

Повышение эффективности производства холода

А.Л. Синцов, старший научный сотрудник, канд. техн. наук

Научно-исследовательский институт энергетического машиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана

e-mail: sintsov@power.bmstu.ru

Ключевые слова:

абсорбционная холодильная машина, возобновляемые источники энергии, вторичные энергетические ресурсы, ресурсосбережение, сезонный аккумулятор холода.

Работа посвящена использованию возобновляемых источников энергии при производстве холода, в частности утилизации низкотемпературного тепла (до 160°C) с помощью абсорбционной холодильной машины. Рассмотрена возможность повышения эффективности производства холода для различных потребителей, включая кондиционирование. Результат достигается при использовании сезонного аккумулятора холода. Предложена конструктивная схема устройства и дано описание рабочего процесса. На примере одноступенчатой водоаммиачной абсорбционной холодильной машины проанализировано влияние внешней температуры на рабочий процесс. Эффективность совместного использования машины и сезонного аккумулятора холода обоснована результатами термодинамических расчетов.

1. Введение

Нехватка энергоресурсов может привести к росту цен на твердое, жидкое и газообразное топливо. В будущем такая тенденция сохранится. Это определяет целесообразность разработки и применения технологических процессов с повышенной эффективностью, а также создания новой энергосберегающей техники и безотходных технологий. Эксплуатация возобновляемых источников энергии является одним из приоритетных направлений энергосберегающих технологий. Большинство низкотемпературных энергоресурсов относятся к возобновляемым источникам энергии и должны занимать более значимое место в топливно-энергетическом балансе. Возможность экономии топливно-энергетических ресурсов и защиты окружающей среды от теплового загрязнения обусловили появление этого направления в энергетике. Оно предполагает использование источников тепла в температурном диапазоне до 400 °С. К ним могут относиться вторичные энергетические ресурсы (ВЭР) и природные источники тепла — геотермальная энергия, солнечное излучение, энергия окружающей среды. Тепловые отходы, которые появляются при технологических процессах на производственных и энергетических предприятиях, также относятся к ВЭР. Надо особо отметить, что использование указанных источников энергии не ведет к росту выбросов углекислого газа в атмосферу Земли и не увеличивает тепловое загрязнение окружающей среды.

2. Существующие системы использования низкотемпературной теплоты при производстве холода

Кондиционирование воздуха и производство холода для технологических процессов потребляют много энергии, прежде всего электрической. Одним из направлений утилизации низкотемпературных энергоресурсов является применение холодильных машин, в которых холод вырабатывают за счет использования энергии источников теплоты (нагревателей). К таким агрегатам относятся абсорбционные холодильные машины (АХМ). Они производят холод в диапазоне отрицательных и положительных температур охлаждения, в том числе для кондиционирования воздуха. Такие машины широко эксплуатируются в промышленности на объектах, которые располагают ресурсами дешевой теплоты. АХМ потребляют в основном низкотемпературную тепловую энергию (до 200 °С). Ее объем может достигать 90% и больше суммарной энергии, необходимой для работы агрегата. Сброс тепла в окружающую среду при работе такой АХМ определяется только мощностью насоса, которая не превышает 10% от потребляемой тепловой мощности. Относительно новое направление – одновременное технологически связанное в единый процесс производство холода и низкотемпературного тепла, в частности для отопления. Практическое применение нашли два вида АХМ: бромистолитиевая холодильная машина и водоаммиачная.

Бромистолитиевые машины производят холод в виде охлажденной воды при температуре $t_0 = 5-8\text{ }^\circ\text{C}$, потребляя в процессе работы тепловую энергию в диапазоне $t_h = 80-120\text{ }^\circ\text{C}$. Термическая эффективность абсорбционной холодильной машины определяется тепловым коэффициентом. Его величина

$$\xi = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_h}$$

равна отношению холодильной нагрузки \dot{Q}_0 к тепловой мощности \dot{Q}_h , потребляемой агрегатом. При температуре окружающей среды $t_{OC} = 10-25\text{ }^\circ\text{C}$ ξ может достигать 0,7. Особенности таких машин — низкое давление кипения воды в генераторе 0,7–0,9 кПа и повышенная агрессивность рабочих растворов, что обуславливает необходимость выполнения агрегатов из антикоррозионных материалов.

