

УДК 621.565.58; 621.560

Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранилищ

Н. В. ЖИХАРЕВА, *д-р техн. наук* М. Г. ХМЕЛЬНЮК
hmel_m@ukr.net

Одесская национальная академия пищевых технологий
65082, Украина, г. Одесса, ул. Дворянская, 1/3

Рассмотрен вопрос повышения эффективности системы охлаждения плодоовощехранилищ с минимизацией приведенных затрат для обеспечения наименьших потерь продукции. Разработана комплексная модель оптимизации охлаждающей системы плодоовощехранилищ. Определены оптимальные режимы эксплуатации холодильной установки с учетом технологических, конструктивных, стоимостных показателей. Рассчитаны оптимальные параметры хранения плодоовощной продукции с учетом влияния расхода воздуха на усушку плодоовощной продукции и конструктивных особенностей элементов воздухоохладителей.

Ключевые слова: эксергия, термoeкономический анализ, оптимизация, система охлаждения, тепло-массообмен, расход воздуха, воздухоохладитель.

Increasing the efficiency of the cooling system for fruit and vegetable storage facilities

N. V. ZHIKHAREVA, *D. Sc.* M. G. KHMELNYUK
hmel_m@ukr.net

Odessa national academy food technologies
65082, Ukraine, Odessa, Dvoryanskaya str, 1/3

The article addresses the problem of increasing the efficiency of the cooling system for fruit and vegetable storage facilities, while minimizing present costs, in order to reduce the losses during storage. An integrated model is developed to optimize the cooling system for fruit and vegetable storage. The optimal operation modes are identified for a cooling unit, taking into account technological, constructional and cost parameters. Optimized characteristics have been calculated for the storage of horticultural products with due regard to the effect of air flow rate on the loss of weight in horticultural products and constructional features of the air cooler's elements.

Keywords: exergy, thermoeconomic analysis, optimization, cooling system, heat and mass transfer, air flow rate, air cooler.

Введение

Задача экономии сырья, электроэнергии и водных ресурсов, которая стоит перед промышленностью любой страны, актуальна и для производства промышленного холода. При современных масштабах применения холодильной техники на предприятиях агропромышленного комплекса даже небольшое сокращение капитальных расходов или повышение энергетической эффективности холодильных систем может дать существенный по абсолютной величине экономический эффект.

Анализ литературных источников по холодильному хранению плодоовощной продукции показал, что повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранилищ зависит от многих факторов и решать эту задачу необходимо в комплексе [1]. На эффективность охлаждающей системы плодоовощехранилищ влияют параметры хранения плодоовощной продукции с учетом влияния расхода воздуха на усушку плодоовощной продукции. Оптимальные режимы работы охлаждающей системы осуществляются на основе законов динамической оптимизации процессов тепло-массообмена в ограждающих конструкциях, в штабеле продукции и в воздухоохладителе, с определением эксергетической показателей и эксергетической потерь, которые обеспечивают минимум приведенных затрат.

При определении оптимальных режимов работы холодильной установки используется метод термoeкономического анализа, применяемый в моделях, разработанных В. В. Оносовским [2–4]. В данных моделях в качестве независимых переменных выбраны: ΔT_w — перепад температур в конденсаторе; ΔT_v — перепад температур воздуха в воздухоохладителе, Θ_k , Θ_0 — температурные напоры в конденсаторе и воздухоохладителе. Это привело к результатам, указывающим на существование режимов, при которых температура, выходящая из конденсатора выше температуры конденсации в реальных условиях.

В настоящей работе определены оптимальные режимы хранения плодоовощной продукции по разработанной комплексной модели оптимизации охлаждающей системы плодоовощехранилищ, включающей в себя определение: оптимальных параметров хранения плодоовощной продукции с учетом влияния расхода воздуха на усушку плодоовощной продукции; оптимальных режимов работы одноступенчатой холодильной установки, с учетом особенностей конструктивных элементов воздухоохладителей, выбранных по выведенным технологическим и экономическим критериям оптимальности, в которой температурный

напор охлаждаемой или нагреваемой среды в одном теплообменном аппарате являются зависимыми переменными [4–6].

