



DOI 10.22363/2312-8143-2021-22-4-339-347  
УДК 577.4:621.039.584

Научная статья / Research article

## Особенности моделирования высокоэффективной многоступенчатой парокompрессионной теплонасосной установки

Ю.А. Антипов ✉, И.И. Шаталова , К.В. Шкарин ,  
М.В. Лапин , Д.А. Соколов , А.О. Гринин, К.П. Топтыгин 

Российский университет дружбы народов, Москва, Россия

✉ antipov-yua@rudn.ru

### История статьи

Поступила в редакцию: 14 мая 2021 г.  
Доработана: 23 августа 2021 г.  
Принята к публикации: 12 сентября 2021 г.

### Ключевые слова:

теплонасосная установка, вторичные энергоресурсы, утилизация тепла, коэффициент трансформации теплоты, моделирование

**Аннотация.** В последнее время вследствие повышения стоимости топливно-энергетических ресурсов и ухудшения экологии от сжигания традиционного органического топлива в России и за рубежом проявился большой интерес к энергосберегающей технологии путем использования вторичных энергоресурсов в тепловой энергии промышленного и жилищно-коммунального хозяйства при помощи теплонасосной установки. В работе анализируются известные двухступенчатые теплонасосные установки, раскрываются их преимущества по сравнению с одноступенчатыми. Предложено моделирование высокоэффективной многоступенчатой парокompрессионной теплонасосной установки, представлена методика расчета многоступенчатой теплонасосной установки с высоким коэффициентом трансформации теплоты. Приведен пример расчета термодинамического цикла четырехступенчатой теплонасосной установки. Проанализировано влияние количества ступеней на прирост коэффициента преобразования по отношению к одноступенчатой теплонасосной установке, а также влияние разности температур между температурой источника высокопотенциальной теплоты и температурой источника низкопотенциальной теплоты на величину коэффициента трансформации теплоты. Изучено влияние начального значения температуры источника высокопотенциальной теплоты перед нагревом на входе теплонасосной установки на величину коэффициента трансформации теплоты для различного количества ступеней при условии постоянной разности температуры нагрева источника высокопотенциальной теплоты на выходе из теплонасосной установки и температурой источника низкопотенциальной теплоты.

### Благодарности

Публикация выполнена при поддержке Программы стратегического академического лидерства РУДН.

### Для цитирования

Антипов Ю.А., Шаталова И.И., Шкарин К.В., Лапин М.В., Соколов Д.А., Гринин А.О., Топтыгин К.П. Особенности моделирования высокоэффективной многоступенчатой парокompрессионной теплонасосной установки // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2021. Т. 22. № 4. С. 339–347. <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2021-22-4-339-347>



## Features of modeling a highly efficient multistage vapor compression heat pump unit

Yuri A. Antipov ✉, Irina I. Shatalova , Kirill V. Shkarin ,  
Mikhail V. Lapin , Dmitry A. Sokolov , Artem O. Grinin, Kirill P. Toptygin 

*Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University), Moscow, Russia*

✉ antipov-yua@rudn.ru

### Article history

Received: May 14, 2021

Revised: August 23, 2021

Accepted: September 12, 2021

### Keywords:

heat pump unit, secondary energy resources, heat recovery, coefficient of performance, computer simulation

**Abstract.** The increase in the cost of fuel and energy resource and the deterioration of the environment from the combustion of traditional fossil fuel, have led to a great interest in energy-saving technology by using secondary energy resources in the thermal energy of industrial, housing and communal services using heat pump units in Russia and abroad. This paper analyzes the well-known two-stage heat pump units, and reveals their advantages in comparison with single-stage. The modeling of a highly efficient multistage vapor compression heat pump unit is proposed. Moreover, a method for calculating a multistage heat pump unit with a high coefficient of performance is presented. In addition, an example of calculating the thermodynamic cycle of a four-stage heat pump unit is presented. The influence of the number of stages on the increase in coefficient of performance in relation to a single-stage heat pump unit, the effect of the temperature difference between the temperature of the high-potential heat source and the temperature of the low-potential heat source on the coefficient of performance were analyzed. In addition, the influence of the initial value of the temperature of the high-potential heat source before heating during the course in the heat pump unit on the value of coefficient of performance for a different number of stages is analyzed under the condition of a constant difference between the heating temperature of the high-potential heat source at the outlet of the heat pump unit and the temperature of the low-potential heat source.

### Acknowledgements

This paper has been supported by the RUDN University Strategic Academic Leadership Program.

