

## КОЭФФИЦИЕНТ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО НАСОСА КОМПРЕССИОННОГО ТИПА ПРИ ДВУХСТУПЕНЧАТОМ СЖАТИИ

Ю.А. Антипов, И.К. Шаталов, К.В. Елисеева, П.Д. Фалин

Кафедра теплотехники и тепловых двигателей  
Инженерный факультет  
Российский университет дружбы народов  
ул. Орджоникидзе, 3, Москва, Россия, 115419

Снижение температуры жидкого рабочего агента в переохладителе позволяет повысить коэффициент преобразования теплового насоса компрессионного типа на 8—13%. Двухступенчатое сжатие дает больший эффект при работе на рабочих агентах с высшими показателями адиабаты.

**Ключевые слова:** тепловой насос, коэффициент преобразования, двухступенчатое сжатие

Основным показателем теплового насоса (ТН), определяющим его эффективность, является коэффициент преобразования  $\mu$ , определяемый по выражению

$$\mu = \frac{Q}{N_k} = \eta_M \frac{q_{\text{кн}} + q_{\text{ПО}}}{l_i}, \quad (1)$$

где  $Q$  — тепловой поток (тепловая мощность) ТН;  $N_k$  — мощность компрессора;  $\eta_M$  — механический КПД компрессора.

Таким образом, величина  $\mu$  — это отношение теплового потока, производимого ТН, к мощности компрессора.

Цикл ТН изображен в  $T-S$  диаграмме ( $T$  — температура,  $S$  — энтропия) на рис. 1.

Подвод теплоты в испарителе

$$q_{\text{и}} = i_1 - i_4, \quad (2)$$

где  $i_1$  и  $i_4$  — энтальпия в точках 1 и 4 (см. рис. 1).

Отвод теплоты в конденсаторе

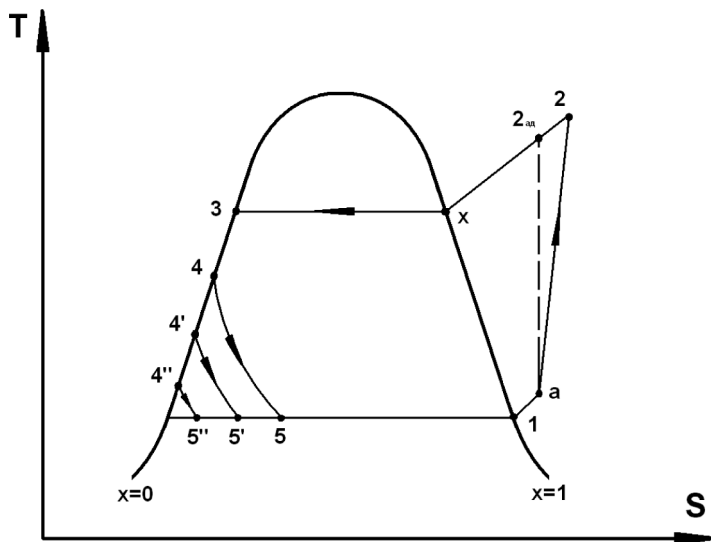
$$q_{\text{кн}} = i_2 - i_3, \quad (3)$$

Отвод теплоты в переохладителе

$$q_{\text{ПО}} = i_3 - i_4, \quad (4)$$

Анализ приведенных формул показывает, что увеличение отвода теплоты в переохладителе  $q_{\text{ПО}}$  повышает  $\mu$ . Это может быть достигнуто уменьшением тем-

пературы в точке 4, т.е. увеличением охлаждения жидкого РА (конденсата), образовавшегося в точке 3. В пределе точки 4 и 5 могут совпасть, т.е. процесс снижения температуры дросселированием 4—5 можно заменить отбором теплоты. Заметим, что это может быть сделано только в ТН, где температура  $T_5$  лежит в пределах 270—275 К и выше.



**Рис. 1.** Цикл теплового насоса в диаграмме Т—S с одноступенчатым сжатием и дросселированием (процесс 4—5): а—2 — сжатие в компрессоре; 2—х—3 — отвод теплоты в конденсаторе; 4—5 — дросселирование рабочего агента (РА); 5—1 — подвод теплоты в испарителе; 1—а — перегрев РА

Для оценки влияния переохлаждения был произведен расчет циклов ТН при работе на аммиаке  $\text{NH}_3$  фреонах R-12, R-1426 [1] с переохлаждением на

$$\Delta T = T_3 - T_4 = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расчетное повышение  $\mu$  вследствие переохлаждения приводится в табл. 1.

