

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН
MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF THE REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

АЛМАТЫ ТЕХНОЛОГИЯЛЫҚ УНИВЕРСТЕТІ
АЛМАТИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ALMATY TECHNOLOGICAL UNIVERSITY

ХАЛЫҚАРАЛЫҚ ТОНАЗЫТУ АКАДЕМИЯСЫ
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ХОЛОДА
INTERNATIONAL ACADEMY OF REFRIGERATION



IV ХАЛЫҚАРАЛЫҚ
ҒЫЛЫМИ-ТЕХНИКАЛЫҚ КОНФЕРЕНЦИЯ
«ҚАЗАҚСТАН-ТОНАЗЫТУ 2014»

IV МЕЖДУНАРОДНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «КАЗАХСТАН-ХОЛОД 2014»

IV INTERNATIONAL
SCIENTIFIC AND TECHNICAL CONFERENCE
«KAZAKHSTAN-REFRIGERATION 2014»

Конференция баяндамаларының жинағы
27 ақпан, 2014 ж.

Сборник докладов конференции
27 февраля 2014 г.

Proceedings of the Conference
February 27, 2014

Алматы, 2014

УДК 621.56/59
ББК 31.397
К14

Сборник докладов подготовлен под редакцией доктора химических наук,
академика **Кулажанова К.С.**

Редакционная коллегия:

Цой А.П., Кизатова М.Ж., Хмельнюк М.Г., Эглит А.Я.,
Шлейкин А.Г., Андреева В.И. (ответ. секретарь)

К14 Казахстан-Холод 2014: Сборник докладов международной научно-
технической конференции (27 февраля 2014 г.) – Алматы: АТУ, 2014. – 139с.

ISBN 978-601-263-274-3

В докладах представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований ученых и специалистов Казахстана, Германии, России, США, Японии и Украины по направлениям: теплохладоснабжения, кондиционирования и экологии.

Сборник рассчитан на специалистов и ученых, работающих в областях пищевой, химической, нефтеперерабатывающей промышленности, а также гостиничном бизнесе и спортивных комплексах.

УДК 621.56/59
ББК 31.397

ISBN 978-601-263-274-3

©АТУ, 2014

УДК 62-533.6:62-541.2:681.5.013

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ УВЛАЖНЕНИЯ
ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ**

*Пицанская Н.А., ассистент, Байдак В.Ю., аспирант
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса, Украина
E-mail: (podmazko@mail.ru), (kozak_admin@ukr.net)*

Основное влияние на величину внешних нагрузок оказывают гидрометеорологические условия расположения объекта. Температура наружного воздуха изменяется в зависимости от времени суток, года гидрометеорологических условий данного района. Неодинаковы показатели солнечной

выделения (либо поглощения) от технологического процесса, оборудования внутри помещения и от находящихся в нем людей [1].

На многих производствах очень важно поддерживать соответствующую влажность воздуха для нормального протекания технологического процесса, то есть без нежелательных убытков. В холодильных камерах и помещениях для хранения продуктов рекомендуемый уровень влажности поддерживается, чтобы продукты сохраняли качество и внешний вид и не теряли в весе. Сфера применения увлажнительных устройств воздуха практически безгранична (типографии, текстильные фабрики, холодильные камеры и склады, пищевые комбинаты, винные заводы, деревообрабатывающие и табачные фабрики, оранжереи и теплично-парниковое хозяйство, покрасочные камеры, птицефабрики и т.д.).

При выборе увлажнителя важно понимать, какая именно модель лучше подойдет под конкретные требования. Как показывает опыт, наилучшие результаты достигаются при выборе не столько наиболее выгодной с экономической точки зрения модели - что вовсе не означает ее более низкую стоимость, - сколько наиболее оптимальной с точки зрения эффективности кондиционирования воздуха, точности регулирования увлажнения и, в значительной степени, качества исполнения и периодичности обслуживания.

В последнее время широкое распространение получили увлажнители воздуха, в которых используются РН [2,3]. Это объясняется, прежде всего, низким аэродинамическим сопротивлением и высокой массообменной эффективностью. Актуальность исследования новых эффективных моделей РН связана со следующими основными моментами:

- сокращение общего объема циркуляционной воды, что приводит к снижению эксплуатационных затрат на электроэнергию и химическую подготовку оборотной воды.
- повышение эффективности существующих структурированных насадок, то есть способствование их работе с большим КПД без привлечения значительных капитальных затрат.

Математическое моделирование процессов в помещении с нестационарными тепловлажностными нагрузками.