### For citation

Antipov YuA, Shatalova II, Shkarin KV, Lapin MV, Sokolov DA, Grinin AO, Toptygin KP. Features of modeling a highly efficient multistage vapor compression heat pump unit. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2021;22(4):339–347. <https://doi.org/10.22363/2312-8143-2021-22-4-339-347>

## Введение

В последние десятилетия в России и особенно за рубежом проявился большой интерес к использованию вторичных энергоресурсов в тепловой энергии промышленного и жилищно-коммунального хозяйства. В основном это вызвано резким повышением стоимости топливно-энергетических ресурсов, снижением их запасов и экологическим последствиям от сжигания традиционного органического топлива. Одним из решений указанных проблем на сегодня является использование энергосберегающих технологий на основе применения теплонасосной установки (ТНУ). Тепловые насосы утилизируют низкопотенциальную

теплоту промышленных, бытовых и естественных источников и генерируют теплоту высокого потенциала, потребляя при этом в 1,2–1,3 раза меньше первичной энергии, чем при прямом сжигании топлива<sup>1</sup> [1–4]. Как известно, значительная часть теплоснабжения (коммунального и производственного) в развитых странах осуществляется с помощью тепловых насосов [5; 6].

<sup>1</sup> ANSI/AMCA 210. Laboratory methods of testing fans for rating. Arlington, 1985; ASHRAE Guideline, 2. Engineering analysis of experimental data. Atlanta, 1986; ASHRAE Standard 116. Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps. Atlanta, 1993.

Тепловые насосы осуществляют обратный термодинамический цикл на низкокипящем рабочем агенте. Теоретические основы ТНУ формируются в результате исследования термодинамических циклов и процессов, создания методики для выбора конструкций и расчета основных элементов тепловых насосов. Наибольшее распространение в настоящее время получили парокompрессионные ТНУ, в которых реализуется парожидкостной цикл, где рабочее тело (хладагент) в виде жидкости, влажного пара, перегретого пара при давлениях и температурах ниже критических значений.

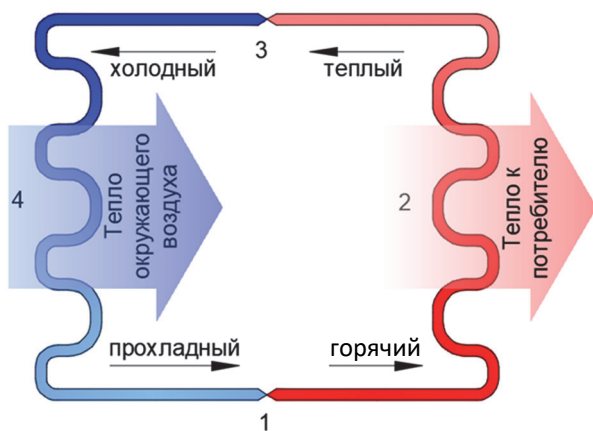


Рис. 1. Основные элементы теплонасосной установки

Второй проблемой является обеспечение максимальной эффективности ТНУ при переменных температурах конденсации и кипения теплоносителя, которые изменяются в зависимости от источника низкопотенциальной теплоты (ИНТ) и требуемой температуры нагреваемой в конденсаторе воды. В настоящее время эта проблема не решена. Однако приемлемого результата можно достичь путем дробления ТНУ и применения схемных решений, в которых нагрев горячей воды в конденсаторах и охлаждение ИНТ в испарителях осуществляется при последовательном включении ТНУ с меньшей степенью сжатия и противоточном движении нагреваемой и охлаждаемой воды. Этот метод применяется ЗАО «Энергия» для относительно мощных ТНУ (более 1 Гкал/час) и позволяет увеличить коэффициент преобразования на 1,5–1,8.

На рис. 1 схематично изображены основные элементы базовой одноступенчатой ТНУ. Компрессор 1 нагнетает хладагент с учетом гидравлических потерь до давления насыщенных паров

хладагента в конденсаторе 2. Вследствие политропного сжатия температура перегретого пара хладагента на входе в конденсатор становится выше температуры насыщенных паров хладагента в конденсаторе. При этом хладагент отдает ИВТ потребителю за счет охлаждения перегретого пара, фазового перехода из пара в жидкость и переохлаждения последней. Редуктор 3 необходим для дросселирования хладагента. При этом жидкая фаза хладагента переходит в паровую фазу. Сам процесс фазового перехода проходит в испарителе 4, где тепло от ИНТ переходит хладагенту.

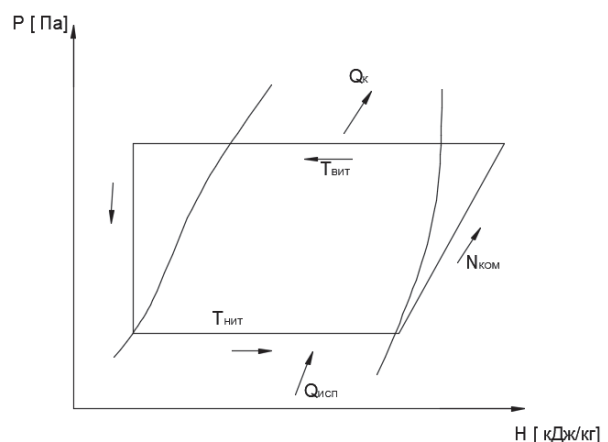


Рис. 2. PH-диаграмма термодинамического идеального цикла теплонасосной установки

На рис. 2 показана PH-диаграмма термодинамического цикла работы одноступенчатой ТНУ. Одним из основных критериев эффективности работы ТНУ является коэффициент трансформации теплоты (coefficient of performance, COP):

$$COP = \frac{Q_k}{N_{ком}}$$

где  $Q_k$  – мощность теплового потока, переданного потребителю, кВт;  $N_{ком}$  – затраченная мощность компрессора ТНУ, кВт.

