

УДК 641.78:664

Потапов В.А.,
Гриценко О.Ю.,
Дорошенко М.О.

Новая технология сушки пищевого сырья в тепло-массообменном модуле при повышенном давлении

АННОТАЦИЯ

Описана новая технология сушки пищевого сырья в тепло-массообменном модуле под действием повышенного давления. Проведено сравнение удельных энергозатрат конвективной сушки и сушки в тепло-массообменном модуле под действием повышенного давления. Показано, что предложенный способ сушки приводит к снижению удельных энергозатрат на процесс сушки в 1,5-2 раза.

Ключевые

Слова: сушка; тепло-массообменный модуль; повышенное давление; энергоэффективность.

Potapov V.O.,
Gritsenko O.Yu.,
Doroshenko M.O.

A new technology of drying food raw material in the heat-mass transfer module under the action of high pressure

АБСТРАКТ

The article covers a new technology of drying food raw material in a heat-mass transfer module under the influence of high pressure. The authors present a comparison of specific energy convective drying and drying in the heat-mass transfer module under the influence of elevated pressure. It is shown that the proposed method for drying leads to a decrease in specific energy consumption for the drying process in 1,5-2 times.

Keywords: drying; heat-mass transfer module; the overpressure; energy efficiency.

Введение. Увеличение объемов производства в пищевой и перерабатывающей промышленности на фоне продолжающегося удорожания энергоресурсов вызывает потребность в поиске новых подходов при разработке энерго- и ресурсосберегающих технологий и оборудования, а также повышения эффективности работы существующего оборудования. Наиболее энергоемкими являются тепло- и массообменные процессы, и в первую очередь процесс сушки, как универсальный и безопасный способ консервирования, применяемый для производства широкого ассортимента пищевых продуктов животного и растительного происхождения.

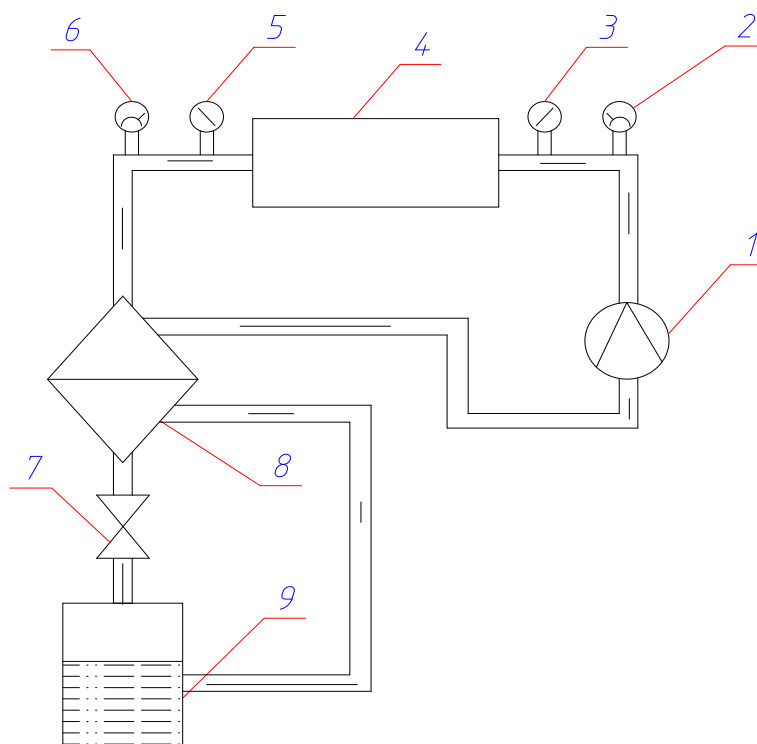
Согласно зарубежным источникам [1] на сушку приходится 25% национального потребления энергии промышленно развитых стран, а в пищевой и перерабатывающей промышленности до 30%. В тоже время удельные энергозатраты современных конвективных сушилок составляют 4000-9000 кДж/кг испаренной влаги, что в 2-4 раза больше теоретического минимума на испарение 1 кг воды. Анализ процесса конвективной сушки показывает, что 30% из общего теплового баланса приходится на прямые потери, из которых 70% - это потери с уходящим сушильным агентом, который выбрасывается в окружающую среду при повышенной температуре [2],

что приводит также к ухудшению экологической ситуации. Кроме того нужно учитывать, что любая технология сушки должна в первую очередь обеспечивать высокое качество сушеного продукта. В рамках концепции устойчивого развития цивилизации разработка новых технологий сушки должна решаться с учетом снижения потребления энергоресурсов, улучшения экологических показателей сушильного оборудования и обеспечения высокого качества сушеного продукта.

