Schmidt T. E. Die Abhängigkeit des Luftzustandes in Kälteräumen von baulichen und betrieblichen Bedingungen. „Kältetechnik“ № 5, 1954.
3. Меркель Ф. Теплопередача в воздухоохладителях, „Холодильное дело“ № 11—12, 1932 г.
4. Блиер Б. М., Вургафт А. В. О выборе рационального типа холодильной машины для предприятий рыбной промышленности, „Рыбное хозяйство“ № 8, 1952 г.

### SOME SPECIFIC FEATURES OF HUMIDITY CONTROL IN COLD STORE ROOMS

*E. S. KURYLEV, Cand. Techn. Sci.*

#### Summary

Expressions for calculating shrinkage and the relative humidity in cold store rooms are presented, based on the psychrometric formula and on humidity equilibrium equations. Various methods of humidity control are analyzed, in particular the method of adding moisture to the air.

## Экспериментальное исследование конвективного теплообмена в процессах плавления и затвердевания

*Доктор техн. наук А. ТКАЧЕВ*

### Случай свободного движения жидкости

Анализ системы дифференциальных уравнений, характеризующих процесс конвективного теплообмена на границе раздела фаз при плавлении и затвердевании, позволил определить в общем виде критериальные уравнения.

Для процесса плавления:

$$\bar{Nu} = f_1(Gr, Pr, Fo, K). \quad (1)$$

Для процесса затвердевания:

$$\bar{Nu} = f_2 \left( Gr, Pr, Fo, K, \frac{\theta_0}{\theta_w} \right). \quad (2)$$

В соответствии с уравнениями (1) и (2) были поставлены опыты для изучения процессов плавления и затвердевания. Они проводились с двумя жидкостями — вода и этиленгликоль ( $C_2H_6O_2$ ), имеющими значительное различие в физических свойствах и, в частности, в величинах критерия Прандтля.

В опытах по плавлению использовались предварительно приготовленные образцы шаровой

и цилиндрической формы. Опыты по затвердеванию проводились на наружной поверхности вертикальной двойной трубы. По внутренней трубе рассол подавался из испарителя холодильной машины, проходил межтрубное пространство и возвращался в испаритель.

При исследовании процессов плавления измерялись: время от начала процесса, температура жидкости в сосуде, в который погружался образец, размеры образца. Последнее измерение осуществлялось путем проектирования плавящегося образца на экран, на котором получалось примерно десятикратное увеличенное изображение. Опытами было проверено отсутствие искажений изображения из-за изменения коэффициента светопреломления в тех пределах температур, при которых проводились опыты.

В опытах по затвердеванию, кроме того, измерялись с помощью термопар температуры поверхности трубы, на которой образовывалась твердая фаза, и в некоторых опытах — температуры внутри твердой фазы в четырех точках.

Коэффициенты теплоотдачи из опытов определялись по следующим уравнениям: для процесса плавления

$$\alpha = \frac{\varphi \gamma_w}{\Theta_0} \cdot \frac{\Delta r}{\Delta \tau}, \quad (3)$$

для процесса затвердевания

$$\alpha = \frac{\lambda_w \Theta_w}{r_m \Theta_0 \ln \frac{r_m}{r_0}} - \frac{\varphi' \gamma_w \Delta r}{\Theta_0 \Delta \tau}, \quad (4)$$

где  $\varphi'$  — теплота плавления, в которой учтено по Иванцову<sup>1</sup> тепло охлаждения образовавшейся твердой фазы;

$$\varphi' = \varphi + 0,44 C_w \Theta_w. \quad (5)$$

Обработка опытов проводилась по средней температуре между жидкостью и поверхностью твердой фазы.

Результаты опытов по плавлению. Было проведено 68 опытов с горизонтальными ледяными цилиндрами при диаметрах образцов от 10 до 90 мм и температуре воды в баке от 2 до 32° С. Установлено влияние аномалии в плотности воды на условия движения воды и теплоотдачи.