Величина коэффициента трансформации теплоты зачастую сильно зависит от разности температур между ИНТ и источником высокопотенциальной теплоты (ИВТ). Часто температуры источников рассматриваются постоянными, а COP сопоставляют с максимально теоретически возможным (по циклу Карно). Однако, когда на входе и выходе из ТНУ эти температуры сильно отличаются (появляются температура ИВТ-входа, температура ИВТ-выхода, и то же самое по ИНТ), при

расчете COP обычно отмечают, какую разность температур необходимо учитывать между ИИТ и ИВТ. Так, например, подача в жилой дом горячей воды (температура ИВТ-выхода) осуществлялась при помощи одноступенчатой ТНУ, которая производила забор тепла из грунтовых вод (температура ИИТ-входа). При разности температур между ИВТ и ИИТ, равной 10, 30 и 50 °С, COP равен 7; 3,5 и 2,9 соответственно, что говорит о снижении эффективности ТНУ в 2 и более раза [7. С. 61]. В настоящее время стали широко использовать в ТНУ компрессоры спирального типа с промежуточным подводом парожидкостной инъекции хладагента в полость спирального канала, где фактически спиральный одноступенчатый компрессор превращается в двухступенчатый<sup>2</sup>.

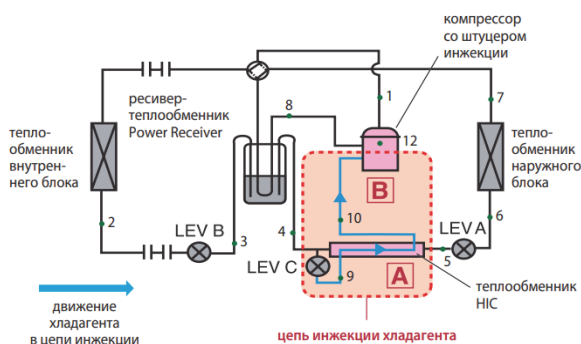


Рис. 3. Принципиальная схема теплонасосной установки с цепью инъекции хладагента<sup>3</sup>

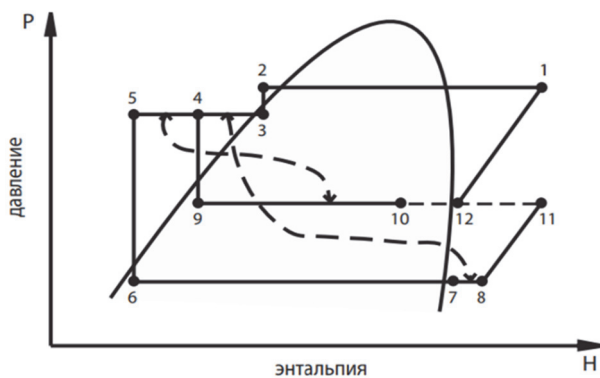


Рис. 4. *P*-*H*-диаграмма термодинамического цикла теплонасосной установки в режиме нагрева

<sup>2</sup> Тепловой насос с инвертором PУHЗ-SHВ серия ZUBADAN INVERTER. URL: [https://www.mitsubishi-aircon.ru/product/products/description/puhz-shw\\_2018.pdf](https://www.mitsubishi-aircon.ru/product/products/description/puhz-shw_2018.pdf) (дата обращения: 11.05.2021).

<sup>3</sup> Там же.

На рис. 3 показана принципиальная схема ТНУ с цепью инъекции хладагента, а на рис. 4 – *P*-*H*-диаграмма термодинамического цикла этого ТНУ в режиме нагрева.

Такая схема ТНУ позволяет в процессе сжатия снизить температуру хладагента и тем самым уменьшить потребляемую мощность компрессора. Так, при температуры наружного воздуха 7 °С ТНУ нагревает воздух в помещении с 20 до 45 °С с коэффициентом COP = 5. Недостатком рассмотренной схемы ТНУ главным образом является нагнетание всего расхода хладагента через две ступени компрессора [8–10].

## 1. Цели и задачи исследования

Цель исследования – повышение эффективности многоступенчатой пароконденсационной теплонасосной установки при высоком значении разности температур между ИВТ и ИИТ.

Задачи исследования – моделирование многоступенчатой пароконденсационной теплонасосной установки, разработка математической модели и методики расчета многоступенчатой ТНУ, обеспечивающей высокий COP при сравнительно высоком значении разности температур между ИВТ и ИИТ.