Водоаммиачные машины вырабатывают холод в более широком диапазоне температур — от $5\text{ }^\circ\text{C}$ до $-45\text{ }^\circ\text{C}$. При этом используются более высокотемпературные источники теплоты (до $160\text{ }^\circ\text{C}$). Тепловой коэффициент таких машин ниже, чем бромистолитиевых, и находится в пределах 0,2–0,5 при температуре окружающей среды до $20\text{ }^\circ\text{C}$.

Снижение температуры окружающей среды (приемника тепловой энергии) t_{OC} является одним из путей повышения эффективности парокомпрессионных холодильных машин, которые входят в состав установок для выработки холода или кондиционирования помещений. Этот фактор в некоторых случаях доминирующий при выборе места размещения мощных компьютерных серверных центров, заводов для производства сжиженного газа и других объектов, для работы которых требуются значительные объемы холода. При применении сезонных аккумуляторов холода в качестве относительно низкотемпературного приемника тепловой энергии можно, в случае использования чистой воды в качестве аккумулирующей среды, снизить температуру окружающей среды до $0\text{ }^\circ\text{C}$ и, соответственно, уменьшить удельное потребление электроэнергии при выработке холода [1, 2]. Целесообразно рассмотреть потенциал применения таких аккумуляторов холода для повышения эффективности работы АХМ.

3. Теоретический анализ

Рассматривается одноступенчатая водоаммиачная холодильная машина, схема которой изображена на рис. 1.

Машина состоит из теплообменных аппаратов: генератора 1, конденсатора 4, испарителя 7 и абсорбера 9. В состав также входят дроссельные вентили хладагента (аммиака) и раствора. В генератор 1 через вход 2 от нагревателя (на рис. 1 нагреватель не показан) подается горячий теплоноситель, например,

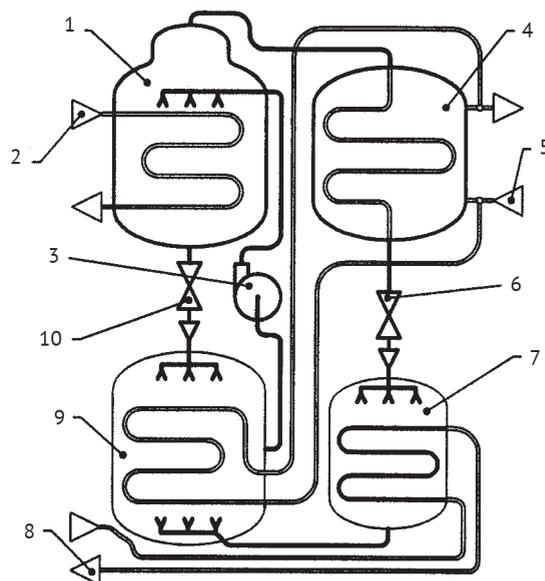


Рис. 1. Схема одноступенчатой водоаммиачной абсорбционной холодильной машины:

1 – генератор газа (аммиака); 2 – вход нагревающей среды (горячего теплоносителя); 3 – насос для подачи крепкого раствора аммиака; 4 – конденсатор; 5 – вход охлаждающей воды; 6 – дросселирующий вентиль; 7 – испаритель жидкого аммиака; 8 – выход охлаждающей среды (хладагента) к потребителю холода (холодильной камере); 9 – абсорбер; 10 – дросселирующий вентиль

конденсирующийся водяной пар при температуре t_h . При этом АХМ потребляет тепловую энергию мощностью \dot{Q}_h . Общий расход энергии $\dot{Q}_\Sigma = \dot{Q}_h + P_H$, где P_H — мощность насоса 3. Крепкий раствор аммиака в воде подается насосом 3 в генератор 1, где кипит при температуре t_r и давлении p_r . Наличие в аммиаке паров воды не рассматривается (это эквивалент компрессора в парокомпрессионной холодильной установке). Далее аммиак попадает в конденсатор 4, где конденсируется и охлаждается проточной водой до температуры t_{KD} . Вода при температуре окружающей среды t_{OC} поступает через вход 5.