Кроме опытов с горизонтальными ледяными цилиндрами были проведены: 14 опытов с горизонтальными этиленгликолевыми цилиндрами диаметром от 20 до 77 мм, при  $\Theta_0$  от 18 до 59° С; 28 опытов с вертикальными ледяными цилиндрами диаметром от 13 до 55 мм и  $\Theta_0$  от 9 до 16° С; 29 опытов с ледяными шарами диаметром от 24 до 50 мм при  $\Theta_0$  от 2 до 26° С.

Обработка экспериментальных данных позволила получить общую закономерность, справедливую для каждого отдельного опыта и опытов с различной геометрической формой плавящихся тел, имеющих различные физические свойства в твердом и жидком состояниях:

$$\bar{Nu} \cdot \frac{Fo}{K} = 0,32. \quad (6)$$

Максимальное отклонение опытных точек от прямой, соответствующей уравнению (6), составляет 22% для цилиндров малого диаметра, среднее отклонение  $\pm 6,8\%$ .

По уравнению (6) можно определять время процесса плавления при известном значении критерия  $\bar{Nu}$  в этих условиях.

Путем обработки опытов для горизонтальных ледяных и этиленгликолевых цилиндров получена полуэмпирическая зависимость для отношения  $\frac{\bar{Nu}}{Nu_0}$ :

$$\frac{\bar{Nu}}{Nu_0} = \frac{1,69}{1 + 0,25 Pr \lambda_0} \sqrt[4]{\frac{1}{(\lambda_0 + 4)(Pr \lambda_0 + 2)}}, \quad (7)$$

где

$$\lambda_0 = \frac{\lambda_f \Theta_0}{3 \nu_f \varphi \gamma_w}.$$

В последней формуле  $Nu_0$  должен вычисляться для стабильного агрегатного состояния.

На основании сопоставления опытов по теплообмену при плавлении в свободном потоке жидкости с теоретическим решением можно было убедиться в справедливости вывода, сделанного ранее о наличии влияния процесса плавления на конвективный теплообмен. Коэффициенты теплоотдачи при плавлении получились меньшими по сравнению с условиями теплообмена при стабильном агрегатном состоянии. При этом основной величиной, определяющей снижение коэффициента теплоотдачи, является разность температур  $\Theta_0$ .

Результаты опытов по затвердеванию. Намораживание льда проводилось на вертикальной трубе; всего проведено 11 опытов при отношениях  $\frac{\Theta_w}{\Theta_0}$  от 1 до 5. Из опытов было установлено, что в начале процесса, когда толщина льда мала и скорость его образования велика, коэффициент теплоотдачи имеет значительно большую величину по сравнению со случаем теплоотдачи при стабильном агрегатном состоянии. По мере нарастания льда коэффициент теплоотдачи уменьшается и медленно приближается к предельному значению, которое достигается при прекращении льдообразования и соответствует условиям конвективного теплообмена без изменения агрегатного состояния.

После обработки опытных данных получена следующая критериальная зависимость:

$$\frac{Nu \left( \frac{Fo}{K} \right)^{1/4}}{(Gr Pr)^{1/4}} = 0,12 \left( \frac{\Theta_w}{\Theta_0} \right)^{0,45}. \quad (8)$$

Если принять для теплообмена вертикальных цилиндров с воздухом

$$Nu_0 = 0,39 (Gr Pr)^{1/4},$$

<sup>1</sup> Теплотехника слитка и печей. ЦНИИ черной металлургии. Институт стали. Сборник трудов, выпуск 2(5), 1953 г.

то

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 0,31 \left( \frac{\theta_w}{\theta_0} \right)^{0,45} \left( \frac{Fo}{K} \right)^{-0,25}. \quad (9)$$

Это уравнение может быть использовано для определения того, насколько интенсивнее происходит теплообмен при затвердевании в сравнении с процессом, при котором нет изменения агрегатного состояния.

Результаты опытов подтверждают общий вывод из теоретического решения задачи. Можно только отметить, что опытные данные свидетельствуют о большем влиянии процесса затвердевания на конвективный теплообмен.

