

УДК 621:662.6

Болдырев С.А., Клемеш Й.Я., Товажн्यानский Л.Л., Капустенко П.А., Гарев А.О., Арсеньева О.П.

**ИНТЕГРАЦИЯ АММИАЧНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛА
В ТЕПЛОВУЮ СИСТЕМУ ЗДАНИЙ**

Введение

В последнее время значительное увеличение стоимости энергоресурсов и повышение уровня выбросов двуоксида углерода в окружающую среду обусловило необходимость в разработке решений для увеличения энергоэффективности существующих производств [1]. Для жилищно-коммунального сектора эта проблема не является исключением, особенно когда речь идет об источниках теплоты низкого потенциала. Наиболее эффективным методом для утилизации низкопотенциального тепла является применение тепловых насосов. Это хорошо проиллюстрировано в литературе [2, 3].

Холодильные системы супермаркетов, которые находятся в густозаселенных жилых микрорайонах, используют аммиачные холодильные машины для системы заморозки, охлаждения и хранения продуктов. Во время работы подобных аммиачных агрегатов большое количество низкопотенциального тепла не используется, а сбрасывается в атмосферу через систему охлаждения. Технология утилизации низкопотенциального тепла для других производственных нужд была описана в работе [4]. Но оптимальное решение сложно найти без детального анализа производственных потоков, теплообмена на различных температурных уровнях и рекуперации тепла. Одним из передовых и эффективных методов для достижения оптимальной энергоэффективности является интеграция процессов [5–7]. Эта методология имеет весьма широкое применение при производстве и хранении продуктов питания, как было продемонстрировано в публикациях различных исследователей [1].

Ранее в работе [8] была показана возможность интеграции аммиачного холодильного цикла в тепловую схему сыро-молочного завода, что дало значительное сокращение затрат на энергоносители. В данной работе исследуется возможность использования теплоты конденсации аммиачной холодильной машины для супермаркета. Сначала рассмотрена возможность использования теплоты перегрева аммиака и частично теплоты конденсации. Далее исследована возможность дополнительной компрессии аммиака для увеличения температуры его конденсации. Оба случая рассмотрены с использованием методологии интеграции процессов [5, 6], которая позволяет оптимизировать энергопотребление и интегрировать тепловые насосы и другие тепловые машины в теплообменную сеть.

Моделирование процесса

Исследуемый холодильный агрегат супермаркета представляет собой традиционную аммиачную холодильную машину [9]. Экстрагированные технологические данные позволили построить модель процесса с помощью программы UniSim Design [10]. Модель процесса дает возможность уточнить потоковые данные. На рисунке 1 представлена модель аммиачного холодильного цикла. Тепло перегрева и конденсации хладагента сбрасывается в атмосферу. Это тепло может быть использовано для нагрева технологических потоков, которые в данный момент нагреваются за счет внешних энергоносителей. Потоки исследуемого процесса и их теплофизические свойства сгруппированы в таблице 1.

Таблица 1 – Потоковые данные исходного процесса

| № | Название | Тип | TS, °C | TT, °C | G, т/ч | C, кДж/ (кг·°C) | r, кДж/ кг | CP, кВт/°C | ΔH, кВт |
|---|----------------------------|------|-----------|-----------|-----------|-----------------------|------------------|---------------|------------|
| 1 | Охлаждение аммиака | Гор. | 155 | 30 | 3,194 | 3,250 | | 2,883 | 360,43 |
| | Конденсация аммиака | Гор. | 30 | 30 | 3,194 | | 1146 | | 1016,76 |
| | Охлаждение жидкого аммиака | Гор. | 30 | 20 | 3,194 | 4,750 | | 4,214 | 42,14 |
| 2 | Подогрев воды | Хол. | 15 | 60 | 15,000 | 4,190 | | 17,458 | 785,63 |
| 3 | Подогрев воздуха | Хол. | 10 | 30 | 50,000 | 1,005 | | 13,958 | 279,17 |
| 4 | Воздух для тепловых завес | Хол. | 10 | 55 | 25,000 | 1,005 | | 6,979 | 314,06 |