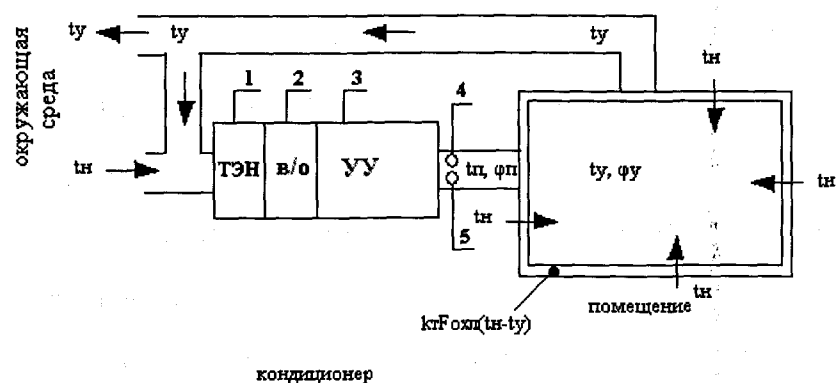


Рисунок 1 - Схема движения воздушных потоков в системе кондиционер-помещение:

1 - калорифер (ТЭН); 2 - воздухоохладитель (в/о); 3 - увлажнительное устройство (УУ); 4 - датчик температуры /управление включением (выключением) ТЭНов и воздухоохладителя/; 5 - датчик относительной влажности /управление подачей воды на увлажнительное устройство.

При математическом моделировании помещения с нестационарными тепловыми и влажностными нагрузками можно использовать уравнения тепловлажностного баланса [4].

Начальное уравнение влажностного баланса имеет вид:

$$M \left(\frac{\partial d_y}{\partial \tau} \right) = G_n \cdot (d_n - d_y) \pm G_p \cdot (d_p - d_y) \quad (1)$$

где: M - масса воздуха в помещении, кг,

$\phi = \frac{d}{d_n}$ - относительная влажность воздуха,

d_n, d_p, d_y - влагосодержание наружного воздуха, приточного и внутри помещения

$G_{\text{п}}$ - расход приточного воздуха в системе, кг/с,

$G_{\text{н}}$ - расход наружного воздуха, кг/с.

Уравнение теплового баланса можно представить как:

$$M_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} \cdot \frac{dt_{\text{в}}}{d\tau} = G_{\text{п}} \cdot C_{\text{в}} \cdot t_{\text{п}} - G_{\text{н}} \cdot C_{\text{в}} \cdot t_{\text{н}} \pm k_{\text{т}} \cdot F_{\text{охл}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \quad (2)$$

где: $C_{\text{в}}$ - теплоемкость воздуха, кДж/кгК

$k_{\text{т}}$ - коэффициент теплопередачи стенки помещения, Вт/м²К

$t_{\text{в}}, t_{\text{п}}, t_{\text{н}}$ - температуры воздуха внутри помещения, приточного и наружного соответственно, °С

$F_{\text{охл}}$ - площадь поверхности объема помещения, через которую осуществляется проникновение наружных теплопритоков, м²

Вышеуказанные уравнения (1,2) можно решить классическим способом. Полное решение по относительной влажности воздуха [5]:

$$\varphi(\tau) = \varphi_{\text{ис}}(0) \cdot e^{-\frac{G_{\text{п}} + G_{\text{н}}}{M} \tau} + \frac{G_{\text{п}} d_{\text{п}} + G_{\text{н}} d_{\text{н}}}{d_{\text{в}} (G_{\text{п}} + G_{\text{н}})} \cdot \left(1 - e^{-\frac{G_{\text{п}} + G_{\text{н}}}{M} \tau}\right) \quad (3)$$

Полное решение по температуре воздуха [5]:

$$t(\tau) = t_{\text{ис}}(0) \cdot e^{-\frac{(G_{\text{п}} C_{\text{в}} + k_{\text{т}} F_{\text{охл}}) \tau}{M_{\text{в}} C_{\text{в}}}} + \frac{G_{\text{п}} C_{\text{в}} t_{\text{п}} + k_{\text{т}} F_{\text{охл}} t_{\text{н}}}{G_{\text{п}} C_{\text{в}} + k_{\text{т}} F_{\text{охл}}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{(G_{\text{п}} C_{\text{в}} + k_{\text{т}} F_{\text{охл}}) \tau}{M_{\text{в}} C_{\text{в}}}}\right) \quad (4)$$

Алгоритм расчета орошаемой насадки (увлажнительное устройство).