Жидкий аммиак, проходя через вентиль 6, дросселируется до давления $p_{ис}$ и поступает в испаритель 7. Его температура падает до температуры $t_{ис}$. Циркулирующий по змеевику испарителя хладагент охлаждается до температуры t_0 . Его поток через выход 8 идет к потребителю холода (холодильной камере). При этом из холодильной камеры отбирается тепловая мощность \dot{Q}_0 (холодильная нагрузка). Далее пары аммиака всасываются в абсорбер 9, где растворяются в воде при температуре t_{AB} . Выделяемая в этом процессе теплота отводится охлаждающим потоком воды, подаваемой через вход 5. Таким образом, в абсорбционной холодильной машине охлаждается не только конденсатор, как это происходит в парокомпрессионных холодильных установках, но

и абсорбер. Насос 3 перекачивает крепкий раствор из абсорбера 9 в генератор 1. Давление раствора повышается от его значения в абсорбере p_{AB} до значения в генераторе p_r . Это соответствует циклу теплового насоса или парокомпрессионной холодильной установки, которая передает теплоту от холодильной камеры окружающей среде.

Слабый раствор аммиака сливается из генератора 1 в абсорбер 9 через вентиль 10. Его давление падает от значения в генераторе p_r до значения в абсорбере p_{AB} . Таким образом, обеспечивается циркуляция между абсорбером 9 и генератором 1 (цикл тепловой машины). Перепады давления между генератором 1 и конденсатором 4, а также между испарителем 7 и абсорбером 9 незначительны и в предварительных расчетах не учитываются. Оба цикла синхронизируются за счет разного расхода рабочего тела через тепловой насос и тепловую машину.

Температура окружающей среды t_{OC} (приемника тепловой энергии) заметно влияет на термическую эффективность абсорбционной холодильной машины, которая определяется тепловым коэффициентом ξ . В дальнейших вычислениях использована формула

$$\xi = \xi_{об} \eta_e = \frac{T_0}{T_{OC} - T_0} \frac{T_h - T_{OC}}{T_h} \eta_e.$$

Эксергический коэффициент полезного действия (КПД) η_e при оценочных расчетах принят равным 1. Предполагается, что все процессы в АХМ обратимы, что определяется равенством $\xi = \xi_{об}$. Реально величина эксергического КПД

$$\eta_e = \frac{\xi}{\xi_{об}}$$

зависит от параметров рабочего процесса в холодильной машине. Расчеты одноступенчатой водоаммиачной АХМ, результаты которых иллюстрируются на рис. 2–5, показывают, что в рассматриваемом диапазоне температур t_{OC} и t_h эксергический КПД может изменяться в пределах от 0,16 до 0,28 при $t_{OC} = 23^\circ\text{C}$ (рис. 2) и от 0,14 до 0,46 при $t_{OC} = 10^\circ\text{C}$ (рис. 3).

Значения получены при использовании общепринятой методики и опубликованных данных [3]. Перепады температур при теплообмене в генераторе, конденсаторе, испарителе и абсорбере приняты равными 7–10 °С. Таким образом, рабочие температуры АХМ связаны с внешней температурой по формулам $t_{ис} = t_0 - 10$, $t_r = t_h - 10$, $t_{кд} = t_{OC} + 7$, $t_{AB} = t_{OC} + 7$. Потребление энергии насосом $P_H = (0,05 - 0,10)Q_h$ не учитывалось.

Из рис. 2, 3 видно, что с уменьшением t_{OC} , при прочих равных условиях, заметно возрастает η_e . Например, при снижении t_{OC} с 23 °С до 10 °С при температуре нагревающей среды 130 °С η_e повышается на 15–30%. Надо отметить, что тепловые коэффициенты

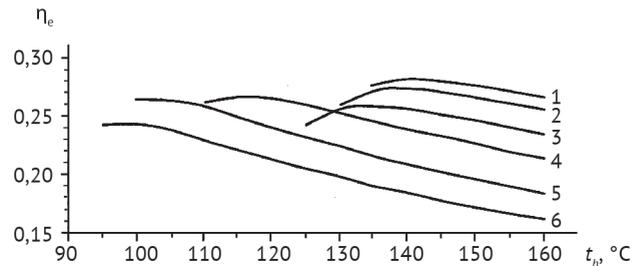


Рис. 2. Зависимость эксергического КПД η_e от температуры нагревающего источника t_h °С при температуре окружающей среды $t_{OC} = 23^\circ\text{C}$ и температуре в холодильной камере t_0 : 1 – -24°C ; 2 – -20°C ; 3 – -15°C ; 4 – -10°C ; 5 – -4°C ; 6 – 0°C

ξ одноступенчатых водоаммиачных АХМ имеют оптимальные соотношения температур окружающей t_{OC} и нагревающей t_h сред [3]. При этих соотношениях наилучшим образом синхронизируется работа теплового насоса и тепловой машины, которые входят в состав холодильного агрегата. Понижение температуры окружающей среды повышает термодинамическую эффективность совмещенных циклов теплового насоса и тепловой машины, а также коэффициент ξ . Снижение температуры холодильной камеры также ведет к росту η_e , что показывают графики на рис. 4, 5.