Основными современными методами повышения энергоэффективности и экологичности процессов сушки являются: утилизация тепла уходящего сушильного агента, принудительная осушка сушильного агента с целью интенсификации массообмена, рециркуляция сушильного агента, автоматическое регулирование режимов обезвоживания [3].

Ранее нами был предложен способ сушки в тепло-массообменном модуле (ТМОМ) под действием повышенного давления за счет фильтрации сушильного агента через материал [4]. Согласно этому способу, измельченное пищевое сырье размещается в герметич-

ном ТМОМ, в котором создается избыточное давление с помощью внешнего компрессора (рис. 1). При этом в результате сжатия воздуха в компрессоре он нагревается до требуемой температуры. При фильтрации воздуха через пористый влажный пищевой материал он полностью насыщается и конденсируется, а затем под действием избыточного давления парожидкостная смесь выводится из ТМОМ. При этом сушильный агент полностью использует свой сушильный потенциал, охлаждаясь до температуры окружающей среды. После выхода из ТМОМ насыщенный влажный воздух охлаждается в теплообменнике и дросселируется. Конденсат поступает во влагоотделитель, а осушенный воздух вновь нагнетается компрессором в ТМОМ. В результате такой технологии отсутствуют потери теплоты с уходящим сушильным агентом, которые, как указано, выше являются основной причиной низкого КПД конвективных сушилок, также отсутствуют выбросы отработанного сушильного агента в окружающую среду. Наличие влагоотделителя позволяет собирать ароматические и пиг-



1 – компрессор; 2,6 – датчики температуры; 3,5 – датчики давления;
4 – теплообменник; 7 – дросель; 8 – теплообменник; 9 – влагоотделитель
1 – compressor; 2,6 – temperature sensors; 3,5 – pressure sensors; 4 – a heat mass transfer module;
7 – throttle; 8 – a heat exchanger; 9 – drier

Рис. 1. Схема сушилки с тепло-массообменным модулем и компрессором
Scheme of the dryer with a heat mass transfer unit and compressor

ментные вещества, уходящие с паром, и использовать их в дальнейшем. Таким образом, в предлагаемой технологии сушки решаются несколько задач: повышение энергоэффективности, ресурсосбережение и экологичность производства.

Цель работы. Целью работы является анализ новой технологии сушки в тепло-масообменном модуле под действием повышенного давления с точки зрения ее энергоэффективности по сравнению с процессом конвективной сушки.

Материалы и методы исследования. Для решения поставленной задачи было проведено математическое моделирование процессов традиционной конвективной сушки и сушки в ТМОМ при повышенном давлении (рис. 1).

Рассматривался одинаковый режим для обеих сушилок, при котором сушильный агент полностью насыщается влагой до относительной влажности $\varphi_2=1$ на выходе сушилки. И хотя для конвективной сушки такой режим на практике не используется (обычно $\varphi_2=0,3...0,4$), тем не менее, влажность воздуха $\varphi_2=1$ на выходе из сушилки является теоретическим пределом эффективности конвективной сушки (при нормальном атмосферном давлении). В тоже время для фильтрационной сушки при повышенном давлении, как указано выше, это основной рабочий режим.

Производительность по испаренной влаге для обеих сушилок принималось одинаковой, как и температура сушильного агента. Как известно, температура при адиабатическом процессе сжатия в компрессоре связана с давлением следующим образом:

$$t_1 = (t_0 + 273) \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 273 \quad (1)$$

где t_0 – температура на входе в компрессор, °С;

t_1 – температура на выходе из компрессора, °С;

p_0 – давление на входе в компрессор, Па;

p_1 – давление на выходе из компрессора, Па;

γ – показатель адиабаты для воздуха ($\gamma=1,4$).

Расчет по этой формуле показывает, что при увеличении давления от 0,14 МПа до 4 МПа температура на выходе из компрессора увеличивается от 50°С до 160°С (реально процесс в компрессоре является политропным и $\gamma < 1,4$, соответственно температура на выходе несколько меньше).