### Случай вынужденного движения жидкости

Опыты по плавлению проводились в малом (емкостью 1,5 м<sup>3</sup>) и большом (емкостью 30 м<sup>3</sup>) лотках в льдотермической лаборатории Всесоюзного гидротехнического института им. Веникова. В малом лотке с помощью установленного движителя можно было изменять скорость движения воды. В большом лотке скорость была постоянной — около 0,2 м/сек. До проведения опытов в малом и большом лотках были определены поля скоростей: для большого лотка — в зависимости от высоты, для малого — от числа оборотов движителя и размеров образца. Опыты проводились только с водным льдом. Вычисление критериев подобия осуществлялось по физическим характеристикам при температуре жидкости.

Результаты опытов по плавлению. В малом лотке было проведено 38 опытов при двух числах оборотов (около 300 и 450 об/мин) движителя при температурах воды в интервале от 0 до 3° С; в большом лотке — 23 опыта при температурах от 8 до 22° С и постоянной скорости воды. Опыты показали, что в лотках создавался турбулизированный поток, причем для малого лотка степень турбулизации зависела от числа оборотов.

При работе движителя с 300 об/мин степень турбулентности в обоих лотках оказалась примерно одинаковой и для этого случая теплоотдача от воды к одиночному цилиндру при стабильном агрегатном состоянии характеризовалась следующей формулой:

$$\bar{Nu}_0 = 0,29 Re^{0,6} Pr^{0,4}, \quad (10)$$

в которой числовой коэффициент на 35% больше обычного. Формула (10) была принята для сопоставления с условиями теплообмена при изменении агрегатного состояния. Справедли-

вость последней формулы была проверена опытами при затвердевании. К концу процесса затвердевания наступает режим теплоотдачи, соответствующий формуле (10). При проведении процесса затвердевания в малом лотке при 300 об/мин конечные опытные точки вполне удовлетворительно располагаются относительно прямой, соответствующей уравнению (10) в логарифмической анаморфозе. Для выяснения влияния процесса плавления на теплоотдачу по проведенным опытам были вычислены отноше-

ния  $\frac{\bar{Nu}}{\bar{Nu}_0}$ , в которых  $\bar{Nu}_0$  определялся по формуле (10), а  $\lambda_0$  по формуле (12). Это позволило провести сопоставление с теоретическим решением, хотя такое сопоставление носит совершенно условный характер, так как опыты выполнялись с цилиндрами при турбулентном пограничном слое, а решение выполнено для ламинарного пограничного слоя у пластины.

В результате сопоставления оказалось, что в опытах влияние процесса плавления больше, т. е. отношения  $\frac{\bar{Nu}}{\bar{Nu}_0}$  меньше теоретических.

Для нахождения отношения  $\frac{\bar{Nu}}{\bar{Nu}_0}$  предложена следующая эмпирическая зависимость:

$$\frac{\bar{Nu}}{\bar{Nu}_0} = \frac{1}{1 + 6,5 Pr \lambda_0}, \quad (11)$$

где

$$\lambda_0 = \frac{2\lambda_f \theta_0}{\sqrt{r \varphi \gamma_w}}. \quad (12)$$

Критериальная зависимость (6), установленная для свободного движения, оказалась справедливой также для вынужденного движения. Таким образом, по формуле (11) можно определять критерий Нуссельта при плавлении, а по уравнению (6) время процесса плавления в случае вынужденного движения жидкости.