Расчеты показывают, что с уменьшением t_{OC} падает температура горячего теплоносителя t_h , необходимая для достижения наибольшего значения эксергического КПД. Это дает возможность использовать более низкотемпературные источники тепловой энергии.

На рис. 6 приведены расчетные значения теплового коэффициента обратимой АХМ $\xi_{об}$ от температуры окружающей среды t_{OC} при температуре источника тепла $t_h = 100^\circ\text{C}$. Температура окружающей среды является параметром. Из графиков видно, что с увеличением температуры окружающей среды тепловой коэффициент падает и составляет 0,76 при $t_{OC} = 30^\circ\text{C}$ и $t_0 = -30^\circ\text{C}$. С ростом температуры в холодильной

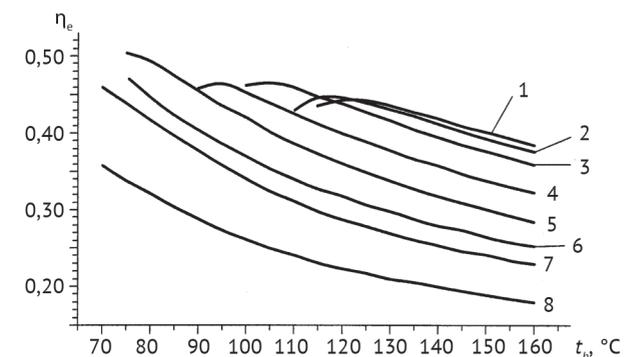


Рис. 3. Зависимость эксергического КПД η_e от температуры нагревающего источника t_h °С при температуре окружающей среды $t_{OC} = 10^\circ\text{C}$ и температуре в холодильной камере t_0 : 1 – -28°C ; 2 – -24°C ; 3 – -20°C ; 4 – -15°C ; 5 – -10°C ; 6 – -4°C ; 7 – 0°C ; 8 – 7°C

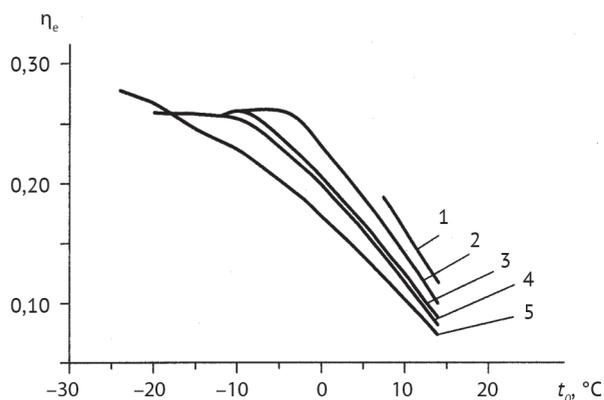


Рис. 4. Зависимость эксергического КПД η_e от температуры в холодильной камере t_0 °С при температуре окружающей среды $t_{OC} = 23$ °С и температуре нагревающего источника t_h : 1 – 70 °С; 2 – 80 °С; 3 – 90 °С; 4 – 100 °С; 5 – 110 °С

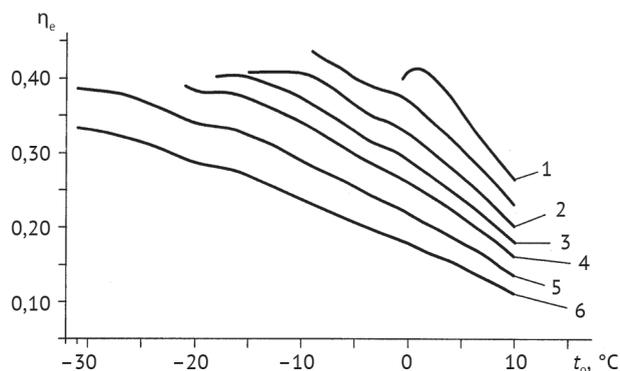


Рис. 5. Зависимость эксергического КПД η_e от температуры в холодильной камере t_0 °С при температуре окружающей среды $t_{OC} = 10$ °С и температуре нагревающего источника t_h : 1 – 70 °С; 2 – 80 °С; 3 – 90 °С; 4 – 100 °С; 5 – 110 °С; 6 – 130 °С; 7 – 160 °С

камере от -30 °С (график 7) до -1 °С (график 1) уменьшение ξ_{OB} происходит с большим градиентом, хотя само значение ξ_{OB} растет. Например, при $t_{OC} = 10$ °С рост составляет 370%.