Термоэкономическая модель одноступенчатой холодильной установки плодовоощехранилища

Для оптимизации таких сложных систем, как холодильные установки, использован термоэкономический метод, разработанный М. Tribus [4] и реализованный в работах В. В. Оносовского [3]. Главная идея метода состоит в построении термоэкономической модели, позволяющей представить замкнутую схему холодильной установки с обратными связями в виде цепочки отдельных зон или разветвленной цепочки, что значительно упрощает расчеты.

При таком подходе неизбежно должны быть нарушены некоторые связи, существующие в замкнутой схеме. Для того чтобы не искажались физические закономерности, в термоэкономической модели нужно использовать такие параметры, которые инвариантны относительно выполняемых преобразований. При этом нужно также учитывать, что энергия в холодильной установке может передаваться как в форме теплоты, так и в форме механической работы. Эти особенности могут быть учтены, если в роли единого носителя информации преобразования энергии в холодильной установке использовать поток эксергии [3, 4, 7, 8].

Проведено исследование оптимальных режимов комплексной оптимизации с применением термоэкономического метода на примере одноступенчатой типовой холодильной установки для плодовоощехранилища (рис. 1) [7].

При построении термоэкономической модели приняты допущения:

- не учитываются теплотери через наружную поверхность оборудования рассматриваемой установки при теплообмене рабочего тела с окружающей средой;
- потери давления в запорной арматуре, в водяных и аммиачных трубопроводах учитывались по укрупненным показателям в сумме потерь давления соответствующих аппаратов;
- не учитывается стоимость здания машинного отделения, численность и фонд заработной платы обслуживающего персонала, стоимость первоначальной заправки системы маслом и хладагентом;
- не учитывается стоимость арматуры, элементов автоматики, трубопроводов и вспомогательного оборудования (линейных и дренажных ресиверов, маслоотделителей);
- перегрев всасывающего пара (ΔT_w) и переохлаждение жидкого рабочего тела перед регулирующим вентилем ($\Delta T_{ж}$), не оптимизировалась, а принималась по справочным данным.

Термоэкономическая модель холодильной установки, с учетом сделанных допущений, показана на рис. 2 в виде последовательно соединенных зон. Зона 1 включает в себя компрессор с электродвигателем, конденсатор, насос охлаждающей воды с электродвигателем и регулирующий вентиль; зона 2 — испаритель для охлаждения промежуточного хладонотителя и насос с электродвигателем, обеспечивающий

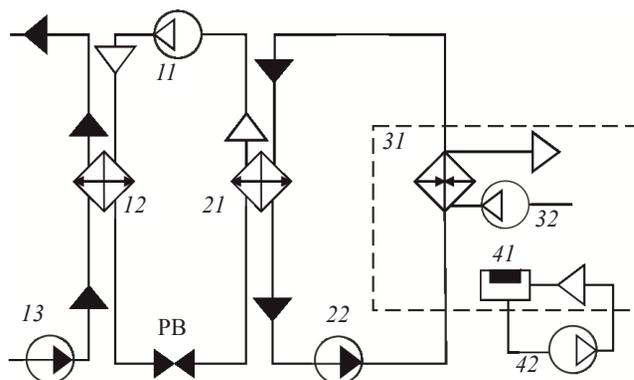


Рис 1. Схема одноступенчатой холодильной установки

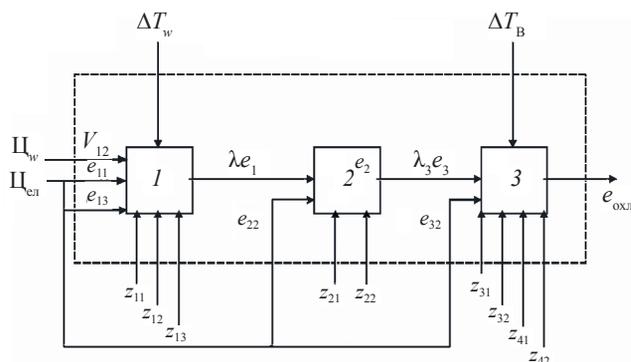


Рис 2. Термоэкономическая модель одноступенчатой холодильной установки

циркуляцию хладонотителя; зона 3 — охлаждающие устройства со свободным или принудительным движением воздуха и вентилятор с электродвигателем, а также увлажняющие устройства и насос с электродвигателем.