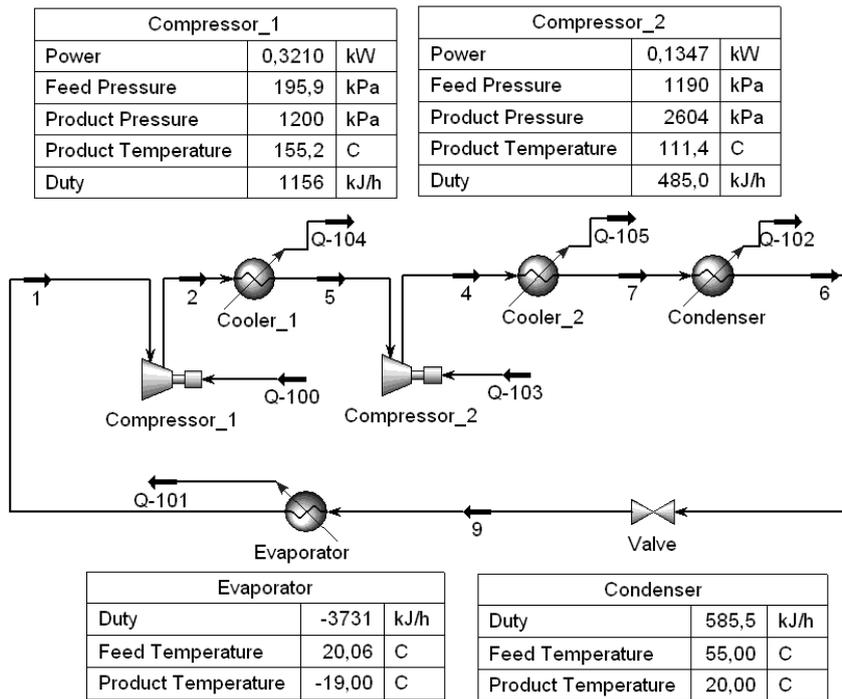


Рисунок 1 – UniSim модель амміачного холодильного цикла

Создание системы рекуперации

Для построения системы рекуперации тепловой энергии воспользуемся инструментами пинч-анализа [11]. Построим составные кривые технологических потоков. Минимальное температурное сближение между теплоносителями принимаем равным 5 °C. Это позволяет наиболее полно использовать потенциал потоков для рекуперации теплоты. Построение составных кривых показывает потенциал энергосбережения для существующего процесса и целевые значения для подвода и отвода тепла, а также локализацию точки пинча [7]. Составные кривые процесса с минимальным температурным сближением равным 5 °C показаны на рисунке 2.

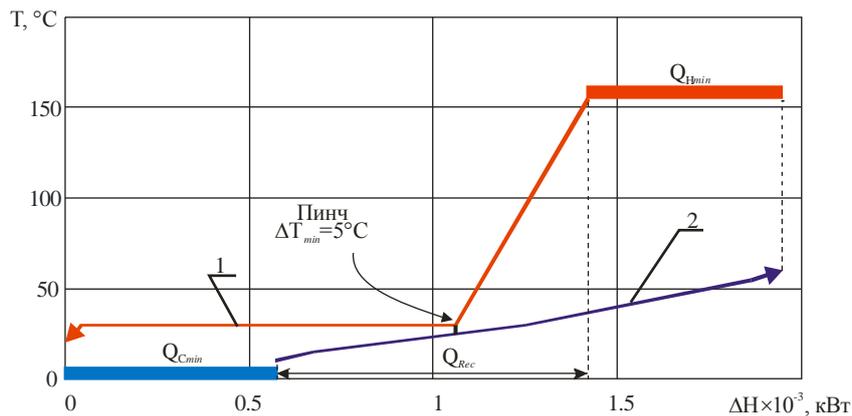


Рисунок 2 – Составные кривые исходного процесса для $\Delta T_{\min} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$

1 – горячая составная кривая; 2 – холодная составная кривая; $Q_{H\min} = 530\text{ кВт}$ – горячие утилиты; $Q_{C\min} = 570\text{ кВт}$ – холодная утилиты; $Q_{\text{Rec}} = 849\text{ кВт}$ – мощность рекуперации в системе теплообмена

Составные кривые показывают, что рекуперация тепловой энергии для существующей системы технологических потоков может составлять 849 кВт, при $\Delta T_{\min} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Используя данные, полученные в результате построения составных кривых, создадим систему теплообменников для рекуперации тепла. Для этого воспользуемся сеточной диаграммой. Сеточная диаграмма системы теплообменных аппаратов для исследуемой системы потоков показана на рисунке 3.

