

## ВЫБОР ХЛАДАГЕНТА ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

### **Карабаев Асатилла Суннатиллаевич**

старший преподаватель кафедры “Холодильная и криогенная техника”,  
Ташкентский государственный технический университет,  
республика Узбекистан, г.Ташкент

### **Азизова Дурдонахон Дилшод кизи**

бакалавр кафедры “Холодильная и криогенная техника”,  
Ташкентский государственный технический университет,  
республика Узбекистан, г.Ташкент

### **Норхужаев Абдуллахужа Сайдолимхужаевич**

ассистент кафедры “Холодильная и криогенная техника”,  
Ташкентский государственный технический университет,  
республика Узбекистан, г.Ташкент

### **Йуллиев Шукуралли Равшан угли**

ассистент кафедры “Холодильная и криогенная техника”,  
Ташкентский государственный технический университет,  
республика Узбекистан, г.Ташкент

### **АННОТАЦИЯ**

*В настоящий день выбор хладагента для тепловых насосов стал одним из ключевых проблем. Это вызвано негативным влиянием на окружающую среду хлорфторуглеродных (ХФУ) и гидрохлорфторуглеродных (ГХФУ) хладагентов.*

***Ключевые слова:** хладагент, тепловой насос, источник теплоты, хлорфторуглероды (ХФУ), гидрохлорфторуглероды (ГХФУ), энергетический ресурс, утилизация.*

## REFRIGERANT SELECTION FOR HEAT PUMPS

### **Karabaev Asatilla**

Senior Lecturer of the Department of Refrigeration and Cryogenic technique,  
Tashkent State Technical University,  
Republic of Uzbekistan, Tashkent  
E-mail: [aasatillohkoraboev@gmail.com](mailto:aasatillohkoraboev@gmail.com)

### **Azizova Durdonakhon**

Bachelor of the Department of Refrigeration and Cryogenic technique,  
Tashkent State Technical University,  
Republic of Uzbekistan, Tashkent

**Norkhujaev Abdullakhuja**

Assistant of the Department of Refrigeration and Cryogenic technique,  
Tashkent State Technical University,  
Republic of Uzbekistan, Tashkent  
E-mail: [a.norxojayev@mail.ru](mailto:a.norxojayev@mail.ru)

**Yulliev Shukurali**

Assistant of the Department of Refrigeration and Cryogenic technique,  
Tashkent State Technical University,  
Republic of Uzbekistan, Tashkent

**ABSTRACT**

*Today, the choice of refrigerant for heat pumps has become one of the key issues. This is due to the negative environmental impact of chlorofluorocarbon (CFC) and hydrochlorofluorocarbon (HCFC) refrigerants.*

**Keywords:** *refrigerant, heat pump, heat source, chlorofluorocarbons (CFC), hydrochlorofluorocarbons (HCFC), energy resource, recycling.*

**ВВЕДЕНИЕ**

Рациональное использование энергетических ресурсов является важнейшей проблемой современности. Это определяется не только ростом потребности, удорожанием их добычи и производства, но и тем что по объему использования энергетических ресурсов и связанному с этим воздействием на природу человечество приближается к предельно допустимому порогу.

Утилизация выбрасываемой низкопотенциальной теплоты с помощью тепловых насосов для целей теплоснабжения является одним из эффективных энергосберегающих технических решений.

За рубежом в последние годы быстро растет производство тепловых насосов и их применение, в основном, для отопления и кондиционирования воздуха в жилищном секторе. Более мощные теплонасосные установки (ТНУ) применяются для теплоснабжения крупных зданий, а также для низкотемпературных процессов нагрева в промышленности и сельском хозяйстве.

**МЕТОДОЛОГИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И ЕГО РЕЗУЛЬТАТЫ**

Энергетическая эффективность трансформации энергии в количественном виде при применении теплового насоса определяется коэффициентом преобразования  $\mu$  [1], который равен отношению количества полученной потребителем энергии среднего потенциала  $Q_2$  к затраченной энергии высокого

потенциала  $Q_1$ . Коэффициент преобразования всегда больше единицы, чего нельзя достичь при применении любой другой системы теплоснабжения.

$$\mu = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{Q_o + Q_1}{Q_1} = \frac{Q_o}{Q_1} + 1 \quad (1)$$

Источником энергии низкого потенциала  $Q_o$  в тепловых насосах может служить окружающий воздух, солнечная энергия, грунт и грунтовые воды, поверхностные воды рек, озёр и морей, сточные воды, бросовое тепло технологических процессов и т.д.