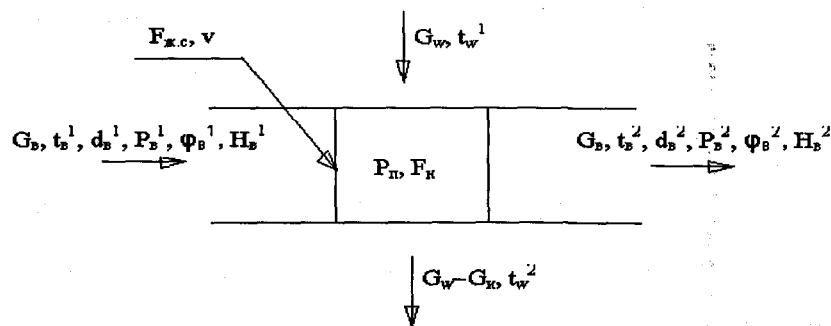


Рисунок 2 - Принципиальная схема орошаемой насадки:

$G_{\text{в}}$ и $G_{\text{в}}$ - массовые расходы, соответственно, воздуха и воды, кг/с; $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{в}}$ - температуры, соответственно, воздуха и воды, °С; $d_{\text{в}}$ - влагосодержание, кг/кг; $P_{\text{в}}$ - парциальное давление воздуха, Па; $P_{\text{в}}$ - парциальное давление на линии насыщения, Па; $h_{\text{в}}$ - энтальпия, кДж/кг; $G_{\text{в}}$ - количество испарившейся воды, кг/с; v - скорость движения воздуха в "живом" сечении насадки, м/с; $F_{\text{ж.с.}}$ - "живое" сечение насадки, м²; $F_{\text{н}}$ - площадь поверхности насадки, м²

Исходными данными для расчета являются:

1. Параметры воздуха на входе в увлажнительное устройство:
 $t_{\text{в}}^1$ - температура воздуха, °С; $d_{\text{в}}^1$ - влагосодержание воздуха, кг/кг
2. Параметры воздуха на выходе из увлажнительного устройства:
 $t_{\text{в}}^2$ - температура воздуха, °С; $d_{\text{в}}^2$ - влагосодержание воздуха, кг/кг
3. Расход воздуха $G_{\text{в}}$, кг/с
4. Скорость движения воздуха в живом сечении насадки v , м/с
5. Расход воды $G_{\text{в}}$, кг/с

Требуется определить площадь насадки, которая обеспечит заданные условия.

Энтальпия воздуха на входе:

$$h_{\text{в}}^1 = 1,006 \cdot t_{\text{в}}^1 + d_{\text{в}}^1 \cdot (2500 + 1,97 \cdot t_{\text{в}}^1), \text{кДж/кг} \quad (5)$$

Энтальпия воздуха на выходе:

$$h_x^2 = 1,006 \cdot t_x^2 + d_x^2 \cdot (2500 + 1,97 \cdot t_x^2), \text{кДж/кг} \quad (6)$$

Тепловлажностная характеристика процесса:

$$\varepsilon = \frac{(h_x^2 - h_x^1)}{(d_x^2 - d_x^1)}, \text{кДж/кг} \quad (7)$$

Коэффициент испарения [6]:

$$\beta = 0,0017 + 0,0013 \cdot v, \text{1/час} \quad (8)$$

Плотность воздуха:

$$\rho_x = \frac{353}{(273 + \frac{t_x^1 + t_x^2}{2})}, \text{кг/м}^3 \quad (9)$$

Парциальное давление воздуха на входе:

$$P_x^1 = \frac{d_x^1 \cdot 100}{0,622 + d_x^1}, \text{кПа} \quad (10)$$

Парциальное давление воздуха на выходе:

$$P_x^2 = \frac{d_x^2 \cdot 100}{0,622 + d_x^2}, \text{кПа} \quad (11)$$

Необходимое количество испарившейся воды:

$$G_x = G_x \cdot (d_x^2 - d_x^1), \text{кг/с} \quad (12)$$

Поперечное сечение насадки:

$$F = \frac{G_x}{\rho_x \cdot v}, \text{м}^2 \quad (13)$$

Используя тепловлажностную характеристику ε , находим требуемую температуру воды t_w , и по уравнению определяем парциальное давление на линии насыщения P_n :

$$\log P_n = 10,79574 \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T}\right) - 5,028 \cdot \log\left(\frac{T}{T_1}\right) + 1,50475 \cdot 10^{-4} \cdot \left[1 - 10^{-8,2969 \cdot \left(\frac{T}{T_1} - 1\right)}\right] + 0,42873 \cdot 10^{-3} \cdot \left[10^{4,76955 \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T}\right)} - 1\right] + 0,78614 \quad (14)$$

Площадь насадки для обеспечения заданных условий:

$$F_x = \frac{3600 \cdot G_x}{\beta \cdot (P_n - \frac{P_x^1 + P_x^2}{2})}, \text{м}^2 \quad (15)$$

Объем насадки:

$$V_x = \frac{F_x}{F_v}, \text{м}^3 \quad (16)$$

где F_v – удельная площадь поверхности насадки, $\text{м}^2/\text{м}^3$.