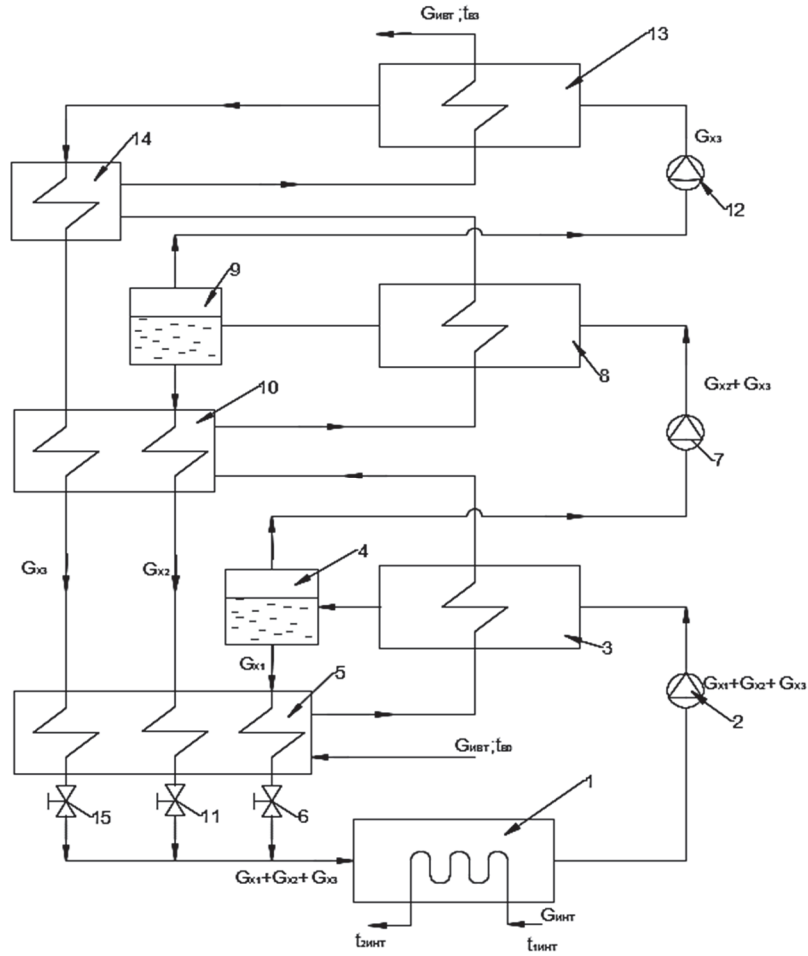
## 2. Расчетные исследования

### 2.1. Предмет исследования

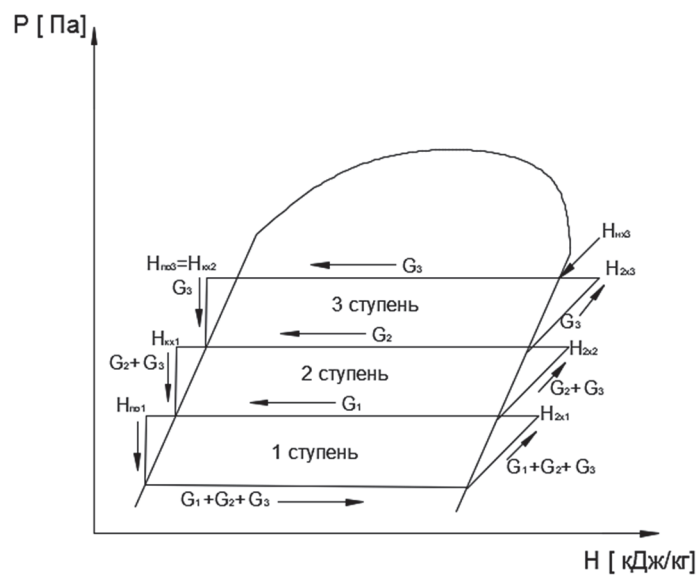
В рамках Программы 5–100 в департаменте машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН создана экспериментальная модель двухступенчатой теплонасосной установки, в которой опробован и экспериментально подтвержден принцип последовательного ступенчатого нагрева рабочего тела потребителя с одновременным отбором хладагента каждой ступени. В частности, принципиальная схема трехступенчатой теплонасосной установки показана на рис. 5, а *P*-*H*-диаграмма термодинамического цикла этого ТНУ в режиме нагрева – на рис. 6.

Данное техническое решение защищено патентом на полезную модель и патентом на изобретение<sup>4</sup>.