Расчетные зависимости теплового коэффициента обратимой АХМ ξ_{OB} при температуре $t_h = 100$ °С от температуры в холодильной камере, представленные на рис. 7, показывают, что снижение температуры окружающей среды с 30 °С до 0 °С повышает ξ_{OB} с $0,76$ до $2,17$ при температуре в холодильной камере $t_0 = -30$ °С, а при $t_0 = -5$ °С ξ_{OB} увеличивается от $1,43$ до $14,36$. С ростом температуры окружающей среды зависимость $\xi_{OB}(t_0)$ становится более интенсивной.

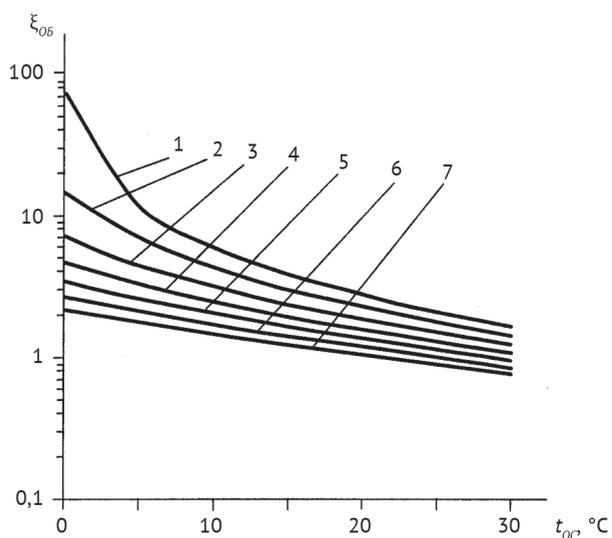


Рис. 6. Зависимость теплового коэффициента обратимой водоаммиачной АХМ ξ_{OB} от температуры окружающей среды t_{OC} °С при температуре источника тепла $t_h = 100$ °С и температуре в холодильной камере t_0 : 1 – -1 °С; 2 – -5 °С; 3 – -10 °С; 4 – -15 °С; 5 – -20 °С; 6 – -25 °С; 7 – -30 °С

Влияние эксергического КПД η_e на тепловой коэффициент ξ можно уменьшить, если ввести относительный тепловой коэффициент $\bar{\xi} = \frac{\xi^0}{\xi} = \frac{\xi_{OB}^0 \cdot \eta_e^0}{\xi_{OB} \cdot \eta_e} \cong \frac{\xi_{OB}^0}{\xi_{OB}}$,

где ξ^0 , ξ_{OB}^0 , η_e^0 — тепловой коэффициент и эксергический КПД при $t_{OC} = 0$ °С. Отношение $\frac{\eta_e^0}{\eta_e}$ принято равным 1, что, как показывают графики на рис. 2–5, мало влияет на результаты расчетов, цель которых — показать тенденции изменения теплового коэффициента АХМ.

Представленные на рис. 8, 9 зависимости (при $t_h = 100$ °С) относительного холодильного коэффициента от температур t_{OC} и t_0 более наглядно показывают