Таблица 1

Рабочий агент	$\text{NH}_3$	R-1426	R-12
Повышение $\mu$ из-за переохлаждения, %	7.8	13	11

Из таблицы видно, что за счет переохлаждения можно увеличить коэффициент преобразования на 8—13 %.

Другая возможность увеличения  $\mu$  связана с уменьшением внутренней работы  $l_i$  компрессора (рис. 1 и 2):

$$l_i = i_2 - i_a \approx C_p T_a \left( \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_i},$$

где  $\pi_k = P_2/P_a$  — степень повышения давления в компрессоре;  $P_a$  и  $T_a$  — давление и температура в точке а;  $P_2$  — давление в точке 2 (см. рис. 1).

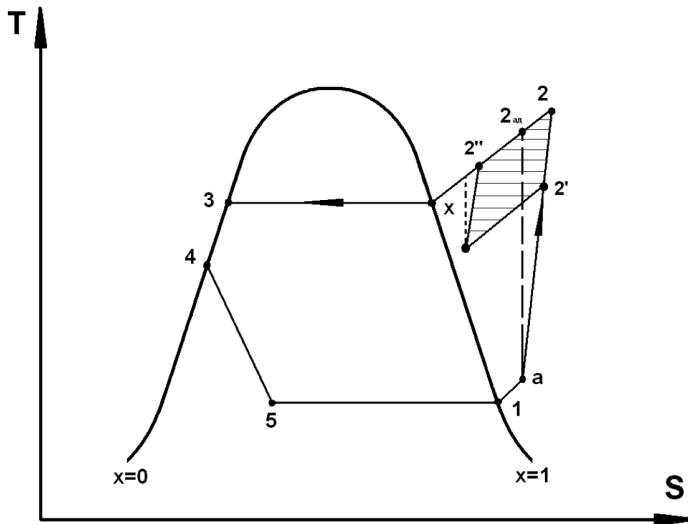


Рис. 2. Цикл теплового насоса с одноступенчатым (а—2) и двухступенчатым (а—2' и а'—2'') сжатием

Это можно сделать, если применить двухступенчатое сжатие РА с промежуточным охлаждением (см. рис. 2). Единый процесс сжатия а—2 заменяется сжатием в первой ступени а—2', охлаждением РА (2'—а') в промежуточном охладителе до температуры Та' и сжатием во второй ступени (процесс а'—2''). В результате уменьшение работы сжатия будет пропорционально площади 2'—2—2''—а', заштрихованной на рис. 2. Температура на выходе из промежуточного охладителя Та' выбирается такой, чтобы пар оставался сухим (сухость  $\chi \geq 1$ ), т.е. точка а' на рис. 2 была справа от пограничной кривой  $\chi = 1$ .

Работа при одноступенчатом сжатии

$$l_i = i_2 - i_a.$$

Работа при двухступенчатом сжатии первой  $l_{I}$  и второй  $l_{II}$  ступеней:

$$l_{I} = i_{2'} - i_a;$$

$$l_{II} = i_{2''} - i_{a'}.$$

Очевидно, что  $l_{I} + l_{II} < l_i$ , поэтому мерой увеличения  $\mu$  вследствие двухступенчатого сжатия будет величина  $\frac{l_i}{l_{I} + l_{II}} = \bar{\mu}$ .

Было произведено расчетное определение влияния двухступенчатого сжатия на  $\mu$ . При двухступенчатом сжатии величина степени повышения давления в компрессорах  $\pi_{kI}$  и  $\pi_{kII}$  выбиралась из условия  $\pi_{kI} = \pi_{kII} = \sqrt{\pi_k}$  [2], где  $\pi_k = P_2/P_a = 7$  — степень повышения давления при одноступенчатом сжатии. Результаты расчета приведены в табл. 2.

Из данных, приведенных в табл. 2, видно, что за счет двухступенчатого сжатия коэффициент преобразования при работе на аммиаке может быть увеличен на

25%. При использовании фреонов R-12 и R-142б увеличение  $\mu$  составляет лишь 2—3%. Это объясняется тем, что фреоны имеют небольшой показатель адиабаты и, как следствие, невысокую температуру в конце сжатия. По этой причине в промежуточном охладителе их температура в точке  $a'$  (см. рис. 2) снижается незначительно.