<sup>4</sup> Патент на полезную модель 140197 РФ, МПК F25B30/00. Многоступенчатая теплонасосная установка / Ю.А. Антипов, И.К. Шаталов, Е.В. Собенников. № 2013117874/06; заявл. 18.04.2013; опубл. 10.05.2014; Патент на изобретение 2705696 РФ, МПК F25B30/00, F25B1/10 Многоступенчатая теплонасосная установка / Ю.А. Антипов, И.К. Шаталов, А.В. Силин, К.В. Шкарин, Е.В. Собенников. № 2017102563; заявл. 26.01.2017; опубл. 25.01.2018.



**Рис. 5.** Принципиальная схема трехступенчатой теплонасосной установки:  
 1 – испаритель; 2, 7, 12 – компрессор первой, второй и третьей ступеней; 3, 8, 13 – конденсатор первой, второй и третьей ступеней;  
 4, 9 – разделители фракций хладагента; 5, 10, 14 – переохладители хладагента; 6, 11, 15 – редуктор



**Рис. 6.** P-h-диаграмма термодинамического цикла трехступенчатой теплонасосной установки

Как видно из *PH*-диаграммы термодинамического цикла ТНУ, через компрессор первой ступени проходит суммарный расход хладагента ( $G_1+G_2+G_3$ ), в конденсаторе первой ступени хладагент с расходом  $G_1$  отдает тепло ИВТ-потребителю за счет охлаждения перегретого пара, фазового перехода из пара в жидкость и переохлаждения.

Оставшийся суммарный расход хладагента ( $G_2+G_3$ ) охлаждается до температуры насыщенных паров конденсатора первой ступени и нагнетается компрессором второй ступени. Далее в конденсаторе второй ступени хладагент с расходом  $G_2$  по аналогии первой ступени отдает тепло ИВТ-потребителю. Оставшийся хладагент с расходом  $G_3$  через компрессор поступает в конденсатор третьей ступени и по аналогии с предыдущими ступенями через переохладители и соответствующий редуктор поступает в испаритель.

## 2.2. Методика расчета компрессионной многоступенчатой теплонасосной установки

В основу методики расчета многоступенчатой пароконпрессионной ТНУ заложено распределение доли расхода хладагента между всеми ступенями.

Для этого первоначально задаемся исходными данными:

1. Производительность теплоты многоступенчатой ТНУ –  $Q$ , МВт.

2. Марка хладагента.

3. Температура источника низкопотенциальной теплоты (ИИТ):

– температура хладагента на входе в испаритель  $t_{H1}$ , °С;

– температура хладагента на выходе из испарителя  $t_{H2}$ , °С.

4. Температура источника высокопотенциальной теплоты (ИВТ):

– температура хладагента на выходе из конденсатора последней ступени ТНУ  $t_{Bz}$ , °С;

– температура хладагента на входе в переохладитель первой ступени ТНУ  $t_{B1,1}$ , °С.

5. КПД компрессоров ТНУ выбираем в пределах 0,6–0,85.

Определяем величину повышения температуры ИВТ после каждой ступени ТНУ:

$$\Delta t_{CT} = \frac{t_{Bz} - t_{B1,1}}{z},$$

где  $t_{Bz}$  – температура ИВТ на выходе из ТНУ;  $t_{B1,1}$  – температура ИВТ на входе в ТНУ;  $z$  – количество ступеней ТНУ.

По *PH*-диаграмме определяем для каждой ступени температуру насыщенных паров, начиная с конденсатора предпоследней ступени до конденсатора первой ступени по формуле

$$t_{H(z-i)} = t_{Bz} - \Delta t_{CT},$$

где  $i$  – номер ступени ТНУ (отсчет идет от ступени низкого давления).

6. Температуру насыщенных паров в конденсаторе последней ступени определяем по формуле

$$t_{H(z-1)} = t_{Bz} - \Delta t_{CT},$$

где  $\Delta t_{kz}$  – недогрев ИВТ в конденсаторе последней ступени  $\Delta t_{kz} = 2-8$  °С.

7. В *PH*-диаграмме хладагента, начиная с последней ступени, строим термодинамический цикл ТНУ (рис. 6):

– проводим изотермы  $t_{Hz} = \text{const}$  и  $t_{z-1} = \text{const}$  от линии сухости  $x = 0$  до линии сухости  $x = 1$ ;

– температура хладагента на входе в компрессор последней ступени вычисляется по формуле

$$t_{az} = t_{Hz} + \Delta t_{Пz},$$

где  $\Delta t_{Пz} = 1-4$  °С перегрев хладагента за линией сухости  $x = 1$ ;

– с учетом гидравлических потерь хладагента на входе и выходе из компрессора последней ступени ( $\Delta P_{2z}$  и  $\Delta P_{H(z-1)}$ ) соответственно определяем давление хладагента по формулам

$$P_{1(z-1)} = P_{H(z-1)} + \Delta P_{1(z-1)},$$

$$P_{2z} = P_{Hz} + \Delta P_{2z},$$

где  $P_{Hz}$  и  $P_{H(z-1)}$  – давление насыщенных паров хладагента конденсаторов последней и предпоследней ступеней ТНУ соответственно;

Для построения процесс адиабатической работы сжатия хладагента из точки начала сжатия  $1(z-1)$  проводим адиабату до пересечения с изобарой  $P_{2z}$  в точке  $2_{z\text{ад}}$  и по *PH*-диаграмме определяем энтальпии хладагента  $H_{1(z-1)}$  и  $H_{2z\text{ад}}$  соответственно.