В расчетах принималось, что при конвективной сушке калорифер нагревает воздух до температуры t_1 при нормальном атмосферном давлении p_0 . В фильтрационной сушке та же температура обеспечивается сжатием в компрессоре до соответствующего давления p_1 . Для расчетов параметров состояния влажного воздуха использовались классические уравнения [5]:

$$\varphi = \frac{p}{p_s(t)} \cdot \frac{d}{0,622 + d}; \quad (2)$$

$$d = 0,622 \varphi \frac{p_s(t)}{p - \varphi p_s(t)}; \quad (3)$$

$$\rho = 2,17 \frac{p \cdot 10^{-3}}{t + 273} \cdot \frac{1 + d}{0,622 + d}; \quad (4)$$

$$v = 0,461 \frac{t + 273}{p \cdot 10^{-3}} (0,622 + d); \quad (5)$$

$$I = 10^3 [t + d(2500 + 1,875 \cdot t)]; \quad (6)$$

$$C = 1000 + 1,875d \quad (7)$$

где φ – относительная влажность воздуха;

d – влагосодержание воздуха, кг пара/кг сух. воздуха;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

v – удельный объем воздуха, м³/кг;

I – энтальпия воздуха, Дж/кг;

C – удельная теплоемкость воздуха, Дж/кг;

p – давление, Па;

p_h – давление насыщенных паров воды, Па;

t – температура, °С;

Расход воздуха на процесс сушки рассчитывался следующим образом:

$$L = \frac{\Delta m}{\Delta \tau} \frac{v}{d_2 - d_0} \quad (8)$$

где L – расход воздуха в сушилке, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $\Delta m/\Delta t$ – скорость сушки, $\text{кг}/\text{с}$;
 d_0, d_2 – влагосодержание воздуха на входе
и выходе из сушилки.

Параметры воздуха на выходе сушилки t_2 определялись для изохэнтальной процесс сушки (тепловые потери не учитывались):

$$I(t_1, d_0) = I(t_2, d_2), \quad (9)$$

где t_1, t_2 – температура на входе и выходе
из сушилки.

Мощность, затрачиваемая на процесс конвективной сушки, рассчитывалась по уравнению (10):

$$P_{\text{конв}} = L\rho C(t_1 - t_0), \quad (10)$$

где $P_{\text{конв}}$ – мощность, затрачиваемая
на процесс сушки, Вт;

t_0 – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$.

Мощность, затрачиваемая на процесс сушки под действием повышенного давления, рассчитывалась исходя из работы в адиабатном процессе сжатия в компрессоре:

$$P_{\text{фильт}} = \frac{P_0 L}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right], \quad (11)$$

где $P_{\text{фильт}}$ – мощность, затрачиваемая
на процесс сушки в ТМОМ под действием
повышенного давления, Вт.

Удельные энергозатраты на процесс сушки рассчитывались по уравнению:

$$q = \frac{P}{(\Delta M / \Delta \tau)}, \quad (12)$$

где P – мощность, затрачиваемая на процесс
сушки (конвективной или в ТМОМ), Вт.

Параметры окружающего воздуха принимались равными $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$; $d_0 = 0,01$ $\text{кг}/\text{кг}$. Расчеты по уравнениям (1)-(11) проводились в среде пакета Mathcad, для этого использовались данные о давлении насыщенных паров воды [6].

Результаты исследования и их обсуждение. Результаты расчетов приведены на рис. 2. Кривая 1 построена по табличным значениям зависимости удельной теплоты парообразования воды от температуры [6]. Кривые 2-4 по уравнениям (9) и (10) соответственно.