Таблица 2

Параметр\РА	NH <sub>3</sub>	R-12	R-142б
$K$	1,3	1,14	1,11
$C_p$ , кДж/кгК	2,11	0,558	0,85
$R$ , Дж/кгК	488	68,6	82,7
$\bar{\mu} = l_i/(l_i + l_{пл})$	1,26	1,03	1,025

Однако следует учитывать, что снижение  $\pi_k$  в цилиндрах поршневого компрессора всегда приводит к увеличению внутреннего КПД  $\eta_i$ . Так, если у одноступенчатого компрессора с  $\pi_k = 7$   $\eta_i = 0,71$ , то при двухступенчатом сжатии при  $\pi_{kI} = \pi_{kII} = \sqrt{\pi_k} = 2,4$  величины  $\eta_i$  возрастают до 0,82, т.е. КПД повышается на 15% [3]. У центробежных и осевых компрессоров при таком же снижении  $\pi_k$  внутренний КПД увеличивается на 2—3%.

Применение двухступенчатого сжатия заметно удорожает и усложняет конструкцию ТН. Кроме того, возникают потери давления РА при течении его по каналам промежуточного охладителя.

Подводя итог, можно сделать следующие выводы.

Снижение температуры жидкого РА на выходе из конденсатора (переохлаждение) повышает коэффициент преобразования  $\mu$  ТН на 8—13%.

Применение двухступенчатого сжатия в ТН при работе на аммиаке повышает  $\mu$  на 25% по сравнению с одноступенчатым сжатием.

Для газов (фреонов), имеющих малые показатели адиабаты двухступенчатое сжатие дает незначительное увеличение  $\mu$ .

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Фролов М.Ю., Шаталов И.К., Антипов Ю.А., Терехов Д.В. Влияние рабочего агента на характеристики теплонасосных установок // Вестник РУДН. Серия «Инженерные исследования». 2009. № 2. С. 119—123.
- [2] Шаталов И.К. Теплонасосные установки с приводом от тепловых двигателей. М.: РУДН, 2009. 95 с.
- [3] Антипов Ю.А., Барский И.А., Шаталов И.К., Белозеров А.Н. Внутренний КПД поршневого компрессора при работе на разных рабочих телах // Компрессорная техника и пневматика. 2010. № 3. С. 25—27.

## **COEFFICIENT OF PERFORMANCE OF COMPRESSIVE HEAT PUMP WITH TWO-STAGE COMPRESSION**

**U.A. Antipov, I.K. Shatalov, K.V. Eliseeva, P.D. Falin**

Department of Heat Engineering and Heat Engines  
Peoples' Friendship University of Russia  
*Ordzhonikidze str., 3, Moscow, Russia, 115419*

Temperature reduction of liquid working fluid in sub-cooler allows to achieve 8—13% rise of coefficient of performance of compressive heat pump. Two-stage compressive is more effective if using high adiabatic exponent working fluid.

**Key words:** heat pump, coefficient of performance (cop), two-stage compression

### **REFERENCES**

- [1] Frolov M.U., Shatalov I.K., Antipov U.A., Terehov D.V. Working fluid influence to the heat pump plants parameters // *Vestnik RUDN. Series "Engineering investigations"*. Moscow, 2009. № 2. P. 119—123. [Frolov M.Yu., Shatalov I.K., Antipov Yu.A., Terekhov D.V. Vliyaniye rabochego agenta na kharakteristiki teplonasosnykh ustanovok // *Vestnik RUDN. Seriya «Inzhenernye issledovaniya»*. M., 2009. № 2. S. 119—123.]
- [2] Shatalov I.K. Heat pump plants with heat engine drive. M.: PFUR, 2009. P. 95. [Shatalov I.K. *Teplonasosnye ustanovki s privodom ot teplovykh dvigateley*. M.: RUDN, 2009. 95 s.]
- [3] Antipov U.A., Barskiy I.A., Shatalov I.K., Belozarov A.N. Internal efficiency of the piston compressor if using different actuation fluids. M.: *Compressor equipment and pneumatics*, 2010. № 3. P. 25—27. [Antipov Yu.A., Barsky I.A., Shatalov I.K., Belozarov A.N. *Vnutrenny KPD porshneвого kompressora pri rabote na raznykh rabochikh telakh*. M.: *Kompressorная tekhnika i pnevmatika*, 2010. № 3. S. 25—27.]