

Совершенствование теплового насоса методом эффективной утилизации теплоты
В.С. Губский, М.В. Шамаров

Кубанский государственный технологический университет,
350072, г. Краснодар, ул. Московская, д. 2, Россия

Резюме. Цель. Целью исследования является разработка гибридной конструкции с использованием теплового насоса и сублимационной установки для эффективного использования отработанного тепла, ее расчет, анализ параметров и теплофизических характеристик. **Метод.** Исследование основывается на методах термодинамического анализа, которые применяются для оценки технических характеристик сублимационной установки до и после внедрения теплового насоса. **Результат.** Проанализированы технические параметры теплового насоса и выбран наиболее подходящий вариант установки. Представлено два вида комбинированных схем с тепловым насосом для подогрева воды. **Вывод.** Представленные установки позволят использовать излишнее тепло для обогрева зданий и ГВС, либо уменьшить энергопотребление электродогревателя. Для создания такого вида установки необходимо выполнить комплекс аналитических и экспериментальных исследований.

Ключевые слова: тепловой насос, сублимационная сушка, энергетическая эффективность, коэффициент преобразования, теплопроизводительность

Для цитирования: В.С. Губский, М.В. Шамаров. Совершенствование теплового насоса методом эффективной утилизации теплоты. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2025;52(4):207-213. DOI:10.21822/2073-6185-2025-52-4-207-213

Improvement of the heat pump by the method of efficient heat utilization

V.S. Gubsky, M.V. Shamarov

Kuban State Technological University,
2 Moskovskaya Str., Krasnodar 350072, Russia

Abstract. Objective. A heat pump integrated into freeze-drying plants increases their energy efficiency, reduces the cost of heating buildings, stabilizes the load on the power grid and brings economic benefits. **Method.** The study is based on thermodynamic analysis methods that are used to evaluate the technical characteristics of the freeze-drying plant before and after the introduction of the heat pump. **Result.** The technical parameters of the heat pump were analyzed, and the most suitable installation option was selected. There are 2 types of combined schemes with a heat pump for water heating. **Conclusions.** The presented installations will make it possible to use excess heat for heating buildings and hot water or reduce the energy consumption of an electric boiler. To create this type of installation, it is necessary to carry out a set of analytical and experimental studies.

Keywords: Heat pump, freeze drying, energy efficiency, conversion ratio, heat output

For citation: V.S. Gubsky, M.V. Shamarov. Improvement of the heat pump by the method of efficient heat utilization. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2025;52(4):207-213. (In Russ) DOI:10.21822/2073-6185-2025-52-4-207-213

Введение. Сублимационная сушка, также известная как лиофилизация, представляет собой один из самых чувствительных методов обезвоживания, который позволяет сохранить структуру и функциональные свойства термонестабильных материалов. Традиционные технологии сублимационной сушки отличаются высокими энергозатратами,

связанными с необходимостью поддержания глубокого вакуума и низких температур [1-5]. В последние годы ученые все больше интересуются энергоэффективными технологиями, которые позволяют сократить экономические затраты производственных процессов. Особое внимание уделяется использованию тепловых насосов в сублимационной сушке. Тепловые насосы, работающие по принципу обратного цикла Карно, позволяют эффективно переносить тепловую энергию из низкотемпературной среды в высокотемпературную. В контексте данной работы тепловые насосы могут быть использованы для следующих целей: подогрев продукта (обеспечение необходимой тепловой энергии для процесса сублимации), утилизация тепла конденсации (использование теплоты, выделяющейся при конденсации водяного пара, для подогрева теплоносителя в испарителе теплового насоса), отопление производственных помещений (отработанное тепло может быть использовано для поддержания оптимального температурного режима в производственных цехах). Преимущества использования тепловых насосов в сублимационной сушке, следующие [6-9]:

1. Повышение энергоэффективности. Значительное снижение потребления электроэнергии за счет утилизации отработанного тепла.
2. Снижение эксплуатационных затрат. Сокращение финансовых расходов на энергоносители и техническое обслуживание оборудования.
3. Повышение качества конечного продукта. Более щадящие условия сушки позволяют сохранить органолептические свойства и биологическую активность продуктов.

Постановка задачи. Целью данной работы является разработка гибридной конструкции с использованием теплового насоса и сублимационной установки для эффективного использования отработанного тепла, ее расчет, анализ параметров и теплофизических характеристик.

Методы исследования. Сублимационная сушка проходит в 3 основных этапа. Первый этап – замораживание, второй этап – сушка продукта, третий этап – окончательное досушивание продукта.