От внешнего источника к системе подводится энергия (эксергия) для привода электродвигателя компрессора e_{11} (цена $\Pi_{эл}$, грн/(кВт · ч)), электродвигателя насоса охлаждающей среды e_{13} , электродвигателя насоса промежуточного хладонотителя e_{22} , электродвигателя вентилятора воздухоохладителя e_{32} , электродвигателя насоса увлажнителя e_{42} . От внешнего источника подводится также охлаждающая среда в количестве V_{12} , м³/час (цена Π_w , грн/м³). Внутри системы передается эксергия из зоны 1 в зону 2 — e_1 ; из зоны 2 в зону 3 — e_2 . В результате работы системы должна быть получена приведенная холодопроизводительность $e_{охл}$.

Критерием оптимизации выбраны приведенные затраты (ПВ), которые для рассмотренного случая могут быть описаны выражением

$$ПВ = [\Pi_{эл} (e_{11} + e_{13} + e_{32} + e_{22} + e_{42}) + \Pi_w V_{12} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] \tau_p,$$

где V_{12} — посекундный расход воды в конденсаторе 12; e_{11} — эксергия электродвигателя компрессора 11; e_{13} — эксергия электродвигателя водяного насоса 13; e_{22} — эксергия электродвигателя вентилятора 22; e_{32} — эксергия электродвигателя вентилятора воздухоохладителя; e_{42} — эксергия электродвигателя насоса увлажнителя; z_{11} , z_{12} , z_{13} , z_{21} , z_{22} , z_{31} , z_{32} , z_{41} , z_{42} — нормативные отчисления амортизационных отчисле-

ний и затрат на текущий ремонт отдельных элементов: компрессора 11, конденсатора 12, водяного насоса 13, воздухоохладителя 31, вентилятора 32, увлажнителя 41, насоса с электродвигателем для увлажнителя 42; τ_p — число рабочих часов в году.

При полученном значении $Q_{\text{охл}}$

$$\text{ПВ} = \text{ПВ}(\Delta T_w, \Delta T_b). \quad (2)$$

С ограничениями от $\Theta_k = f(\Delta T_w)$ до $\Theta_0 = f(\Delta T_b)$, где Θ_k , Θ_0 — температурные напоры в конденсаторе и воздухоохладителе, являются зависимыми переменными от ΔT_w до ΔT_b . ΔT_w — перепад температур воды в конденсаторе 12; ΔT_b — перепад температур воздуха, проходящего через охладитель 31.

Исходя из того, что эксплуатационные и капитальные затраты оказывают противоположное влияние на общую величину затрат, выбранная целевая функция позволяет найти оптимальное решение режима работы данной холодильной установки. Для решения этой задачи разработана математическая модель данной установки, построенная с учетом требований термодинамики и адекватная реальной технологической схеме холодильной установки. Рассматривалась оптимизация холодильной установки модуля плодоовощехранилища емкостью 100 т (г. Одесса).