Расчет помещения

Примем следующие исходные данные:

- $F = 50 \text{ м}^2$ – общая площадь
- $h = 3,5 \text{ м}$ – высота стен в помещении
- $n_{\text{л}} = 10$ – количество людей в помещении
- $n_{\text{обор}} = 10$ – количество единиц оборудования (в частности компьютеров)

Температура и относительная влажность наружного воздуха, соответственно $t_{\text{н}} = 30^\circ\text{С}$ и $\phi = 0,3$ (летний режим) и $t_{\text{н}} = -30^\circ\text{С}$ и $\phi = 0,6$ (зимний режим). При этом требуемые параметры воздуха в помещении должны составлять $t_{\text{р}} = 24,5^\circ\text{С}$ и $\phi = 0,55$.

В результате расчетов СКВ по стандартной методике [7], для обеспечения требуемых режимных параметров в помещении необходимо следующее оборудование, которое входит в состав кондиционера: воздухоохладитель (площадь поверхности $F_{\text{во}} = 20 \text{ м}^2$); калорифер (мощность ТЭНов 12 кВт); увлажнительное устройство (удельная площадь поверхности насадки $F_{\text{н}} = 43 \text{ м}^2$).

Используя решения предложенной математической модели (уравнения 3 и 4), можно прогнозировать выход СКВ на требуемый рабочий режим при различных начальных тепловлажностных условиях в помещении. Рассмотрим два варианта:

Вариант №1: $t_{\text{у}} = 30^\circ\text{С}$ и $\phi_{\text{у}} = 0,3$

Вариант №2: $t_{\text{у}} = 18^\circ\text{С}$ и $\phi_{\text{у}} = 0,6$

Данные расчетов представлены на рисунках 3 и 4.

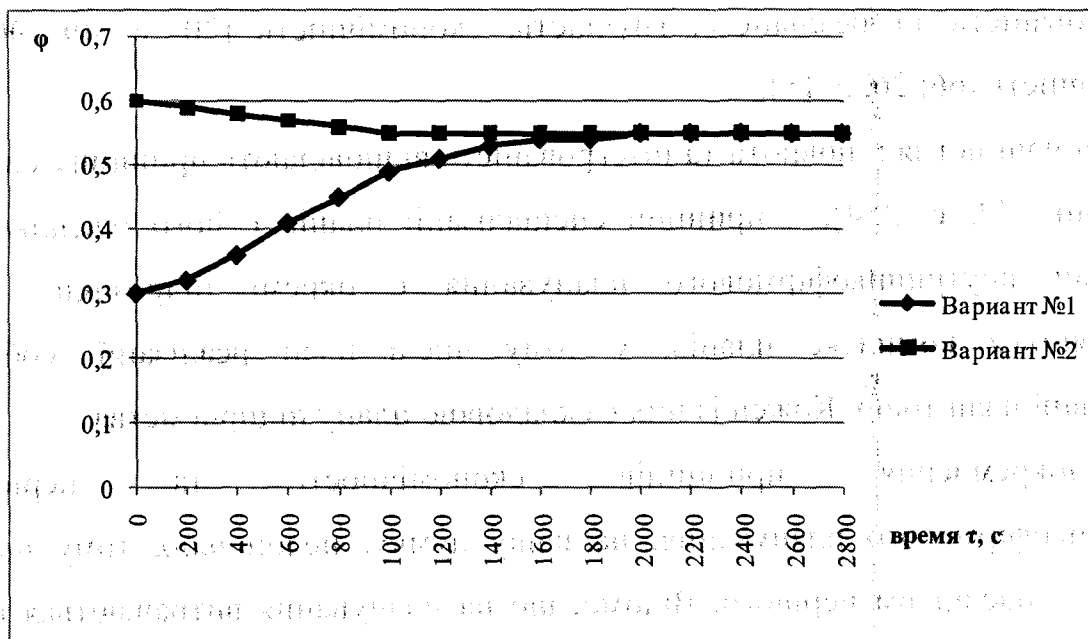


Рисунок 3 - Динамика изменения температуры воздуха в помещении.