Первый этап включает в себя замораживание продукта до нужной температуры с помощью криогенных аппаратов. Важно отметить, что чем быстрее и глубже происходит этот процесс, тем меньше кристаллов образуется в продукте, что положительно сказывается на его качестве. Второй этап проводится в сублиматоре при давлении ниже 133 Па. В результате удаляется от 70 до 90% воды, что способствует сохранению питательных веществ, витаминов, вкуса, цвета, и первоначальной формы продукта. Это позволяет получить пористую структуру и минимизировать риск развития микробных, ферментативных и окислительных процессов. Остаточная вода удаляется при положительных температурах с помощью нагревателей, расположенных в том же аппарате. На этапе досушивания температура в сублиматоре варьируется в зависимости от типа продукта. Например, для сырого мяса она составляет 40–50 °С, а для варёного — 60–70 °С. Это позволяет сохранить биологически ценные компоненты продукта.

Принципиальная схема сублимационной сушки представлена на рис. 1:

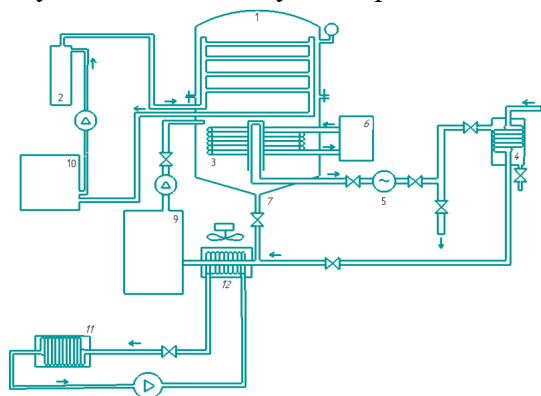


Рис. 1 – Комбинированная схема с тепловым насосом
Fig. 1 – Combined heat pump circuit

1 – сублимационная камера, 2 – индукционный котел, 3 – десублиматор, 4 – конденсатор сублиматора, 5 – вакуумный насос, 6 – криотермостат, 7 – дренаж, 8 – подвод холодной воды, 9, 10 – емкость для горячей воды, 11 – испаритель теплового насоса, 12 – конденсатор теплового насоса.

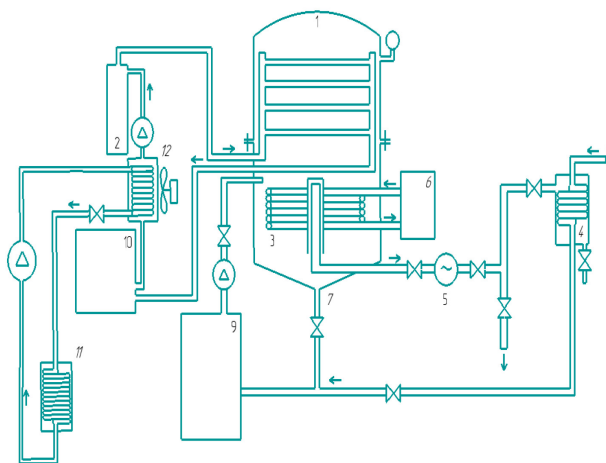


Рис. 2 – Комбинированная схема с тепловым насосом для догрева воды

Fig. 2 – Combined circuit with heat pump for water preheating

Продукт загружают в сублимационную камеру 1. Через криостат 6 в десублиматор 3 подается хладагент с низкой температурой для конденсации пара. Затем, на этапе сушки продукта включается котел 2, который нагревает теплоноситель для нагрева полок, отработанная вода возвращается в котел через бак 10. Тепло, выделенное с поверхности продукта, откачивается насосом 5 в теплообменник 4, в котором холодная вода 8 нагревается. Горячая вода, смешиваясь с дренажной водой, дополнительно нагревается в конденсаторе теплового насоса 12 и поступает в накопительный бак 9, которая может использоваться для оттаивания десублиматора и горячего водоснабжения. [10-12].

Также на рис. 2 показано альтернативное применение теплового насоса для догрева воды, идущей в котел.



Рис. 3 – Сублиматор серии ВСГ. Снята декоративная правая панель.