Термодинамическая модель описывается зависимостями:

$$\begin{aligned} z_{11} &= Z_{11}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); z_{21} = Z_{21}(e_2, \Theta_0, \Delta T_b); \\ z_{12} &= Z_{12}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); z_{22} = Z_{22}(e_3, \Delta T_b); \\ z_{13} &= Z_{13}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); z_{31} = Z_{31}(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); \\ z_{32} &= Z_{31}(e_{\text{охл}}, \Delta T_b); z_{41} = Z_{41}(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); \\ z_{42} &= Z_{42}(e_{\text{охл}}, \Delta T_b); e_{11} = E_{11}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \\ e_{13} &= E_{13}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); e_{22} = E_{22}(e_3, \Theta_0, \Delta T_b); \\ e_{31} &= E_{31}(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); e_{32} = E_{13}(e_{\text{охл}}, \Delta T_b); \\ e_{41} &= E_{41}(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); e_{42} = E_{13}(e_{\text{охл}}, \Delta T_b); \\ v_{12} &= V_{12}(e_2, \Theta_k, \Delta T_w); \end{aligned} \quad (3)$$

Потоки эксергии, связывающей зоны, равны:

$$\begin{aligned} e_1 &= E_1(e_{\text{охл}}, \Theta_k, \Delta T_w); \\ e_3 &= E_3(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); \\ e_{\text{охл}} &= E_0(Q_{\text{охл}}, T_{\text{охл}}, T_{\text{ос}}); \end{aligned} \quad (4)$$

Решая систему уравнений (3), (4) методом последовательных приближений Нелдера–Мида были получены значения Θ_k , ΔT_w , Θ_0 , ΔT_b , соответствующие оптимальному режиму работы холодильной установки, который обеспечивает минимум приведенных затрат. По значениям температурных напоров и перепадам температур охлаждающих и охлаждаемых сред определены величины теплопередающих поверхностей теплообменных аппаратов и описанного объема компрессора, обеспечивающие оптимальный режим работы холодильной установки.

Оптимизация воздухоохладителей плодоовощехранилищ

При определении оптимальных режимов холодильной установки учитывался оптимальный воздухоохладитель, выбранный по модульному принципу. Приняты единичные модули, вмещающие пучок биметаллических оребренных труб общей длиной 280 м и вентилятор В-06-300-6,3А [7, 9]. За константу модуля выбрана общая длина пучка труб, а не общая внешняя поверхность. При этом внутренняя поверхность остается постоянной для данного диаметра трубы, а внешняя изменяется при вариации шага оребрения.

Алгоритм позволяет проводить оптимизацию по следующим критериям, приведенным к общей тепловой нагрузке Q_0 : конструктивные критерии Q_0/F , Вт/м²; Q_0/N , Вт/Вт; Q_0/M , Вт/кг и экономический критерий потребителя 1-го типа:

$$\frac{\lambda_m + N\tau_p \Pi_{\text{эл}}}{Q_0}, \text{ грн/Вт} \quad (5)$$

где: $\Pi_{\text{эл}}$ — цена 1 кВт·ч электроэнергии; λ_m — цена воздухоохладителя.

Критерий потребителя 2-го типа

$$A\lambda_m + N\tau_p s + \Pi_u, \quad (6)$$

где: A — доля амортизации за цикл хранения; Π_u — стоимость продукции, потерянной вследствие усушки, грн.

Этот критерий учитывает вид продукции, хранящейся в камере, и определяется по результатам исследований. Для каждого вида плодов и ягод существует оптимальный расход воздуха через штабель продукции, соответствующий минимальным потерям от усушки.

При численном эксперименте была использована авторская методика, где варьировался следующий набор переменных параметров: шаг оребрения, шаг труб, количество рядов труб с большим шагом ребер; количество рядов труб с меньшим шагом ребер; общее количество рядов труб в направлении движения воздуха; количество рядов труб по фронту [7].

Алгоритм воздухоохладителя был построен на базе вложенных циклов, в которых, с погрешностью менее 0,1%, определялись температура поверхности инея, температура и относительная влажность воздуха на выходе из секций, коэффициент влаговываждения, удельный тепловой поток и зависимые от них коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи. С такой же погрешностью (0,1%) во внешнем цикле определялась холодопроизводительность, рассчитанная через коэффициент теплопередачи и среднеинтегральную разницу температур хладагента и воздуха.