С учетом КПД компрессора вычисляем затраченную работу на сжатие 1 кг хладагента последней ступени:

$$L_z = \frac{1}{\eta_i} (H_{2z_{ад}} - H_{1(z-1)}). \quad (1)$$

Далее находим энтальпию хладагента на выходе из компрессора последней ступени:

$$H_{2z} = H_{1(z-1)} + L_z.$$

В *PH*-диаграмме в точках пересечения изо-терм  $t_{hz}$  и  $t_{h(z-1)}$  с линией сухости  $x = 0$  находим энтальпию насыщения жидкой фазы хладагента  $H_{kz}$  и  $H_{k(z-1)}$  соответственно.

Определяем энтальпию  $H_{poi}$  жидкой фазы хладагента на выходе из переохладителя  $i$ -ой ступени ТНУ. В случае передачи тепла в переохладителе от хладагента к ИВТ в  $i$ -ступени можно принять  $H_{по} = H_{kx(i-1)}$ .

8. Уравнение теплового баланса последней ступени ТНУ

$$G_{ИВТ} C_{pИВТ} (t_{вz} - t_{в(z-1)}) = G_{xz} (H_{2z} - H_{в(z-1)}) \eta_{эф},$$

где  $G_{ИВТ}$  и  $G_{xz}$  – расход ИВТ и хладагента в последней ступени ТНУ соответственно;  $\eta_{эф}$  – тепловой КПД конденсатора;  $C_{pИВТ}$  – средняя массовая теплоемкость ИВТ в интервале температур от  $t_{в(z-1)}$  до  $t_{вz}$ .

Из уравнения теплового баланса определяем долю расхода хладагента  $\alpha_{xz}$  последней ступени ТНУ от расхода ИВТ:

$$\alpha_{xz} = \frac{G_{xz}}{G_{ИВТ}} = \frac{C_{pИВТ} (t_{вz} - t_{в(z-1)})}{(H_{2z} - H_{в(z-1)}) \eta_{эф}}.$$

9. Далее по аналогии теплового баланса последней ступени составим уравнение теплового баланса промежуточной  $i$ -ой ступени ТНУ:

$$\begin{aligned} G_{ИВТ} C_{pИВТ} (t_{ИВТz} - t_{ИВТ(z-1)}) &= G_{xi} (H_{2xi} - H_{kx(i-1)}) \eta_{эф} + \\ &+ (G_{xz} + G_{x(z+1)} + *** + G_{x(i+1)}) (H_{2xi} - H_{hxi}) \eta_{эф} + \\ &+ (G_{xz} + G_{x(z+1)} + *** + G_{x(i+1)}) (H_{kxi} - H_{kx(i-1)}) \eta_{эф}. \end{aligned}$$

Окончательно получаем

$$\alpha_{xi} = \frac{C_{pИВТ} (t_{ИВТ(i)} - t_{ИВТ(i-1)})}{G_{ИВТ} (H_{2xi} - H_{kx(i-1)}) \eta_{эф}}$$

$$\begin{aligned} & - \frac{(\alpha_{xz} + \alpha_{x(z-1)} + *** + \alpha_{x[z-(i+1)]}) (H_{2xi} - H_{hxi})}{G_{ИВТ} (H_{2xi} - H_{kx(i-1)}) \eta_{эф}} - \\ & - \frac{(\alpha_{xz} + \alpha_{x(z-1)} + *** + \alpha_{x[i+1]}) (H_{kxi} - H_{kx(i-1)})}{G_{ИВТ} (H_{2xi} - H_{kx(i-1)}) \eta_{эф}}, \quad (2) \end{aligned}$$

где  $\alpha_{xi} = G_{xi} / G_{ИВТ}$  – доля расхода хладагента  $i$ -ой ступени ТНУ к расходу 1 кг ИВТ.

10. Зная долю расхода хладагента каждой ступени, можно определить мощность компрессора каждой ступени ТНУ по формуле

$$N_{(z-i)} = G_{ИВТ} L_{(z-1)} (\alpha_{xz} + \alpha_{x(z-1)} + *** + \alpha_{xi}). \quad (3)$$

11. Вычисляем коэффициент преобразования СОР по формуле

$$COP = \frac{G_{ИВТ} C_{pИВТ} (t_{вz} - t_{в1,1})}{N_{\Sigma}}, \quad (4)$$

где  $N_{\Sigma} = \sum_{i=1}^z N_{[i]}$  – суммарная мощность всех компрессоров ТНУ.