Колба теплоизолирована

Fig. 3 – HSG series sublimator. The decorative right panel was removed. The flask is thermally insulated

Все расчеты оборудования производились по установке на рис.1. Исходные данные для расчета представлены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные
Table 1. Source data

№	Наименование параметра Parameter Name	Значение Meaning
1	Габаритные размеры нетто ВхШхД, мм Overall net dimensions HxWxD, mm	4800x4000x6200
2	Масса пустого, кг Empty weight, kg	3500
3	Суммарная площадь полок, м ² / Total shelf area, m ²	23,4
4	Суммарная полезная площадь лотков, м ² / Total usable tray area, m ²	20,5
5	Размер полки, мм/ Shelf size, mm	1300x1200
6	Размер лотка, мм/ Tray size, mm	585x585x20
7	Количество полок/лотков/ Number of shelves/trays	15/60
8	Номинальное давление в камере сублиматора, Па/ Nominal sublimator chamber pressure, Pa	100
9	Минимальное давление в камере сублиматора, Па/ Minimum sublimator chamber pressure, Pa	50
10	Минимальная температура поверхности десублиматора, °C/ Minimum desublimator surface temperature, °C	-47
11	Номинальная температура поверхности десублиматора, °C/ Nominal desublimator surface temperature, °C	-40
12	Максимальная температура полок, °C/ Maximum shelf temperature, °C	70
13	Продолжительность цикла сублимации, макс, ч/ Sublimation cycle duration, max, h	72
14	Максимальное электропотребление, кВт/ч/ Maximum power consumption, kW/h	42
15	Количество трубных спиралей десублиматора/ Number of desublimator coils	12
16	Количество контуров десублиматора/ Number of desublimator circuits	2
17	Номинальное электропотребление, кВт/ч/ Nominal power consumption, kW/h	18
18	Электроснабжение/ Power supply	380В, 50Гц
19	Мощность десублиматора по водяному льду, кг/ Desublimator capacity for water ice, kg/	200
20	Тип используемого фреона в холодильной машине/ Type of freon used in the refrigeration unit	R507
21	Стандартная остаточная влажность, %/ Standard residual moisture, %	3-6

По данным табл. 1 получаем, что из сублиматора необходимо удалять 10 кг пара в час. Кол-во теплоты, необходимое для нагрева 200 л воды в час от 20 до 65

$$C_1 m_1 \Delta T_1 = 4200 * 200 * 50^\circ\text{C} = 42000 \text{ кДж/ч} \quad (1)$$

Кол-во теплоты, переданное паром в теплообменнике:

$$C_2 m_2 \Delta T_2 = 2100 * 10 * 80 = 1680 \text{ кДж/ч} \quad (2)$$

Отсюда следует, что необходимо еще дополнительно сообщить 40320 кДж (или 11,2 кВт/ч) тепла для нагрева воды до заданной температуры.

Площадь теплообменника сублимационной установки:

$$F = Q / (K \Delta t_{cp}) = 26,2 \text{ м}^2 \quad (3)$$

где Q - количество теплоты, K - коэффициент теплопередачи, Δt_{cp} - средняя разность температур между теплоносителями

Площадь конденсатора теплового насоса:

$$F = Q / (K \Delta t_{cp}) = 10 \text{ м}^2 \quad (4)$$



Рис. 4 – Тепловой насос AirMM 3 QBKFXFC-024SRII

Fig. 4 – AirMM 3 QBKFXFC-024SRII heat pump

Таблица 2. Технические характеристики теплового насоса

Table 2. Heat Pump Specifications

Тепловая мощность, которая выделяется при работе кВт Thermal power released during operation (kW)	26
Расход электроэнергии kW / ч Power consumption (kW/h)	6,1
Диапазон температур в которых может работать оборудование Temperature range in which the equipment can operate	-35+45°C
Обогрев Heating	15-60°C
Охлаждение Cooling	5-25°C
Горячая/теплая вода Hot/warm water	40-65°C
Компрессор Compressor	Inverter
Фирма компрессора Compressor brand	PANASONIC
Источник питания Power source	380V/3P/50-60Hz
Хладагент Refrigerant	R32

Обсуждение результатов. Тепловой насос AirMM 3 QBKFXFC-024SRII предназначен для нагрева воды, используемой в технических целях (рис. 4). Технические характеристики теплового насоса представлены в табл. 2. Его эффективность в 4 раза выше, чем у электродкотла, при потреблении 6,1 кВт/ч. Избыточная тепловая мощность позволяет нагревать значительные объемы воды.

Сейчас существует выбор между фреоном R410A и хладагентом R32 для тепловых насосов. R410A остается относительно доступным, его цена сопоставима с R22, а транспортировка, использование и хранение просты. Однако новейшим стандартом и заменой R410A является R32. R32 – это гидрофторуглеродное соединение с потенциалом глобального потепления (ПГП) 675 вместо 2088 у R410A. Однокомпонентная конструкция R32 позволяет использовать на 20% меньше хладагента, что снижает эксплуатационные расходы. Эти характеристики делают R32 предпочтительным выбором по сравнению с R410A.