Результаты опытов по затвердеванию. Опыты по затвердеванию проводились в малом лотке при постоянном числе оборотов движителя (около 300 об/мин). Всего проведен 21 опыт при температуре воды от 0 до 0,33° С. Благодаря сохранению скорости движения воды постоянной интервал изменения критерия Рейнольдса оказался небольшим и обусловленным различными диаметрами образцов. Общая интенсивность теплоотдачи при затвердевании, как показали опыты, очень велика. Условный

суммарный коэффициент теплоотдачи (включающий конвективную теплоотдачу и тепло, отводимое для образования льда) достигает значений порядка  $20000 \div 30000 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{°С час}}$  одновременно и условия конвективного теплообмена оказываются также более благоприятными

На основании обработки опытных данных получена критериальная зависимость для конвективного теплообмена при затвердевании в вынужденном потоке жидкости:

$$\frac{\bar{Nu}}{Re^{0,5}} \frac{Fo}{K} = 0,00003. \quad (13)$$

Отношение  $\frac{\bar{Nu}}{Nu_0}$  находится делением уравнения (13) на (10), в результате получается:

$$\frac{\bar{Nu}}{Nu_0} = \frac{0,000036}{\frac{Fo}{K}}. \quad (14)$$

Последняя формула может быть использована для практических расчетов.

### Выводы

Опыты по исследованию конвективного теплообмена на границе раздела фаз в процессах плавления и затвердевания полностью подтвердили теоретические соображения, ранее опубликованные<sup>1</sup>. Действительно, в опытах по плавлению при свободном и вынужденном движении получены коэффициенты теплоотдачи меньше, чем в аналогичных условиях при отсутствии изменения агрегатного состояния; в процессах затвердевания эти коэффициенты оказались большими. Таким образом, на основании опытов можно прийти к выводу о наличии влияния процессов плавления и затвердевания на условия конвективного теплообмена.

В полном соответствии с теоретическими выводами влияние процессов плавления и затвердевания на изменение коэффициентов теплоотдачи оказалось различным: при плавлении это влияние сравнительно невелико — в пределах температур жидкости, при которых велось плавление, коэффициенты теплоотдачи уменьшались на 40%; при затвердевании коэф-

фициенты теплоотдачи имели значения, превышавшие в несколько раз коэффициенты, соответствующие процессам при стабильном агрегатном состоянии. Таким образом, опыты подтвердили представление, вытекающее из теории пограничного слоя.

При количественной оценке коэффициентов теплоотдачи должно быть отдано предпочтение опытным результатам. При теоретическом решении были сделаны такие допущения, которые могли дать количественный результат, значительно отличающийся от действительного. С этой точки зрения можно еще раз подчеркнуть, что полученное теоретическое решение дает лишь качественную характеристику процессов конвективного теплообмена при плавлении и затвердевании; количественный же результат пока надо искать в опыте, так как аналитическое решение поставленной задачи представляет чрезвычайно большие трудности.

Обработка опытов была проведена таким образом, что в итоге получены критериальные уравнения и эмпирические зависимости, позволяющие определять для некоторых случаев коэффициенты теплоотдачи на границе раздела фаз в процессах плавления и затвердевания и время протекания процесса.

### Принятые обозначения

- $a$  — коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{час}$ ;
- $c$  — удельная теплоемкость,  $\text{ккал}/\text{кг} \text{°С}$ ;
- $f$  — индекс, указывающий, что данная величина относится к жидкой фазе;
- $g$  — ускорение земной силы тяжести,  $\text{м}/\text{сек}^2$ ;
- $l$  — характерный линейный размер теплопередающей поверхности,  $\text{м}$ ;
- $m$  — индекс, указывающий на среднее значение данной величины;
- $r$  — радиус,  $\text{м}$ ;
- $r_0$  — начальный радиус,  $\text{м}$ ;
- $w$  — индекс, указывающий, что данная величина относится к твердой фазе;
- $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи при изменении агрегатного состояния,  $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{°С час}$ ;
- $\alpha_0$  — коэффициент теплоотдачи без изменения агрегатного состояния;
- $\beta$  — коэффициент объемного расширения,  $1/\text{°С}$ ;
- $\gamma$  — удельный вес,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;
- $\Theta_0$  — разность температур между поверхностью твердой фазы и жидкостью;
- $\Theta_w$  — разность температур на границах твердой фазы;
- $\lambda$  — коэффициент теплопроводности,  $\text{ккал}/\text{м} \text{°С час}$ ;
- $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{сек}$ ;
- $\xi$  — безразмерная координата;
- $\tau$  — время, час;
- $\varphi$  — теплота плавления,  $\text{ккал}/\text{кг}$ ;
- $Fo = \frac{a\tau}{l^2}$  — критерий Фурье;
- $Gr = \frac{g l^2 \beta \Theta_0}{\nu^2}$  — критерий Грассгофа;

<sup>1</sup> А. Ткачев, «Холодильная техника» № 2, 1956 г.