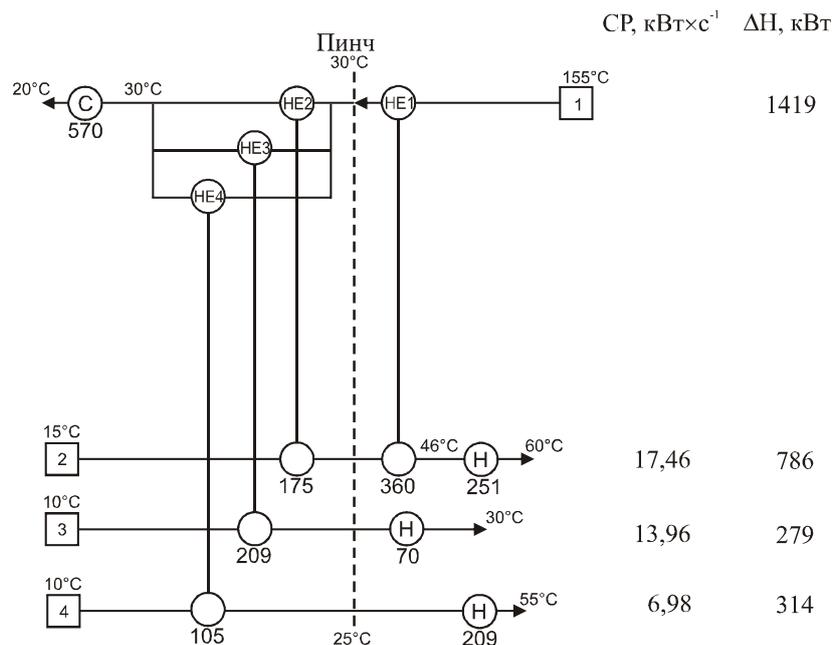


Рисунок 3 – Сеточная диаграмма исследуемой системы потоков для $\Delta T_{\min}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$
 HE1-4 – рекуперативные теплообменные аппараты; С – холодильник; Н – нагреватели; CP– потоковая теплоемкость,
 ΔH – потоковая энтальпия

Сеточная диаграмма показывает, что для рекуперации 849 кВт тепловой энергии необходимо 4 рекуперативных теплообменника. При этом горячие и холодные утилиты составят 530 и 570 кВт, соответственно. Общая площадь дополнительной теплообменной поверхности составит 225 м². Принимая стоимость установки 1 теплообменника 5000 долл. США, стоимость 1 м² теплообменной поверхности 500 долл. США, стоимость горячих утилит – 350 долл.США за 1 кВт×год, а холодных – 35 долл.США за 1 кВт×год (стоимости 2011 года), ориентировочный срок окупаемости составляет 5 месяцев.

Использование дополнительного компримирования аммиака

Конфигурация составных кривых на рис. 2 показывает, что увеличив температуру конденсации можно изменить положение точки пинча, и, тем самым, увеличить потенциал рекуперации тепла. С использованием программы UniSim Design была построена модель холодильной машины с дополнительным сжатием (рис. 4). Это позволило получить потоковые данные для дальнейшего анализа по улучшению тепловой интеграции аммиачного холодильного цикла супермаркета в тепловую сеть. Данные технологических потоков, которые могут быть включены в тепловую интеграцию, представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Данные технологических потоков для системы с дополнительным компримированием

| № | Название | Тип | TS, °C | TT, °C | G, т/ч | C, кДж/(кг·°C) | г, кДж/кг | CP, кВт/°C | ΔH, кВт |
|---|----------------------------|------|--------|--------|--------|----------------|-----------|------------|---------|
| 1 | Охлаждение аммиака 1 ст. | Гор. | 125 | 30 | 3,194 | 3,250 | | 2,883 | 273,93 |
| 2 | Охлаждение аммиака 2 ст. | Гор. | 111 | 60 | 3,194 | 4,275 | | 3,793 | 193,44 |
| | Конденсация аммиака | Гор. | 60 | 60 | 3,194 | | 986,2 | | 874,98 |
| | Охлаждение жидкого аммиака | Гор. | 60 | 20 | 3,194 | 4,935 | | 4,378 | 175,14 |
| 3 | Подогрев воды | Хол. | 15 | 60 | 15,000 | 4,190 | | 17,458 | 785,63 |
| 4 | Подогрев воздуха | Хол. | 10 | 30 | 50,000 | 1,005 | | 13,958 | 279,17 |
| 5 | Воздух для тепловых завес | Хол. | 10 | 55 | 25,000 | 1,005 | | 6,979 | 314,06 |