Коэффициент преобразования теплового насоса (ТН) является важнейшей энергетической характеристикой, определяющий не только технико-экономические показатели, но и границы конкурентоспособности ТН по отношению к другим источникам теплоты, а также масштабы их целесообразного использования в технике. Аналитическое выражение для приближенного определения коэффициента преобразования теплового насоса предложена Мартыновским В.С. [2]:

$$\mu = 0,74 \frac{T'_o}{T_k - T'_o} - (0,0032T'_o + 0,765 \frac{T'_o}{T_k}) + 0,9, \quad (2)$$

где  $T_k$  и  $T'_o$  - температуры конденсации и кипения в конденсаторе и в испарителе теплового насоса.

Коэффициент преобразования растет при снижении  $T_k$  и повышении  $T'_o$ , поэтому при выборе режима теплового насоса необходимо стремиться к сокращению разности этих температур. Не следует без необходимости повышать температуру воды нагреваемой в конденсаторе.

В основном находят применение два типа тепловых насосов: парокompрессионные (крупные и мелкие), использующие в качестве привода (источник энергии высокого потенциала) электроэнергию и абсорбционные (крупные), в которых используются пар или горячая вода с температурами  $150 \div 170^\circ\text{C}$ .

Большее применение находят парокompрессионные тепловые насосы, требующие более доступный источник для привода и обладающие компактностью и меньшей металлоемкостью.

Принципиальная схема парокompрессионного теплового насоса не отличается от схемы холодильной машины такого же типа, но интервал температур подводимых и отводимых потоков несколько иной, а характер и назначение источников и применения теплоты противоположный.

Достижимая температура теплоносителя на выходе из конденсатора определяются конечным давлением сжатия паров хладагента, который зависит от

физических свойств хладагента, прочностных характеристик корпуса компрессора и температуры теплоносителя на входе в конденсатор.

Исследования показали, что полный тепловой КПД электрического отопления равен 0,31, газового 0,45 и теплонасосного 0,62. То есть энергетическая эффективность указанной теплонаносной системы отопления при указанных выше климатических условиях на 17% выше энергетической эффективности газового отопления и на 31% электроотопления (для сравнения: снижение расхода топлива на 1% для выработки 1 кВт электроэнергии на ТЭС считается большим достижением в энергетике). Это означает, что в случае использования электроэнергии от ТЭС, работающей на природном газе, применение электроприводной ТНУ тепловой мощностью 8.8 кВт приводит к газовой экономии 1550 м<sup>3</sup> природного газа при замене местного газового котла и 2800 м<sup>3</sup> при замене электрических отопительных приборов.

К хладагентам парокомпрессионных тепловых насосов предъявляются в принципе такие же требования к физическим и химическим свойствам как для холодильных машин. Особые требования возникают в связи с более высокими температурами кипения и конденсации.

В качестве хладагентов начиная с 1930-35 г.г. в холодильных машинах, а в последствие и в тепловых насосах получили широкое практическое использование хлорфторуглеводороды (ХФУ) и гидрохлорфторуглеводороды (ГХФУ). Низкая токсичность, негорючесть, стабильность сделали их идеальными хладагентами. В качестве основного хладагента в тепловых насосах применялся фреон 12 (ХФУ 12), и в отдельных редких случаях для получения высоких температур фреон 11 (ХФУ 11), фреон 113 (ХФУ 113), фреон 114(ХФУ 114) и фреон 142в (ГХФУ 142в), а для получения температур до 55<sup>0</sup>С фреон 22 (ГХФУ 22).

В последние годы выбор хладагента для тепловых насосов стал одним из ключевых проблем. Это вызвано негативным влиянием на окружающую среду ХФУ и ГХФУ хладагентов.

В соответствии с Монреальским протоколом 1987 года по защите озонового слоя Земли и последующими поправками к нему (Узбекистан ратифицировал Монреальский протокол и его последующие поправки) производство ХФУ в развитых странах прекращено с 1996 года, а в развивающихся странах с 1 января 2010 года. Производство ГХФУ в развитых странах прекращено с 2020 года, а в развивающихся странах прекратиться к 2030 году.

С целью выбора наиболее оптимального хладагента произведен расчет цикла работы теплового насоса на R134a, R22, R142в и R407C при различных

температурах горячей воды на выходе из конденсатора (от 55 до 65<sup>0</sup>C). На рис. 1 ÷ 3 представлены основные расчетные зависимости цикла теплового насоса на указанных хладагентах.