$K = \frac{\varphi}{c\theta_0}$  — критерий, характеризующий теплообмен при фазовом превращении;

$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$  — критерий Нуссельта в процессах при изменении агрегатного состояния;

$Nu_0 = \frac{\alpha_0 l}{\lambda}$  — критерий Нуссельта в процессах без изменения агрегатного состояния;

$Pr = \frac{\nu}{a}$  — критерий Прандтля.

Среднее значение величины указывается чертой над ней.

## EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF CONVECTIVE HEAT EXCHANGE IN MELTING AND SOLIDIFICATION PROCESSES

*Prof. A. Tkachev, Dr. Techn. Sci.*

### Summary

The results are presented of an experimental investigation on convective heat exchange in melting and solidification processes under conditions of free and forced liquid motion.

The heat transfer coefficients in melting were found to be less than those for the stable aggregate state, whereas in solidification they were of greater value.

The mechanism of melting and solidification processes is in qualitative accord with the author's theory.

## Регулирование производительности парожеткорных холодильных машин

*Инж. М. ШУМЕЛИШКИЙ*

Как известно, в эжекторе рабочий пар смешивается с холодным паром, причем размеры проточной части эжекторов должны строго соответствовать определенному количественному соотношению и качественным параметрам рабочих тел и их смеси.

Изменения в большом диапазоне могут вызвать неустойчивую работу эжектора, а затем и прекращение холодильного эффекта из-за несоответствия его проточной части заданным условиям.

Вследствие значительной сложности конструирования регулируемых сечений сопел и переменного сечения проточной части диффузора не привело к положительным результатам. Регулирование же производительности эжектора дросселированием холодного пара на всасывании вызывает неоправданно высокие энергетические потери, так как расход рабочего пара остается постоянным.

Таким образом, в парожеткорных холодильных машинах возможно только ступенчатое регулирование холодопроизводительности, осуществляемое последовательным выключением и включением эжекторов.

Диапазон и ступени регулирования опреде-

ляются количеством и производительностью эжекторов. Например, при установке трех одинаковых эжекторов можно регулировать холодопроизводительность ступенями (33,3; 66,6 и 100% от номинальной).

При наличии нескольких параллельно работающих эжекторов, непосредственно соединяющих испаритель и главный конденсатор, регулирование холодопроизводительности отключением того или иного из них возможно только при герметичном разделении работающих полостей испарителя и конденсатора, связанных с выключенным эжектором. В противном случае произойдет выравнивание давлений в испарителе и конденсаторе, и работа холодильной машины станет невозможной.

Ниже рассматриваются схемы регулирования, которые по существу сводятся к различным способам указанной выше герметизации.

При сравнительной оценке схем, основанной на опыте практического выполнения различных типов парожеткорных машин, изготовляемых заводом «Компрессор», мы исходим из простоты автоматического регулирования производительности.

### I. Схема регулирования производительности при помощи запорной арматуры

Схемой (рис. 1) предусматривается разделение паровых полостей испарителя и конденсатора задвижками, установленными на