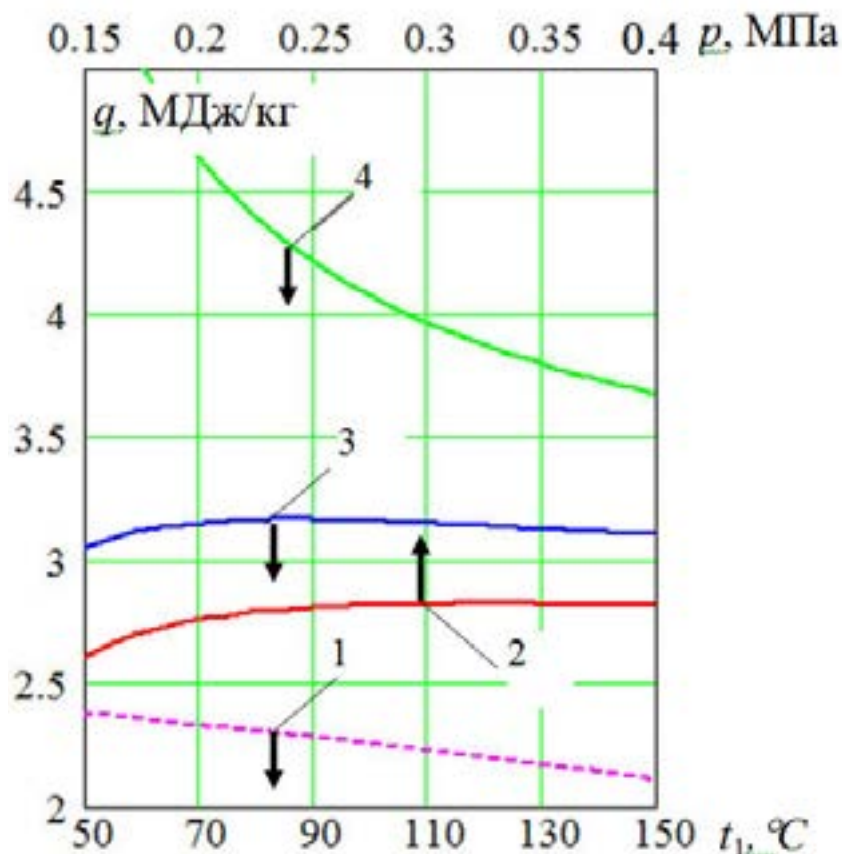
Для моделирования был принят типичный диапазон температур сушильного агента в конвективной сушке $50-160^{\circ}\text{C}$, что соответствует давлениям нагнетания в компрессоре от 0,14 до 0,4 МПа. Как показывают расчеты для теоретического процесса конвективной сушки (при полном насыщении воздуха на выходе из сушилки $\varphi_2 = 1$) энергозатраты на 10-12% выше, чем для аналогичного режима сушки в ТМОМ под давлением, для которой удельные энергозатраты на испарение влаги составляют 2,6-2,8 МДж/кг и практически сравнимы с физическим пределом удельных энергозатрат на испарение воды (кривая 1).

Если же сравнивать энергозатраты для традиционных режимов конвективной сушки, при котором относительная влажность сушильного агента на выходе из сушилки $\varphi_2 = 0,4$, то они в 1,5-2 раза выше (3,6-5,5 МДж/кг), чем для сушки под давлением.

Характерное уменьшение удельных энергозатрат в конвективной сушилке с ростом температуры связано с увеличением поглощающей способности сушильного агента ($d_2 - d_0$) и уменьшением расхода воздуха (7), а соответственно требуемой мощности (9).

В тоже время удельные энергозатраты на сушку под действием повышенного давления практически не зависят от температуры и давления (в соответствии с уравнением 10 зависимость от давления степенная с показателем $(\gamma - 1/\gamma) = 0,27$). При этом уменьшение давления нагнетания приводит к уменьшению энергозатрат на процесс (кривая 2, рис.2). Это объясняется тем, что с увеличением давления уменьшается поглощающая способность влажного воздуха (см. уравнение 2).

В заключении следует отметить, что в этих расчетах не учтена доля влаги, которая удаляется из влажного материала без фазового перехода под действием избыточного давления в ТМОМ. Доля такой влаги в пищевом сырье (влага смачивания и влага макропор) может составлять от 25 до 50%. Кроме того в энергозатратах при конвективной сушке не учитывалась мощность вентилятора для создания воздушного потока, которая в разных типах конвективных сушилок составляет 5-10% от полной установленной мощности. С учетом этого экономический эффект от сушки в ТМОМ под давлением может быть еще выше.



- 1 – удельная теплота парообразования; 2 – сушка в ТМОМ под давлением; 3 – конвективная сушка при $\phi_2=1$; 4 – конвективная сушка при $\phi_2=0,4$.
 1 – specific heat of vaporization; 2 – drying in heat-mass transfer module under pressure;
 3 – convection drying at $\phi_2 = 1$; 4 – convective drying at $\phi_2 = 0,4$.

Рис. 2. Удельные энергозатраты на процесс сушки
 The specific energy consumption for drying process

Заключение. Таким образом, проведенные исследования показали, что предлагаемая технология сушки в тепло-массообменных модулях под действием повышенного давления обладает рядом преимуществ:

1) уменьшение энергозатрат на испарение влаги минимум в 1,5-2 раза по сравнению с традиционными режимами конвективной сушки;

2) снижение материалоемкости оборудования, поскольку функции калорифера и вентилятора совмещены в одном устройстве (компрессоре);

3) отсутствие выбросов отработанного сушильного агента в окружающую среду (полная утилизация теплоты в замкнутом контуре).