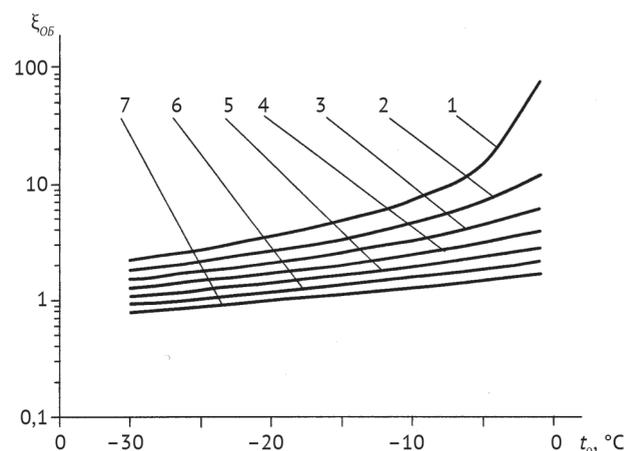


Рис. 7. Зависимость теплового коэффициента обратимой водоаммиачной АХМ ξ_{OB} от температуры в холодильной камере t_0 °С при температуре источника тепла $t_h = 100$ °С и температуре окружающей среды t_{OC} : 1 – 0 °С; 2 – 5 °С; 3 – 10 °С; 4 – 15 °С; 5 – 20 °С; 6 – 25 °С; 7 – 30 °С

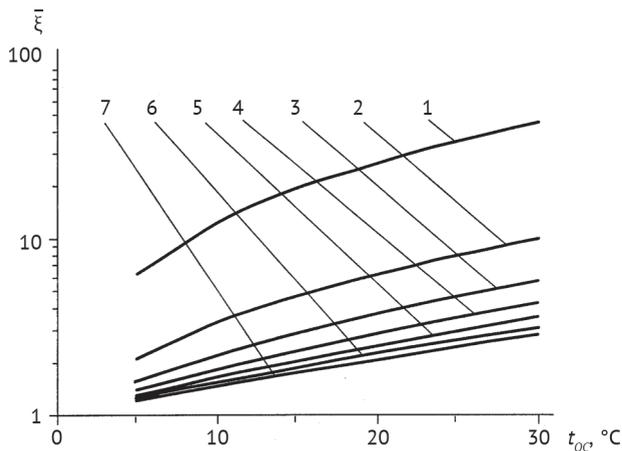


Рис. 8. Зависимость относительного теплового коэффициента $\bar{\xi}$ от температуры окружающей среды t_{OC} °C при температуре источника тепла $t_h = 100$ °C и температуре в холодильной камере t_0 : 1 – -1 °C; 2 – -5 °C; 3 – -10 °C; 4 – -15 °C; 5 – -20 °C; 6 – -25 °C; 7 – -30 °C

ют, как может уменьшиться потребляемая тепловая мощность при снижении температуры окружающей среды. При росте t_{OC} с 5 °C до 30 °C $\bar{\xi}$ повышается от 2,1 до 10 при температуре в холодильной камере $t_0 = -5$ °C и с 1,26 до 3,14 при $t_0 = -25$ °C (рис. 8). Соответственно, падает потребляемая АХМ тепловая мощность. Уменьшение температуры в холодильной камере с -5 °C до -30 °C ведет к снижению $\bar{\xi}$. Например, при $t_{OC} = 5$ °C (график 6) $\bar{\xi}$ уменьшится с 2,10 до 1,23 (рис. 9). Если $t_{OC} = 25$ °C (график 2), то относительный тепловой коэффициент меняется с 8,00 до 2,44. Рост потребляемой АХМ тепловой мощности \dot{Q}_h соответствует падению $\bar{\xi}$.

4. Совмещенная схема холодильной машины и сезонного аккумулятора холода

Схема установки, в которой для повышения теплового коэффициента ξ в качестве приемника тепловой энергии используется сезонный аккумулятор холода (САХ), изображена на рис. 10.

Одноступенчатая водоаммиачная абсорбционная холодильная машина 1 производит холод, потребляемый холодильной нагрузкой, которая находится в помещении. АХМ 1 передает теплоту от установленных в холодильной камере 2 теплообменников 3 к воспринимающей теплоту среде — ледяной воде, поступающей из сезонного аккумулятора холода 4. Он состоит из теплоизолированной емкости 5, в которой находится смесь воды 6 и льда 7 при температуре $t_{OC} \approx 0$ °C. Нагретая вода поступает из холодильной машины 1 через вход 8. Лед, находящийся в стакане 9, плавится. Холодная вода насосом 10 перекачивается из нижней части емкости 5 в абсорбционную холодильную машину 1. Зимой, при отрицательной температуре, стакан 9 заполняется замороженной водой. Несколько поочеред-