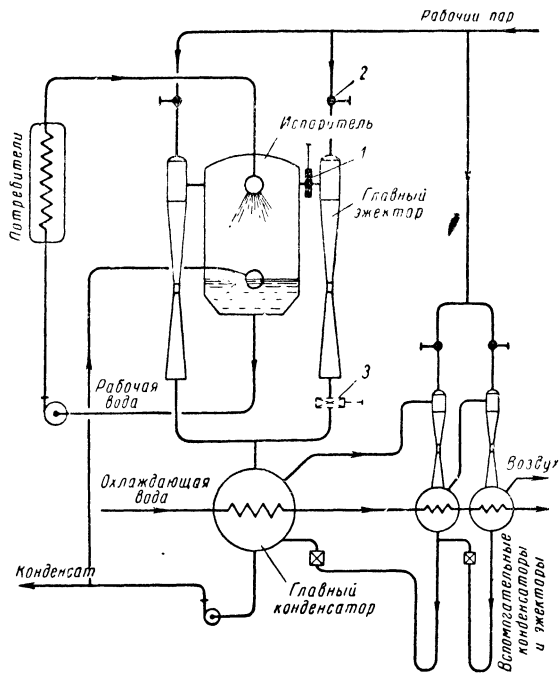


Рис. 1. Схема регулирования при помощи запорной арматуры.

линии холодного пара между испарителем и смесительной камерой главного эжектора или между выходной частью эжектора и конденсатором.

Для уменьшения производительности в первом случае необходимо вначале закрыть задвижку на линии холодного пара 1, затем закрыть вентиль 2 на подаче к эжектору рабочего пара; во втором случае вначале закрыть вентиль 2, а затем задвижку 3. Вторая модификация схемы (с задвижкой между эжектором и конденсатором) менее удобна, так как в процессе закрытия вентиля неизбежно кратковременное повышение давления в испарителе.

К общим недостаткам этой схемы регулирования следует отнести:

а) плохую герметичность задвижек, в результате чего происходит перетекание пара из конденсатора и уменьшение холодопроизводительности машины;

б) значительный вес и размеры арматуры, что исключает применение такой схемы для

машин большой производительности при необходимых диаметрах арматуры 350—400 мм; в) сложность автоматизации в связи с необходимостью смещенного по времени действия двух запорных органов.

### II. Схема регулирования производительности с отдельными главными конденсаторами

Каждый главный эжектор или группа эжекторов имеет отдельный главный конденсатор. При закрытии вентиля 1 (рис. 2) прекращается доступ рабочего пара в один из главных

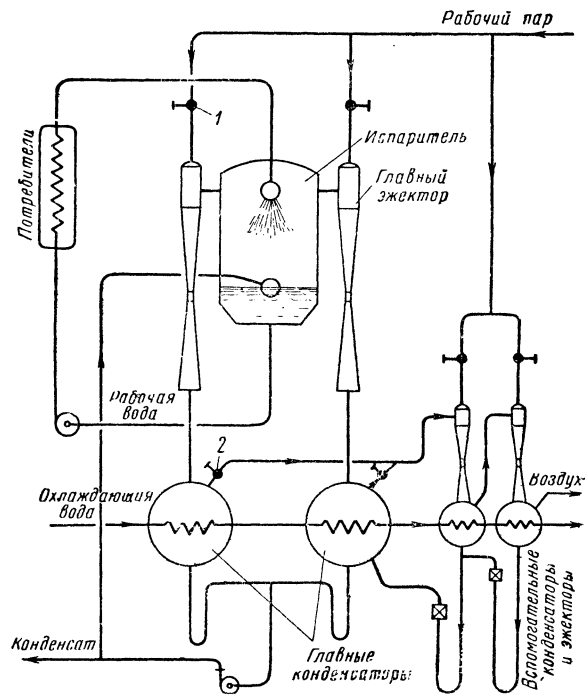


Рис. 2. Схема регулирования с отдельными главными конденсаторами.

эжекторов (или группу эжекторов). Одновременно закрывается вентиль 2 на линии, соединяющей полость воздухоотделителя главного конденсатора с воздушным эжектором первой ступени. В главном конденсаторе, сообщенном с испарителем через выключенный главный эжектор, устанавливается такое же давление, как и в испарителе.

К недостаткам схемы следует отнести высокую стоимость машины при выполнении отдельных главных конденсаторов. Особенно это сказывается в машинах большой производительности и при необходимости плавного регулирования.

Весы и габариты машин оказываются большими по сравнению с предыдущей схемой.