### 2.3. Результаты расчета

Рассмотрим в качестве примера расчет четырехступенчатой ТНУ с параметрами: хладагент – R-600, ИВТ – вода;  $t_{в1,1} = 8$  °С – температура ИВТ на входе в ТНУ;  $t_{вz} = 88$  °С – температура ИВТ на выходе из ТНУ;  $G_{ИВТ} = 1$  кг/с – расход ИВТ.

Принимаем:  $\Delta t_{ki} = 2$  °С – недогрев ИВТ в конденсаторе в каждой ступени ТНУ;  $\Delta t_{ni} = 1$  °С – перегрев хладагента на входе в компрессор каждой ступени ТНУ;  $\eta_i = 0,85$  – внутренний КПД каждого компрессора ТНУ;  $\eta_{эф} = 0,99$  – тепловой КПД конденсатора каждой ступени ТНУ.

1. Определяем величину нагрева ИВТ в каждой ступени ТНУ:

$$\Delta t_{СТ} = 20$$
 °С.

Находим температуру насыщенных паров в конденсаторе четвертой ступени  $t_{hСТ} = 88 + 2 = 90$  °С; третьей ступени  $t_{h3} = 70$  °С; второй ступени  $t_{h2} = 50$  °С и первой ступени  $t_{h1} = 30$  °С.

2. Строим термодинамический цикл четвертой ступени многоступенчатой ТНУ в *PH*-диаграмме.

Результаты значений энтальпии в характерных точках четырехступенчатой ТНУ представлены в табл. 1.

3. Начиная с четвертой ступени, вычисляем долю расхода хладагента каждой ступени ТНУ к расходу 1 кг ИВТ по формуле (2), работу сжатия 1 кг хладагента компрессора каждой ступени по формуле (1), мощность компрессора каждой ступени по формуле (3); значения представлены в табл. 2.

Таблица 1

Энтальпии хладагента в характерных точках РН-диаграммы термодинамического цикла четырехступенчатой ТНУ, кДж/кг

№ ступени	$H_1$	$H_2$	$H_{хн}$	$H_{хк}$	$H_{но}$
4	682	708,4	707,8	426,5	373,6
3	654	683,45	680,7	373,6	321,6
2	637	658,16	652,8	321,6	271,8
1	597	631,7	625,3	271,8	223,4

Таблица 2

Результаты расчета четырехступенчатой ТНУ

№ ступени	$\alpha_{xi}$	$L_i$ , кДж/кг	$N_i$ , кВт
1	0,1049	32,06	22,685
2	0,1545	27,79	16,75
3	0,1954	24,27	10,88
4	0,2528	21,25	5,37

Note:  $\alpha_{xi}$  – доля расхода хладагента;  $L_i$  – работа, затраченная на сжатие 1 кг хладагента;  $N_i$  – мощность компрессора каждой ступени ТНУ.

4. По формулам (4) и (5) вычисляем суммарную мощность ТНУ и  $COP_4$ :  $N_{ТНУ4} = 55,68$  кВт;  $COP_4 = 6,02$ . Для справки: мощность компрессора и  $COP_1$  одноступенчатой ТНУ при прочих равных условиях:  $N_{ТНУ1} = 90,35$  кВт;  $COP_1 = 4,71$ . Как видно из приведенных расчетов нагрева воды от 10 до 90 °С с расходом 1 кг/с (тепловая мощность нагрева воды равна 425,5 кВт), заменив одноступенчатую ТНУ на четырехступенчатую, можно снизить суммарную мощность компрессоров на 34,67 кВт.

Таким образом, замена одноступенчатой ТНУ на четырехступенчатую приведет к относительному приросту  $\Delta COP = 23,16$  %.

По вышеизложенной методике проведен дополнительный расчет двух-, трех- и пятиступенчатой ТНУ, результат которого представлен в табл. 3.

Из табл. 3 видно, что основной относительный прирост  $\Delta COP$  приходится на двухступенчатую ТНУ. Далее этот прирост на последующих ступенях резко уменьшается и становится менее 5%.

Таблица 3

Изменение коэффициента трансформации теплоты (COP) в зависимости от количества ступеней ТНУ

Количество ступеней ТНУ	COP	$\Delta COP$	
		относительно 1-ступенчатой ТНУ, %	относительно предыдущей ступени ТНУ, %
1	4,71	0	0
2	5,54	15	15
3	5,84	19,35	5,13
4	6,02	21,76	2,99
5	6,13	23,16	1,79

Рассмотрено влияние температуры воды на входе в переохладитель первой ступени на эффективность работы многоступенчатой ТНУ при неизменной температуре  $t_{вз} = 90$  °С; температура на входе в испаритель  $t_{HI} = 10$  °С.