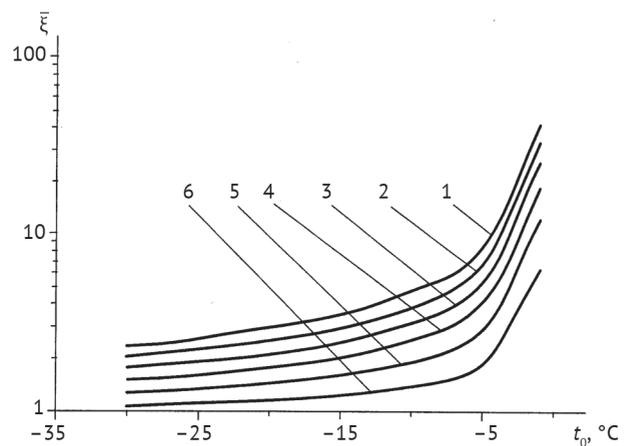


Рис. 8. Зависимость относительного теплового коэффициента $\bar{\xi}$ от температуры в холодильной камере t_0 °C при температуре источника тепла $t_h = 100$ °C и температуре окружающей среды t_{OC} : 1 – 30 °C; 2 – 25 °C; 3 – 20 °C; 4 – 15 °C; 5 – 10 °C; 6 – 5 °C

но подключаемых аккумуляторов холода обеспечивают непрерывную работу холодильной машины.

Перенос теплоты между потребителем холода 2 и аккумулятором холода 4 осуществляется за счет тепловой энергии, источником которой является нагреватель 11. Насос 12 обеспечивает циркуляцию теплоносителя в контуре нагреватель–холодильная машина. Особенность абсорбционной холодильной машины в том, что окружающая среда воспринимает теплоту не только от охлаждаемого объекта в камере 2, но и от нагревателя 11. Воспринимаемая сезонным аккумулятором холода 4 мощность \dot{Q}_{OC} равна, без учета мощности насоса, сумме холодильной нагрузки и потребляемого тепла. Это увеличивает запас льда, который должен находиться в САХ.

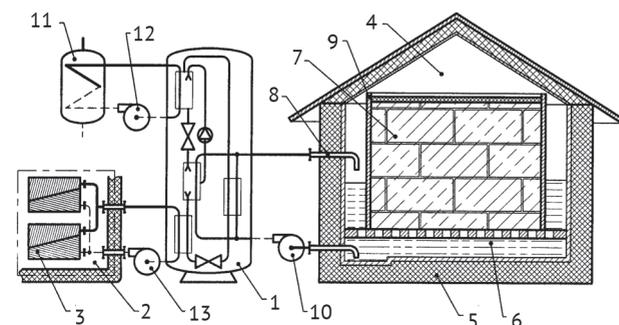


Рис. 10. Схема установки для производства холода абсорбционной холодильной машины с использованием сезонного аккумулятора тепла: 1 – водоаммиачная абсорбционная холодильная машина; 2 – холодильная камера; 3 – теплообменник; 4 – сезонный аккумулятор холода; 5 – теплоизолированная емкость; 6 – вода; 7 – лед; 8 – вход воды, нагретой в холодильной машине; 9 – стакан; 10 – водяной насос; 11 – нагреватель (источник низкотемпературной тепловой энергии); 12 – насос теплоносителя; 13 – насос хладагента

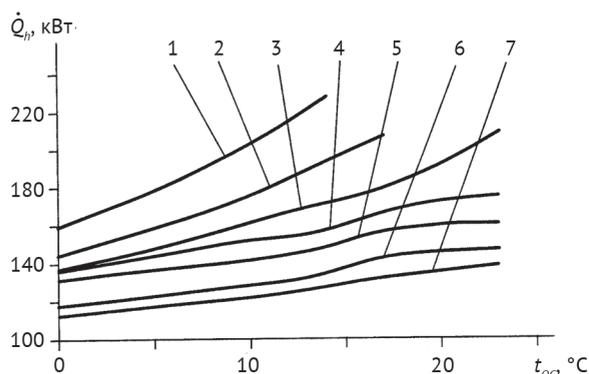


Рис. 11. Зависимость потребляемой тепловой мощности \dot{Q}_h водоаммиачной АХМ от температуры окружающей среды t_{OC} °С при холодильной нагрузке $\dot{Q}_0 = 100$ кВт, температуре источника тепла $t_h = 100$ °С и температуре в холодильной камере t_0 °С: 1 – -24 °С; 2 – -15 °С; 3 – -10 °С; 4 – -4 °С; 5 – 0 °С; 6 – 7 °С; 7 – 14 °С