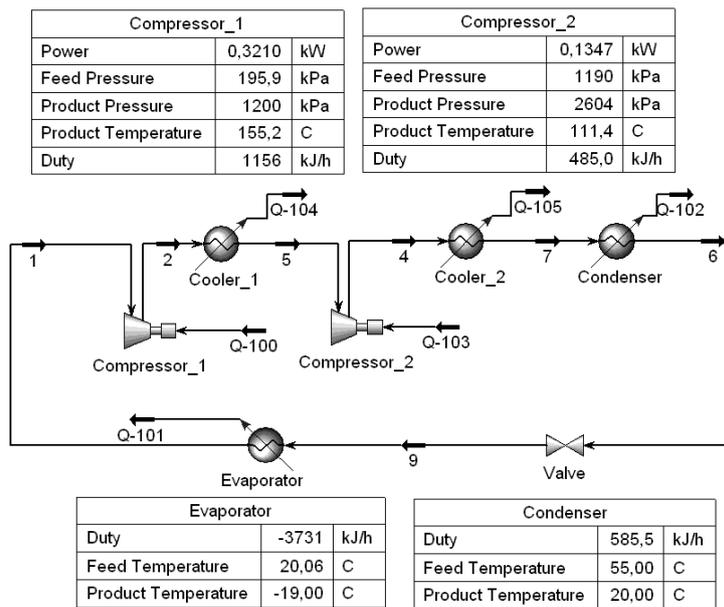


Рисунок 4 – UniSim модель амміачної холодильної машини з додатковим компримуванням

Для вибору мінімальної різниці температур в системі теплообмінників були побудовані залежності вартості теплообмінної поверхні, вартості енергоносітелей і загальної приведенної вартості від ΔT_{min} (рис. 5). Крива загальної приведенної вартості має мінімум при $\Delta T_{min} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$. На участку кривої від $\Delta T_{min} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ до $\Delta T_{min} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ загальна приведенна вартість змінюється незначительно. При цьому затрати на енергоносії будуть нижче при $\Delta T_{min} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$. Наявність мінімуму на кривій приведенної вартості енергії (крива 1, рис. 5) пояснюється пороговим характером складових кривих [11]. Для порогових задач, як правило, ΔT_{min} вибирається рівним ΔT порога. В нашому випадку це значення рівно $17 \text{ }^\circ\text{C}$. Відповідно, при виборі $\Delta T_{min} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ для проектування теплообмінної мережі, загальна вартість проекту буде близька до мінімальної і ΔT_{min} буде відповідати порогу.

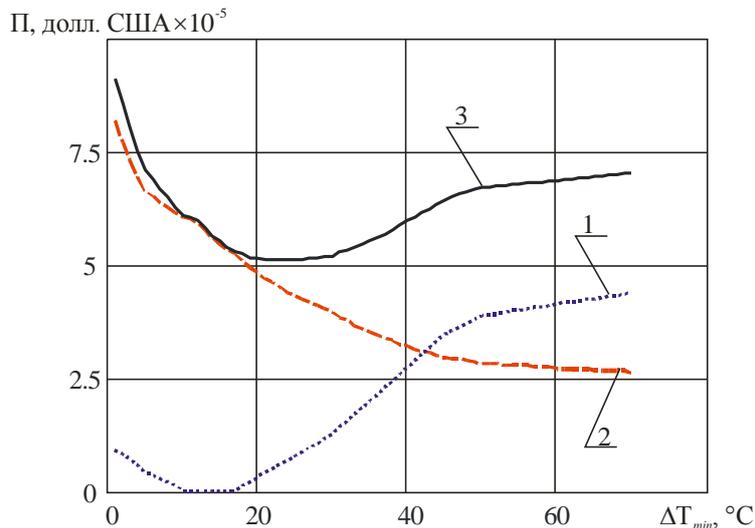


Рисунок 5 – Стойностні залежності
 1 – приведенна вартість енергоносітелей; 2 – приведенні капітальні затрати;
 3 – загальна приведенна вартість

Складові криві технологічних потоків з додатковим компримуванням, побудовані для $\Delta T_{min} = 17 \text{ }^\circ\text{C}$ показані на рис. 6. Видно, що рекуперація зростає до 1379 кВт , холодні утиліти зменшуються до 139 кВт , а необхідність в гарячих утилітах зникає.