Для системы охлаждения камеры, по результатам оптимизационных расчетов, в НИИ холодильной техники и технологии «Агрохолод» (г. Одесса) разработаны и изготовлены воздухоохладители площадью поверхности 75 м², с осевым вентилятором В-06-300-6,3А. Воздушные потоки, поступающие из отверстий воздухоохладителей, подчиняются закономерностям сжатой струи в ограниченном пространстве.

Определение оптимальных параметров хранения плодоовощной продукции

Оптимальные параметры хранения плодоовощной продукции были найдены по разработанной модели процессов тепло- и массообмена. Однородность и стабильность тепловлажностных условий в штабеле растительной продукции является необходимым условием ее долгосрочного хранения [5]. Неизбежная неравномерность и нестабильность тепловлажностных полей за счет внешних теплопритоков через ограждения камеры хранения не может быть количественно оценено без теоретического описания тепловлажностных полей в массе продукции при активном ее вентилировании холодным воздухом. Математическое описание процессов тепло- и массообмена базируется на уравнениях теплового и материального балансов с учетом зоны отпотевания и представляется системой дифференциальных уравнений [3–5, 7–10]

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon C_p \rho_r \frac{dt_r}{dx} &= \alpha F(t_s - t_r); \\ \lambda_0 \frac{d^2 t_s}{dx^2} + \rho_n q_0 \exp(b_s t_s) &= \\ &= \alpha F_n(t_s - t_r) + \beta_p \varepsilon_f r F_n(p'' - p); \\ \frac{0,622}{P_b} \frac{dp}{dx} &= \beta_p \frac{\varepsilon_f F_n}{\varepsilon_f V \rho_r} (p'' - p). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Граничные условия на входе и выходе из штабеля имеют вид:

на входе (при $x = 0$)

$$\lambda_0 \frac{dt_s}{dx} = \alpha(1 - \varepsilon)(t_s - t_0), \quad t_r = t_0, \quad p = p_0; \quad (8)$$

на выходе (при $x = h$) $\lambda_0 \frac{dt_s}{dx} = \alpha_h(1 - \varepsilon)(t - t_s)$,

где q_0 — удельная теплота дыхания при 0 °С, Вт/кг; p — парциальное давление водяного пара, Па; p'' — давление насыщенного пара, Па; P_b — барометрическое давление, Па; λ_0 — эффективная теплопроводность насыпи сырья, Вт/(м · К); ρ — плотность, кг/м³; C_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг · К); α_h — коэффициент, моделирующий теплоотдачу при смещении теплового потока воздуха выходящего из штабеля с холодным воздухом камеры хранения, Вт/(м² · К); ε_f — массообменная характеристика, представляющая часть поверхности элемента сырья, которая участвует в массообмене; β_p — коэффициент массоотдачи, кг/(м² · Па · с).

Построено асимптотическое решение данного уравнения. Распределение тепловлажностных полей по высоте насыпи представляется следующими зависимостями

$$t_r(x) = t_* + \sum_{i=1}^4 C_i \exp(\lambda_i x); \quad (9)$$

$$t_s(x) = t_* + \sum_{i=1}^4 C_i t_i \exp(\lambda_i x);$$

$$p(x) = p_* + \sum_{i=1}^4 C_i p_i \exp(\lambda_i x). \quad (10)$$

На основании разработанной математической модели процессов хранения плодоовощной продукции определены оптимальные параметры холодильного хранения

яблок (в зависимости от высоты штабеля от 2 до 5,5 м, с шагом, кратным высоте ящика 0,7 м): температура хранения 0 °С, скорость от 0,026 до 0,047 м/с; относительная влажность от 97,43 до 91,95%.

Определенно влияние расхода воздуха на величину усушки продукта при различных условиях его хранения. На основании анализа зависимости суммарных потерь фруктов от расхода воздуха для различных значений относительной влажности воздуха найдены оптимальные величины расхода воздуха, при которых потери от усушки минимальные. К примеру, при хранении яблок в штабелях высотой 2 м, экстремальная величина расхода воздуха 0,008 кг/(м² · с). При этом минимальные суммарные потери продукта за цикл хранения составляют 16,2 кг/т.