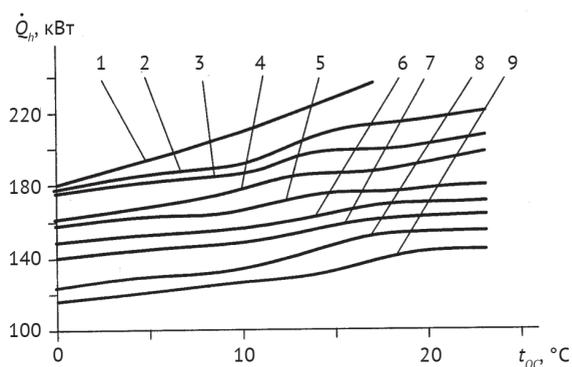


Рис. 12. Зависимость потребляемой тепловой мощности \dot{Q}_h водоаммиачной АХМ от температуры окружающей среды t_{OC} °С при холодильной нагрузке $\dot{Q}_0 = 100$ кВт, температуре источника тепла $t_h = 160$ °С и температуре в холодильной камере t_0 °С: 1 – -31 °С; 2 – -24 °С; 3 – -20 °С; 4 – -15 °С; 5 – -10 °С; 6 – -4 °С; 7 – 0 °С; 8 – 7 °С; 9 – 14 °С

5. Оценка эффективности предлагаемой системы

Эффективность использования САХ подробно иллюстрируется результатами термодинамических расчетов одноступенчатой водоаммиачной АХМ, холодильная мощность которой равна $Q_0 = 100$ кВт. Значения потребляемой тепловой мощности представлены на рис. 11, 12. При температуре нагревателя 100 °С уменьшение температуры окружающей среды t_{OC} с 25 °С до 0 °С обуславливает снижение потребляемой тепловой мощности на ~25% при температуре хладагента 14 °С и на ~30% при температуре хладагента -24 °С. При росте температуры нагревателя до 160 °С такое же снижение t_{OC} ведет к падению \dot{Q}_h на 20% при $t_0 = 14$ °С и на 30% при $t_0 = -31$ °С. Воспринимаемая окружающей средой тепловая мощность, равная $\dot{Q}_{OC} = -\dot{Q}_h - \dot{Q}_0 - P_H$, соответственно, увеличивается на ~110 кВт.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крылов В.И., Полянский А.Р., Синцов А.Л. Сезонный аккумулятор холода — энергосберегающая технология для России // Безопасность в техносфере. — 2010. — № 1(22). — С. 16–20.
2. Синцов А.Л. Энергосбережение и повышение безопас-

6. Заключение

Результаты оценочных термодинамических расчетов и расчетов одноступенчатой водоаммиачной АХМ позволяют сделать вывод о возможности значительно повысить эффективность производства холода при совместном использовании холодильной машины и сезонного аккумулятора холода. При этом снижается потребляемая машиной тепловая мощность, что позволяет увеличить производство холода при использовании тех же ресурсов. При одинаковых параметрах холодильной нагрузки Q_0 , t_0 можно сохранить термическую эффективность АХМ при более низкой температуре источника теплоты. Это расширяет диапазон утилизируемых ВЭР и делает перспективным использование САХ в установках, эксплуатирующих АХМ.

- ности при кондиционировании // Безопасность в техносфере. — 2012. — № 3(36). — С. 66–72.
3. Холодильная техника: Энциклопедический справочник. Техника производства искусственного холода. — М.: Госторгиздат, 1960.

Improving the Efficiency of Cold Production

A. L. Sintsov, Senior Research Assistant, Ph.D. in Technical Sciences, Power Engineering Research Institute of Bauman Moscow State Technical University

The paper is dedicated to the use of renewable energy in cold production, particularly to recycling low temperature heat (below 160 °C) by the absorption chiller (AC). In most, it is a secondary energy resource, which eliminates carbon emissions and thermal pollution. The possibility of increasing the efficiency of cold production for different consumers (including air conditioning) is considered. The result is achieved by using a seasonal cold accumulator, which is also a renewable source. Structural diagram and description of the workflow are proposed. The example of a single-stage water-ammonia AC illustrates the effect of external temperatures on the workflow. Results of thermodynamic calculations prove efficiency of combined AC and seasonal cold accumulator.

Keywords: absorption chiller, renewable energy, secondary energy resources, resource-saving, seasonal cold accumulator.