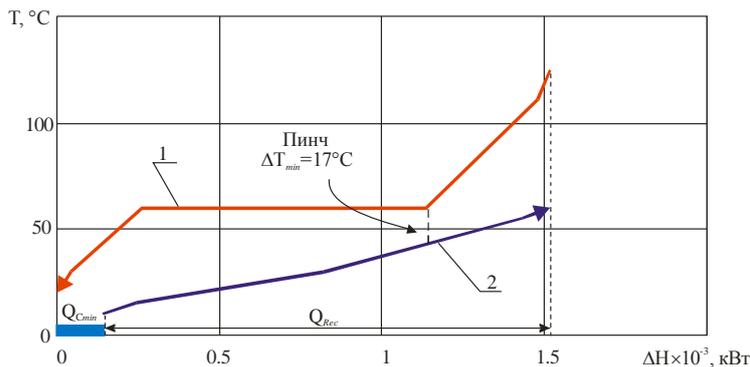


Рисунок 6 – Составные кривые процесса с дополнительным компримированием аммиака $\Delta T_{\min} = 17\text{ }^\circ\text{C}$. 1 – горячая составная кривая; 2 – холодная составная кривая; $Q_{C\min} = 139\text{ кВт}$ – холодная утилиты; $Q_{\text{Rec}} = 1379\text{ кВт}$ – мощность рекуперации

Таким образом, применение дополнительного компримирования аммиака позволит удовлетворить потребности в нагреве всех холодных потоков системы горячими потоками, не используя утилит. Составные кривые также показывают локализацию точки пинча и его температуры. Далее необходимо оценить, будет ли экономически целесообразно использовать систему с дополнительным сжатием аммиака. Для этого построим сеточную диаграмму системы теплообменников (рис. 7).

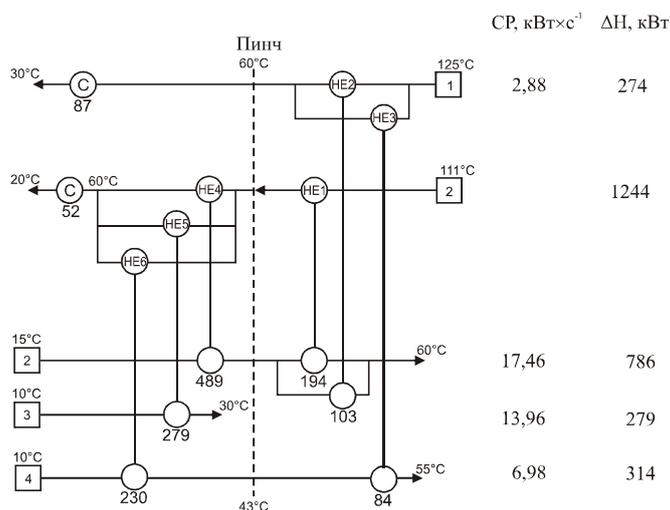


Рисунок 7 – Сеточная диаграмма системы потоков с дополнительным компримированием аммиака $\Delta T_{\min} = 17\text{ }^\circ\text{C}$
 HE1-6 – рекуперативные теплообменные аппараты; C – холодильники; CP – потоковая теплоемкость;
 ΔH – потоковая энтальпия

Сеточная диаграмма состоит из 6 рекуперативных теплообменных аппаратов и двух утилитных холодильников. Общая площадь поверхности теплообмена дополнительного оборудования ориентировочно составит 377 м². Для работы схемы с дополнительным сжатием также необходима установка компрессора, который будет потреблять 135 кВт электрической энергии. Стоимость компрессора составит 50 000 долл. США. Стоимость теплообменного оборудования и стоимость энергоносителей аналогична расчетам схемы без дополнительного сжатия аммиака. При этом срок окупаемости проекта реконструкции схемы с использованием дополнительного компримирования потока аммиака составит 7 месяцев.