Таблица 4

Изменение коэффициента трансформации теплоты (COP) в зависимости от температуры воды на входе в ТНУ

Количество ступеней ТНУ	COP ТНУ при различных значениях $t_{в1.1}$					
	10 °С	20 °С	30 °С	40 °С	50 °С	60 °С
1	4,71	4,53	4,27	4,05	3,80	3,55
2	5,54	5,068	4,74	4,344	4,3335	3,68
3	5,48	5,269	4,854	4,278	4,15	3,797
4	6,02	5,845	4,95	4,562	4,252	–

Результаты расчета, приведенные в табл. 4, наглядно показывают постепенное снижение COP ТНУ с различным количеством ступеней при увеличении разности температур ( $t_{в1.1} - t_{HI}$ ).

## Заключение

Изложенная методика расчета термодинамического цикла позволяет смоделировать многоступенчатую парокомпрессионную теплонасосную установку, в которой с увеличением количества ступеней COP возрастает до 20–23 % и основной прирост  $\Delta COP$ , равный 15 %, приходится на двухступенчатую ТНУ.

## Список литературы

1. Bell I., Groll E., Braun J., Horton T. Performance of vapor compression systems with compressor oil flooding and regeneration // Int. J. Refrigeration. 2011. Vol. 34. Issue 1. Pp. 234–242. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.09.004>
2. Bertsch S.S. Theoretical and experimental investigation of a two stage heat pump cycle for Nordic climates: master's thesis, Mechanical Engineering, Herrick



Labs 2005-13P, Report No. 7031-1. West Lafayette: Purdue University, 2005.

3. *Dabiri A., Keith Rice C.* A compressor simulation model with corrections for the level of suction gas superheat // *ASHRAE Transactions*. 1981. Vol. 87. Issue 2. Pp. 771–782.

4. *Bertsch S.S., Groll E.A.* Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates // *International Journal of Refrigeration*. 2008. Vol. 31. Issue 7. Pp. 1282–1292. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.006>

5. *Bertsch S.S., Groll E.* Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates // *International Journal of Refrigeration*. 2008. Vol. 31. Issue 7. Pp. 1282–1292. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.01.006>

6. *Heo J., Jeong M.W., Jeon J., Kim Y.* Effects of gas injection on the heating performance off two-stage heat pump using a twin rotary compressor with refrigerant charge

amount // *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*. 2008. Vol. 16. Pp. 77–82.

7. *Горюков В.Г.* Тепловые насосы: аналитический обзор // *Справочник промышленного оборудования ВВТ*. 2004. № 2. С. 47–80.

8. *Wang X., Hwang Y., Radermacher R.* Two-stage heat pump with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant // *International Journal of Refrigeration*. 2009. Vol. 32. Issue 6. Pp. 1442–1451. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.004>

9. *Ma G., Zhao H.* Experimental study of a heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor // *Energy and Buildings*. 2008. Vol. 40. Issue 5. Pp. 697–701. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.05.003>

10. *Nguyen M., Hewitt N., Huang M.* Performance evaluation of an air source heat pump using economized vapor injection compressor and flash tank coupled with capillary tubes // *Proceeding of International Congress of Refrigeration, Beijing, China*. 2007. No. 8 (21). ICR07-E2-1110.

#### Сведения об авторах

*Антипов Юрий Александрович*, кандидат технических наук, доцент департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия, Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6. ORCID: 0000-0002-5598-7522, Scopus Author ID: 57207723134, eLIBRARY SPIN-код: 3410-0544, Author ID: 260934. E-mail: [antipov-yua@rudn.ru](mailto:antipov-yua@rudn.ru)

*Шаталова Ирина Ивановна*, кандидат сельскохозяйственных наук, доцент департамента инновационного менеджмента в отраслях промышленности, Инженерная академия, Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6. ORCID: 0000-0001-7302-4247, Scopus Author ID: 57200276456, eLIBRARY SPIN-код: 2455-4647. E-mail: [shatalova-ii@rudn.ru](mailto:shatalova-ii@rudn.ru)

*Шкарин Кирилл Владимирович*, аспирант департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия, Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6. ORCID: 0000-0002-5680-517X, Scopus Author ID: 57208439232, eLIBRARY SPIN-код: 4599-9150. E-mail: [1042180018@rudn.ru](mailto:1042180018@rudn.ru)

*Латин Михаил Владимирович*, аспирант департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия, Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6. ORCID: 0000-0002-0100-6055, eLIBRARY SPIN-код: 2738-2073. E-mail: [1042200019@rudn.ru](mailto:1042200019@rudn.ru)

*Соколов Дмитрий Андреевич*, аспирант департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия, Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6. ORCID: 0000-0001-5175-2219. E-mail: [1042190196@rudn.ru](mailto:1042190196@rudn.ru)

*Гринин Артем Олегович*, студент департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия, Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6. E-mail: [1032182301@rudn.ru](mailto:1032182301@rudn.ru)

*Топтыгин Кирилл Павлович*, студент департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия, Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6. ORCID: 0000-0001-6054-2096, Scopus Author ID: 57251505700. E-mail: [1032182294@rudn.ru](mailto:1032182294@rudn.ru)