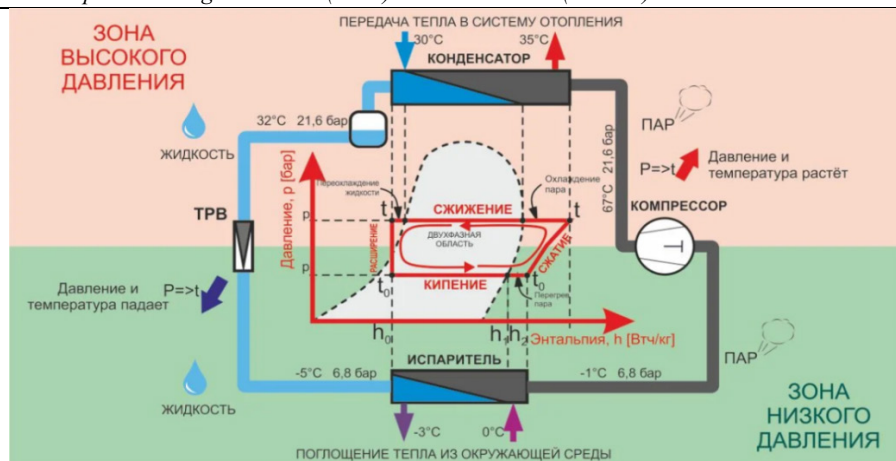


Рис. 5 – Цикл работы теплового насоса
 Fig. 5 – Heat pump cycle

На рис. 5 представлен цикл работы теплового насоса (цикл Карно) со всеми элементами, входящими в тепловую машину. Существует три вида бивалентного режима работы теплового насоса: в бивалентном альтернативном, бивалентном вспомогательном и бивалентном комбинированном режимах тепловой насос полностью обеспечивает тепловую нагрузку до точки бивалентности.

Вспомогательный режим работы отличается тем, что при достижении этой точки тепловой насос не выключается, а продолжает функционировать вместе с дополнительным теплогенератором. Этот метод наиболее подходит для рассматриваемой установки, поскольку он позволяет поддерживать постоянный источник тепловой энергии даже при температуре наружного воздуха $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ [13-16].

Вывод. Использование тепловых насосов для нагрева проточной воды для технических нужд представляет собой экономически и экологически целесообразное решение. Высокая энергоэффективность, снижение эксплуатационных затрат, экологическая безопасность и универсальность делают тепловые насосы привлекательной альтернативой традиционным методам нагрева. При правильном выборе, проектировании и эксплуатации, тепловые насосы обеспечивают надежное и эффективное теплоснабжение, способствуя устойчивому развитию и снижению негативного воздействия на окружающую среду. В данный момент проводятся исследования по оптимизации работы тепловых насосов в различных условиях эксплуатации, а также разрабатываются новые технологии, направленные на повышение их эффективности и снижение стоимости.

Библиографический список:

1. Liu M, Tan L and Cao SL. Theoretical model of energyperformance prediction and BEP determination for-centrifugal pump as turbine. *Energy* 2019; 172:712–732.
2. Snyder G.J., LeBlanc S., Crane D. Distributed and localized cooling with thermoelectrics, [et al.] *Future energy*. 2021;5:748-751.
3. Hao Y and Tan L. Symmetrical and unsymmetrical tipclearances on cavitation performance and radial force of a mixed flow pump as turbine at pump mode. *RenewEnergy* 2018; 127: 368–376.
4. Liu YB and Tan L. Tip clearance on pressure fluctuationintensity and vortex characteristic of a mixed flow pumpas turbine at pump mode. *Renew Energy* 2018; 129:606–615.
5. Kuzichkin O.R., Vasilyev G.S., Surzhik D.I. Method for modeling dynamic modes of nonlinear control system for thermoelectric modules. *Advances in Dynamical Systems and Applications* 2020; 15(2):187-197.
6. Mardani A, Jusoh A, Zavadskas E.K, et al. Sustainableand renewable energy: an overview of the application ofmultiple criteria decision making techniques andapproaches. *Sustainability* 2015; 7: 13947–13984.
7. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973.
8. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия. – Л.: Энергия, 1968.
9. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. — М.: Энергоиздат, 1981.
10. Каменев В.Ф., Попов В.С. Тепловые насосы и утилизация низкопотенциального тепла. — М.: Энергоатомиздат, 1984.
11. Рекуперация тепла в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / Под ред. В.Н. Богословского.