Заключение

Анализ работы аммиачного холодильного цикла супермаркета показал наличие возможности использования теплоты перегрева и конденсации потока аммиака. Это тепло может использоваться для подогрева воды и воздуха, что значительно сократит затраты на энергоносители. Применение дополнительного компримирования потока аммиака улучшает тепловую интеграцию, но для реализации такого проекта необходимы большие капитальные затраты. Однако экономическая оценка такого проекта реконструкции показывает его целесообразность.

Результаты данной работы могут быть использованы при реконструкции существующих и проектировании новых аммиачных холодильных циклов супермаркетов. При реализации таких проектов необходимо проводить дополнительный анализ систем энергопотребления, поскольку каждая из них обладает своим набором потоков и особенностями оборудования, а также технологическими ограничениями.

Благодарности

Работа выполнена при поддержке Европейской Комиссии проект INTHEAT (contract № FP7-SME-2010-1-262205).

Литература

1. Klemes̃ J. Handbook of water and energy management in food processing / Klemes̃ J., Smith R. Kim J.-K. – Cambridge: Woodhead Publishing Limited. 2008. – 1056 p.
2. Reay D.A. Heat pumps: design and applications / Reay D.A., Macmichael D.B.A. – Oxford: Pergamon Press. 1988.
3. Gorshkov V.G. Heat pumps. Analytical survey. / Gorshkov VG. – In: Handbook of industrial equipment. 2004. vol. 2. – p. 47–80
4. Korfitsen E. Ammonia high pressure heat pumps in food refrigeration applications / Korfitsen E., Kristensen A.P.R. – Int. J. Refrig. 1998; No. 21(3) – p. 212–218.
5. Kemp J.C. Pinch analysis and process integration. A user guide on process integration for the efficient use of energy / Kemp J.C. – Oxford.: Elsevier. 2007. – 396 p.
6. Smith R. Chemical process design and integration / Smith R. – Chichester.: John Wiley & Sons Ltd. 2005. – 688 p.
7. Смит Р. Основы интеграции тепловых процессов / Смит Р., Клемеш Й., Товажнянский Л.Л. и др. – Харьков.: НТУ «ХПИ». 2000. – 456 с.
8. Petro O. Kapustenko. Integration of heat pump into the heat supply system of cheese production plant / Petro O. Kapustenko, Leonid M. Ulyev, Stanislav A. Boldryyev, and others. – Energy. 2008. Vol. 33. No 6. – p. 882–889.
9. Щербин В.А. Холодильные станции и установки / Щербин В.А., Гинберг Я.И. – М.: Химия. 1976. – 376 с.
10. UniSim® Design software. <Ahpweb.honeywell.com/Cultures/en-US/Products/ControlApplications/simulation/UniSimDesign/default.htm>.
11. Klemes J. Sustainability in the Process industry – Integration and Optimization / Klemes J., Friedler F., Bulatov I. and others. – New-York: McGraw-Hill. 2010. – 362 p.

УДК 621:662.6

Болдирев С.О., Клемеш І.Я., ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.О., ГАРЕВ А.О., АРСЕНЬЄВА О.П.

ІНТЕГРАЦІЯ АМІАЧНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ В ТЕПЛОВУ СИСТЕМУ БУДИНКІВ

В роботі наведено можливість використання низькопотенційного тепла аміачного холодильного циклу. Запропоновано проект інтегрованої теплообмінної системи для підігріву води та повітря для потреб муніципальних будівель. Розглянуто варіант підвищення тиску аміаку з допомогою компресора заради збільшення рекуперації теплової енергії. Наведено вибір мінімальної температурної різниці для системи теплообмінників. Розраховано економічну ефективність впровадження проекту системи рекуперації.

Boldryyev S.A., Klemes J.J., Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.O, Garev A.O., Arsenyeva O.P.

AMMONIA REFRIGERATION CYCLE INTEGRATION IN BUILDINGS HEATING SYSTEM

In this work the possibility of ammonia low potential heat utilization is investigated with use of process integration methodology. The two operation modes are considered. The first one is the use of ammonia gas superheating and partly ammonia condensation. The low condensation temperature of ammonia is limiting the low potential heat usage. The second option is introduction of ammonia additional compression to increase the temperature of ammonia condensation. The low potential heat consumers are the hot water supply system, air preheating system and air heating for the fans.