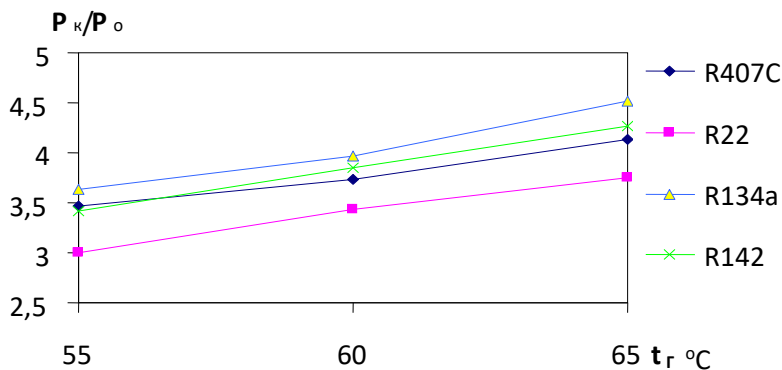


Рис.1. Зависимость отношения давлений от температуры горячей воды.

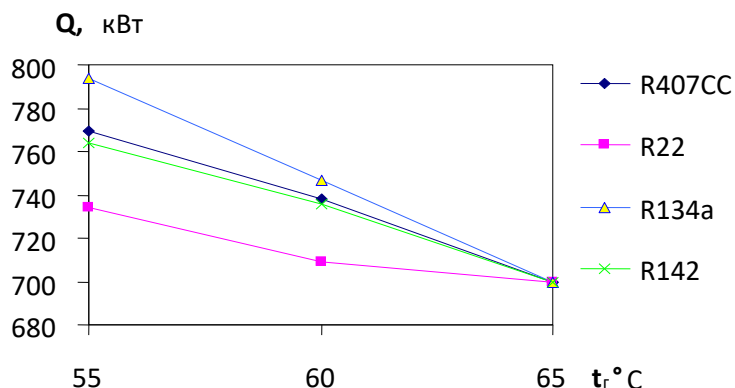


Рис.2. Зависимость теплопроизводительности теплового насоса от температуры горячей воды на выходе из конденсатора при температуре оборотной воды на входе в испаритель  $t'_x=25$  °C.

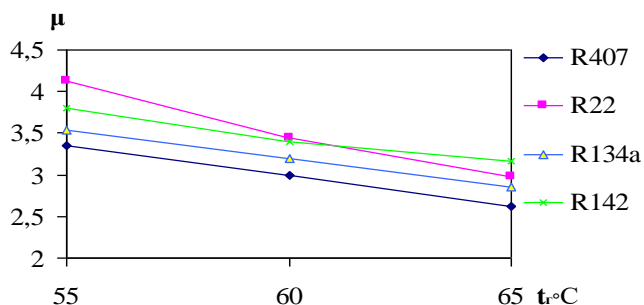


Рис.3. Зависимость коэффициента преобразования теплового насоса от температуры горячей воды на выходе из конденсатора при температуре оборотной воды на входе в испаритель  $t'_x=25$  °C.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Использование R22 и R407C ограничиваются температурой горячей воды на выходе из теплового насоса  $+50^{\circ}\text{C}$  по условиям допустимых давлений конденсации  $P_k < 2,3$  МПа. В связи с этим применение для теплового насоса указанных хладагентов невозможно.

При одном и том же геометрическом объеме подачи компрессора теплопроизводительность  $Q_T$  на R134a больше чем на R142в на 8-10%.

Коэффициент преобразования  $\mu$  у R142в на 6-8% больше чем у R134a.

С учётом того, что экологические свойства R134a (озоноразрушающий потенциал ОРП = 0) лучше, чем у R142в (ОРП=0,05), а также с учётом наличия этого хладагента на внутреннем рынке, его применение является для данного конкретного случая более целесообразным.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Калнинь И.М., Фадеков К.Н., Оценка эффективности термодинамических циклов пароконденсационных холодильных машин и тепловых насосов. // Холодильная техника 2006 №3 С 15-24.
2. Полухин В. Обогрев холодом (обзор рынка тепловых насосов). // Наш дом 2005 г. № 5. С 23-25.
3. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. М.Стройиздат. 1985 г. 840 с.
4. Янговский Е.И., Пустовалов Ю.В. Пароконденсационные теплонасосные установки. – М.: Энергоиздат. 1982. 356 с.
5. Азизов Д.Х., Норхужаев А.С., Исследование сплит-кондиционера в экологически чистом хладагенте // Научно-технический журнал химии и химической технологии. №2, 2017 - С 75-78.