4) уменьшение потерь пищевого сырья за счет возможности сохранения ароматических и пигментных веществ, уходящих с паром.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Kudra, T. Energy aspects in drying// Drying Technology. 2004. Vol.22, №5. P. 917-932.
2. Данилов, И. Л., Леончик Б.А. Экономия энергии при тепловой сушке. М.: Энергоатомиздат, 1986. 136 с.
3. Potapov V, Yakushenko E. Optimization of energy consumption for the drying process with pre-heating of the material // Abstracts. The Sixth Nordic Drying Conference. Copenhagen, Denmark, 05 – 08 June 2013. p. 56.
4. Потапов В.А. Гриценко О.Ю, Пономаренко Ю.О. Исследование процесса сушки в массообменных модулях под действием повышенного давления // Прогрессивная техника и технологии пищевых производств ресторанного хозяйства и торговли: сб. наук. пр. Х.: ХГУПТ, 2013. С 148-153.
5. Термодинамические свойства и процессы влажного воздуха / Белоусов В.С. Нейская С.А., Ширяева Н.П., Ясников Г.П. // Екате-

ринбург, ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2005. 20 с.

6. Principles of heating ventilating and air conditioning / ASHRAE 1791 Tullie Circle, N.E. Atlanta, GA 30329, 2013. 585 p.

REFERENCES

1. Kudra, T. *Energy aspects in drying*// Drying Technology. 2004. Vol.22, №5. P. 917-932.

2. Danilov, I.L., Leonchik, B.A. *Saving energy in thermal drying*. Ener-goatomizdat, 1986. 136 p.

3. Potapov V., Yakushenko E. *Optimization of energy consumption for the drying process with pre-heating of the material*/ Abstracts. The Sixth Nordic Drying Conference , Copenhagen, Denmark, 05 – 08 June 2013. p. 56.

4. Potapov, V.A., Gritsenko, O.Y., Ponomarenko, Y.O. “*Research of process of drying in exchanging modules under the action of high pressure*”, *Progressive techniques and technologies of food production in the restaurant industry and trade*: Kharkiv, HDUHT, 2013. pp. 148-153.

5. *Thermodynamic properties and processes of moist air*, Belousov, V.S., Nejskaja, S.A., Shirjaeva, N.P., Jasnikov, G.P. Yekaterinburg. GOU VPO USTU – UPY, 2005. 20 p.

6. Principles of heating ventilating and air conditioning / ASHRAE 1791 Tullie Circle, N.E. Atlanta, GA 30329, 2013. 585 p.

ДААННЫЕ ОБ АВТОРАХ

Потапов Владимир Алексеевич,

*зав.каф. холодильной и торговой техники,
доктор технических наук, профессор*

Харьковский государственный университет
питания и торговли

ул. Клочковская, 333, м. Харьков, 61051, Украина

E-mail: potapov@bigmir.net.ru.

Гриценко Олег Юрьевич, аспирант

Харьковский государственный университет
питания и торговли

ул. Клочковская, 333, м. Харьков, 61051, Украина

E-mail: htt_hduht@mail.ru.

Дорошенко Марк Олегович, магистрант

Харьковский государственный университет
питания и торговли

ул. Клочковская, 333, м. Харьков, 61051, Украина

e-mail: htt_hduht@mail.ru.

DATA ABOUT THE AUTHORS

Potapov V.O.,

*Head of Refrigeration and Trade Equipment Department,
Doctor Of Science (Tech.), Professor*

Kharkiv State University of Food Technology and Trade
333, Klochkivska St., Kharkiv, 61051 Ukraine

E-mail: potapov@bigmir.net.ru.

Gritsenko O.Y.,

Postgraduate student

Kharkiv State University of Food Technology
and Trade

333, Klochkivska St., Kharkiv, 61051 Ukraine

E-mail: htt_hduht@mail.ru.

Doroshenko M.A.,

master student

Kharkiv State University of Food Technology and Trade
333, Klochkivska St., Kharkiv, 61051 Ukraine

E-mail: htt_hduht@mail.ru

Рецензент: Ремнев А.И., профессор, доктор технических наук, доцент, профессор
Белгородский государственный национальный исследовательский университет (НИУ «БелГУ»)