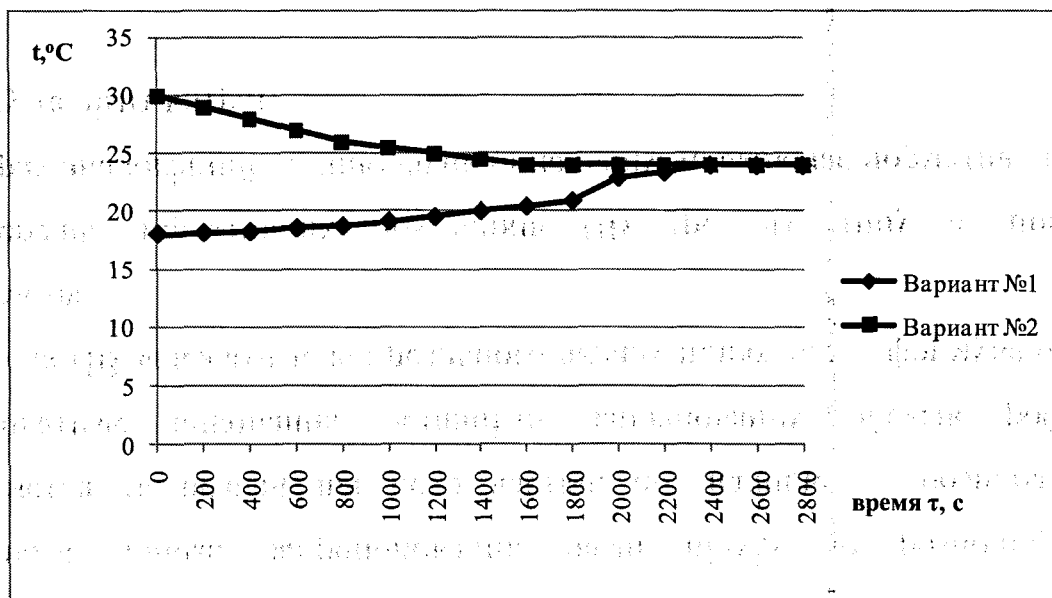


Рисунок 4 - Динамика изменения относительной влажности воздуха в помещении.

Предложенная математическая модель, которая позволяет отслеживать влияние изменения режимных параметров в помещении при нестационарных тепловлажностных нагрузках на систему кондиционирования воздуха имеет ряд преимуществ:

- может учитывать индивидуальные особенности нагрузок помещения любого назначения;
- имеем возможность оценить эффективность использования конкретной системы кондиционирования в данных условиях;
- прогнозировать динамику выхода СКВ на требуемый рабочий режим при нестационарных тепловлажностных нагрузках;
- отслеживает изменение температуры и относительной влажности в помещении при изменении любого из параметров системы кондиционирования воздуха.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Липа О. І., Подмазко Н. О., Аль-Сагаф М. А. Аналіз сучасних проблем вологісної обробки повітря в системах комфортного кондиювання. Збірник наукових праць 3-ї міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». — Одеса, 2003, с. 51 — 56.
2. Пищанская Н. А. Экспериментальное исследование пленочных увлажнителей в режиме полного безостаточного испарения. /Сборник тез доповідей. Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», ОДАХ, 2011,.-С. 85 – 86.
3. Пищанская Н. А. Исследование режима увлажнения воздуха с импульсным орошением насадок. /Тезисы докладов. «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур», Москва, 2011. – С. 34 – 37.
4. Вычужанин В. Модель кондиционируемого помещения при нестационарных тепловлажностных нагрузках. //Специализированный журнал СОК, Киев.- 2006.- С. 62-64.
5. Пищанская Н. А. Математическая модель кондиционируемого помещения с учетом нестационарных внешних и внутренних тепловлажностных нагрузок. //Холодильна техніка і технологія. – Одеса. – 2014. - № 1 – с.33 – 37
6. Ладженский Р. М. Кондиционирование воздуха. М., Госторгиздат 1962г. 352с.
7. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха / А.А.Пеклов, Т.А. Степанова // - Киев: "ВИЩА ШКОЛА", 1978. - 328 с.
8. Байдак Ю. В., Слободниченко Б.И., Байдак В. Ю. Устройство диагностики энергопотребления электромеханических систем/ Електромашинобудування та електрообладнання. Міжвідомчий науково-технічний збірник. Вип. 66. Київ. „Техніка”, 2006.– С. 344–347.