— М.: Стройиздат, 1990.

12. <https://bigenc.ru> (дата доступа 25.01.2025).
13. <https://molokoice.ru> (дата доступа 25.01.2025).
14. <https://propionix.ru> (дата доступа 25.01.2025).
15. Гафуров А.М. Перспективные области применения энергетических установок на низкокипящих рабочих телах. // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2015. – № 1 (25). – С. 93-98.
16. Шамаров М.В. Научно-технические достижения и перспективы института механики, робототехники, инженерии транспортных и технических систем КубГТУ в области образования и компрессоростроения/М.В. Шамаров, А.В. Гукасян, Ю.С. Беззаботов, И.Е. Сязин // В сборнике: Эффективное применение в проектах компрессорного, газоразделительного и энергосберегающего оборудования. Сборник трудов III-й научно-технической конференции. Краснодар, 2021. С. 53-57.

References:

1. Liu M, Tan L and Cao SL. Theoretical model of energy performance prediction and BEP determination for centrifugal pump as turbine. *Energy* 2019; 172:712–732.
2. Snyder G.J., LeBlanc S., Crane D. Distributed and localized cooling with thermoelectrics, [et al.] *Future energy*. 2021; 5:748-751.
3. Hao Y and Tan L. Symmetrical and unsymmetrical tip clearances on cavitation performance and radial force of a mixed flow pump as turbine at pump mode. *Renew Energy*. 2018;127: 368–376.
4. Liu YB and Tan L. Tip clearance on pressure fluctuation intensity and vortex characteristic of a mixed flow pump as turbine at pump mode. *Renew Energy* 2018; 129:606–615.
5. Kuzichkin O.R., Vasilyev G.S., Surzhik D.I. Method for modeling dynamic modes of nonlinear control system for thermoelectric modules. *Advances in Dynamical Systems and Applications* 2020; 15(2):187-197. (In Russ)
6. Mardani A, Jusoh A, Zavadskas E.K, et al. Sustainable and renewable energy: an overview of the application of multiple criteria decision making techniques and approaches. *Sustainability* 2015;7:13947–13984.
7. Brodyansky V. M. Exergetic method of thermodynamic analysis. - М.: Energy, 1973. (In Russ)
8. Shargut Ya, Petela R. Exergia. - L.: Energy, 1968. (In Russ)
9. Sokolov E.Ya., Brodyansky V.M. Energy fundamentals of heat transformation and cooling processes. - М.: Energoizdat, 1981. (In Russ)
10. Kamenev V.F., Popov V.S. Heat pumps and utilization of low-grade heat. - М.: Energoatomizdat, 1984. (In Russ)
11. Heat recovery in ventilation and air conditioning systems/Ed. V.N. Bogoslovsky. - М.: Stroyizdat, 1990. (In Russ)
12. <https://bigenc.ru> (access date 25.01.2025).
13. <https://molokoice.ru> (access date 25.01.2025).
14. <https://propionix.ru> (access date 25.01.2025).
15. Gafurov A.M. Promising areas of application of power plants on low-boiling working bodies. *Bulletin of Kazan State Energy University*. 2015;1(25): 93-98. (In Russ)
16. Shamarov M.V. Scientific and technical achievements and prospects of the Institute of Mechanics, Robotics, Engineering of Transport and Technical Systems of KubSTU in the field of education and compressor engineering/M.V. Shamarov, A.V. Gukasyan, Yu.S. Carelessness, I.E. Syazin//In the collection: Effective application in compressor, gas separation and energy-saving equipment. Collection of works of the III scientific and technical conference. Krasnodar, 2021:53-57. (In Russ)

Сведения об авторах:

Губский Владислав Сергеевич, аспирант, кафедра технологического оборудования и систем жизнеобеспечения; vladislavvg@gmail.com

Шамаров Максим Владимирович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологического оборудования и систем жизнеобеспечения; schmax@mail.ru; ORCID 0000-0001-7520-8621

Information about authors:

Vladislav S. Gubskiy, Graduate Student, Department of Technological Equipment and Life Support Systems; vladislavvg@gmail.com

Maxim V. Shamarov, Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Prof., Assoc. Prof., Department of Technological Equipment and Life Support Systems; schmax@mail.ru; ORCID 0000-0001-7520-8621

Конфликт интересов/Conflict of interest.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов/The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию/Received 08.09.2025.

Одобрена после рецензирования/Revised 30.10.2025.

Принята в печать/Accepted for publication 05.11.2025.