Результаты оптимизации режимов работы одноступенчатой холодильной установки

Регулирование режима работы холодильной установки достигается установлением и поддержанием необходимых перепадов температур между средами в теплообменных аппаратах, с учетом полученных оптимальных параметров хранения плодоовощной продукции, с учетом влияния расхода воздуха на усушку плодоовощной продукции и воздухоохладитель, оптимизированный по конструктивным и экономическим критериям.

На основании разработанной термоэкономической модели одноступенчатой холодильной установки плодоовощехранилища, в которой напор температуры охлаждаемой или нагреваемой среды в одном теплообменном аппарате являются зависимыми переменными, была проведена оптимизация режима работы холодильной установки. Значения температурных напоров в воздухоохладителе и конденсаторе, а также изменение температур охлаждаемой и охлаждающей сред при фиксированной температуре окружающей среды при различных температурах охлаждаемого объекта для камеры холодильного модуля с установленным разработанным оборудованием, соответствует диапазону рекомендуемых значений (рис. 3).

Сопоставление экономических, энергетических значений для отдельных узлов и элементов показаны

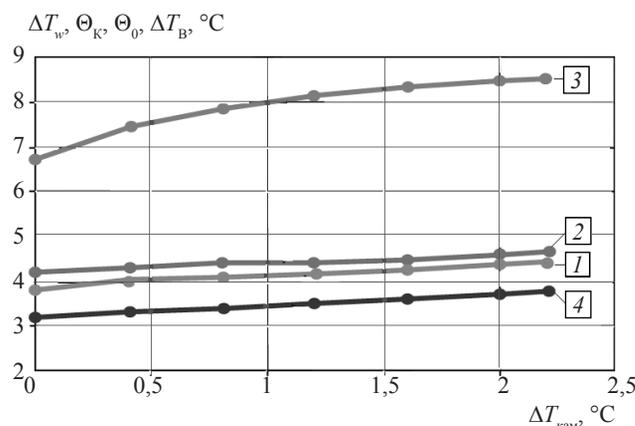


Рис. 3. Оптимальные значения перепадов температур в теплообменных аппаратах холодильной установки:
1 — ΔT_w ; 2 — Θ_k ; 3 — Θ_0 ; 4 — ΔT_B

Выводы

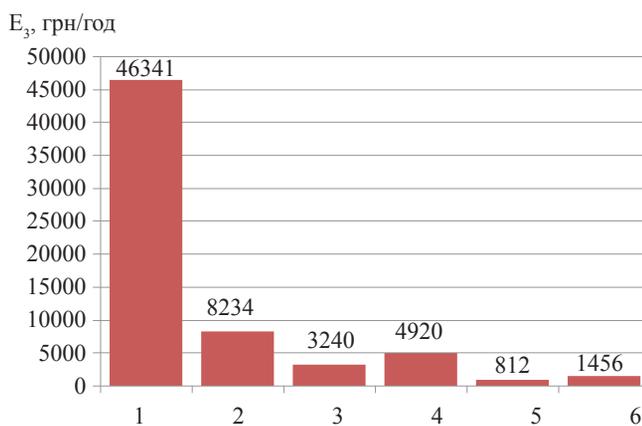


Рис. 4. Гистограмма эксплуатационных затрат стоимости оборотной воды и потребляемой энергии на работу соответствующего оборудования:

1 — e_{11} ; 2 — e_{32} ; 3 — e_{13} ; 4 — e_{42} ; 5 — e_{22} ; 6 — V_{12}

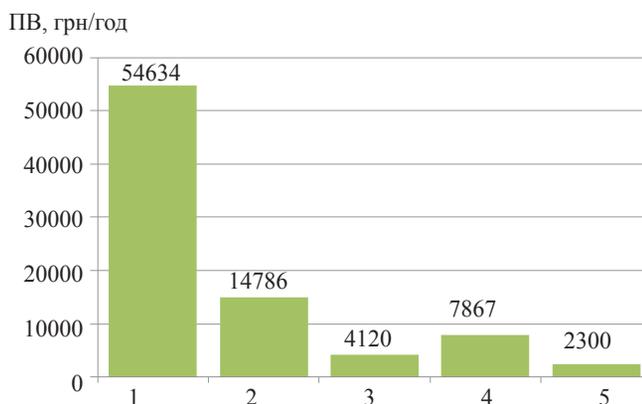


Рис. 5. Гистограмма частных значений приведенных затрат для отдельных узлов и элементов холодильной установки:

1 — e_{11} ; 2 — e_{32} ; 3 — e_{12}, e_{13} ; 4 — e_{41}, e_{42} ; 5 — e_{21}, e_{22}

на рис. 4, 5. Как видно из гистограмм, помимо компрессора, на все рассмотренные выше параметры существенное влияние оказывает воздухоохладитель.

Научной группой НИИХТТ «Агрохолд» (г. Одесса) проведены промышленные испытания режимов работы холодильной установки плодоовощехранилища емкостью 100 т. В задачу исследований входило определение температурных режимов эксплуатации холодильной установки, обеспечивающих экономию электроэнергии. При этом, для установившихся режимов с фиксированным значением перепадов температур, в теплообменных аппаратах холодильной установки осуществлялись замеры потребляемой мощности в электродвигателях установленного оборудования. На основании результатов сопоставления опытных данных был выбран режим эксплуатации с наименьшим суммарным потреблением.

Разработанная комплексная математическая модель содержит принципиально новый подход к выбору основного оборудования холодильной установки при определении оптимальных режимов ее эксплуатации, повышающие эффективность системы охлаждения плодоовощехранилищ. В результате выполненных исследований решен комплекс задач, направленных на разработку основных рекомендаций по поддержанию оптимальных условий эксплуатации одноступенчатой холодильной установки с учетом технологических, конструктивных, стоимостных показателей, оптимальных параметров хранения плодоовощной продукции с учетом влияния расхода воздуха на усушку плодоовощной продукции и конструктивных особенностей элементов воздухоохладителей. Оптимизация режима работы оборудования холодильной установки позволяет сократить переменную часть расходов приблизительно на 10–13,2%, что при длительной эксплуатации оборудования представляет собой значительную экономию средств.

Список литературы

1. Грачев Ю. Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата. — Пермь: Изд-во Перм. политехн. ин-та, 1987.
2. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалец К. Эксергетический метод и его приложения. — М.: Энергоатомиздат, 1988.
3. Оносовский В. В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. — Л.: Изд-во ЛГУ, 1990.
4. Tribus M. Thermostatcs and Thermodynamic. New Jersey, D Van Nostrand Co. 1961.
5. Жадан В. З. Теплофизические основы хранения сочного растительного сырья на пищевых предприятиях. — М.: Пищ. пром-сть, 1976.
6. Жихарева Н. В., Хмельнюк М. Г. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. // Холодильна техніка і технологія. 2012. № 5 (139).
7. Чумак И. Г. Холодильные установки. Проектирование. /Уч. пособие. 3-е изд. перераб. и доп. — Одесса: Друк, 2007.
8. Эксергетические расчеты технических систем: Справ. пособие // В. М. Бродянский, Г. П. Верховивер, Я. Я. Карчев и др. — Киев: Наук. думка, 1991.
9. Красномовец П. Г., Жихарева Н. В. Результаты оптимізації системи охолодження плодоовочесховищ. // Холодильна техніка і технологія. 2002. № 3 (77).
10. Лабай В. Й. Тепломасообмін. — Львів: Тріада плюс, 2004.
11. Тимофеев В. Н., Васильева И. Г. Повышение эффективности хранения картофеля на объектах общественного питания // Вестник Международной академии холода. 2011. № 4.