

Литература

1. Мешалкин В.П., ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л., КАПУСТЕНКО П.А. Основы теории ресурсосберегающих химико-технологических систем. Учебное пособие.–Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 412 с.
2. Даффи Дж., Бекман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии.–М: Мир, 1977.– 420 с.
3. Селихов Ю.А., Селихова Л.Ю., Бухкало С.И. Полімерна композиція, Патент України, № 72078 А, Бюл. № 10, 2004.
4. Селихов Ю.А., Селихова Л.Ю., Селихова Н.В., Бухкало С.И. Двоконтурна геліоводонагрівна установка, Патент України, № 64198 А, Бюл. № 2, 2004.
5. Бекман У., Гилли П. Тепловое аккумулялирование энергии. М., Мир. 1987. – 470 с.
6. Мацевитый Ю.М., Ведь В.Е., Иванов В.А., Лушпенко С.Ф. Разработка безобжиговых теплоизолирующих материалов для высокотемпературных покрытий металлов: Доповіді Національної академії наук України: Сб. научн. тр. – №10.-Харьков:-1998. – С. 112 – 117.
7. Эксергетические расчеты технических систем: Справ. пособие/ Бродянский В.М. и др.: Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. АН УССР. Ин-т технической теплофизики.- Киев: Наук. Думка, 1991. – 360 с.
8. Бабіченко А.К., Тошинський В.І., Михайлов В.С., Подустов М.О., Пугановський О.В. Промислові засоби автоматизації. Ч.1. Вимірювальні пристрої / За заг. ред. А.К. Бабіченка: Навчальний посібник. – Харків: НТУ «ХПІ», 2001 р. – 470 с.

УДК 664.012.3.048.5 – 0.48.34

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВВУ С ТЕПЛОМЫМ НАСОСОМ

Смирнов Г.Ф., д-р техн. наук, профессор, Зыков А.В., канд. техн. наук, доц.,
Резниченко Д.Н., аспирант

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Приведено сравнение путей снижения затрат энергии при концентрировании растворов выпариванием. Произведена оценка эффективности применения испарительно-конденсационных систем трансформации энергии в сравнении с традиционными схемами с механической компрессией пара. Для промежуточного теплоносителя найдена температура испарения, обеспечивающая минимум удельных энергозатрат при заданных условиях.

The comparison of ways of vacuum evaporator energy saving is shown. The energy efficiency value of the evaporative-condensing thermal transformation systems is compared with the mechanical vapor compressing system one. The evaporative temperature setting up the minimum of specific energy consumption for specified conditions is found.

Ключевые слова: концентрирование, выпаривание, энергосбережение, тепловой насос, оптимизация.

Один из приемов в пищевых производствах заключается в организации выпаривания исходных растворов в вакууме. Особую важность имеют процессы, при которых лучше всего сохраняются органолептические и санитарно-гигиенические их качества. Исследования и разработка таких технологий получения продуктов соответствуют режимам обработки исходного сырья, при которых с одной стороны под влиянием температуры удается максимально дезинфицировать исходную массу, с другой стороны сохранить ее органолептические и санитарно-гигиенические качества. Эти противоречивые требования могут быть решены при организации процессов концентрирования в вакууме с кратковременным воздействием высоких температур и быстрым охлаждением. Такие требования технологии существенно усложняют инженерную реализацию, но, успешно решаются использованием выпаривания в вакуум-выпарных аппаратах и быстрым охлаждением природными средствами (ледяной водой или охлажденными газами). Последнее напрямую связано с применением средств холодильной техники. Это означает, что традиционные технологии, которые реализуют столь противоречивые требования, тяготеют к существенному росту использования энергии. Поэтому изучение эффективных путей снижения затрат энергии, их оптимизация и практическое применение выглядят как актуальные направления исследований в области совершенствования пищевых технологий. Возможным путем этого может быть введение в пищевую традиционную технологию теплового насоса.

При концентрации продуктов в однокорпусных вакуум аппаратах расходуется 1,2 ... 1,3 кг пара на 1 кг выпаренной воды. При этом 75% всей тепловой энергии, расходуемой остается во вторичных парах, направляемые на конденсацию. Использование теплоты вторичного пара в тепловых аппаратах ограничивается из-за их низкой температуры (50 ... 60 °С). Однако энтальпия вторичного пара температурой 50 ... 60°С сравнительно мало отличается от энтальпии водяного насыщенного пара температурой 120 ... 130°С. Поэтому очень выгодно использовать в тепловых аппаратах вторичный пар в качестве теплоносителя. Для этого его заранее сжимают, в результате чего давление и температура его повышаются.

При увеличении степени сжатия вторичного пара повышается расход энергии, поэтому вторичный пар сжимают только до определенного предела. Минимальное повышение температуры вторичного пара при сжатии 8 ... 12 °С и определяется необходимым перепадом между температурами пара и среды, воспринимающей теплоту. При таком перепаде температур обеспечивается нормальная интенсивность теплообмена, хотя в этих условиях необходима сравнительно большая поверхность нагрева. Возможно уменьшение поверхности за счет использования большего температурного напора, создаваемого теплоносительной установкой (ТНУ).

Для сравнения 2х вариантов (без ТНУ и с ним) необходимы данные затрат энергии и стоимости. Сравняется вариант без ТНУ, в котором расходы энергии имеют место в форме тепла греющего пара в количестве равном 40.4 кг / час. Кроме этого следует учесть затраты энергии на охлаждение вторичного пара с целью его конденсации; а также затраты мощности на отсасывание конденсата из конденсатора и его подачу насосом.

Вариант с ТНУ имеет затраты энергии на работу теплового насоса, которые определены величиной в 18 кВт электрической энергии. В случае, то если ТНУ отводит тепло конденсации, нужно учитывать только расходы механической энергии на возвращение конденсата в систему. Вероятно, нужно будет также учитывать затраты энергии для обеспечения нужного вакуума в аппарате. Однако представляется, что эти расходы будут одинаковыми в обоих вариантах. Таким образом, важную роль в процедуре сопоставления сравниваемых вариантов технических решений играть объективная оценка с точки зрения энергетической ценности греющего пара.

Для объективного сравнения нужно для каждого случая найти свои оптимальные условия. Так для традиционной схемы следует установить те уровни температур греющего пара и расходов охлаждающей среды, при которых суммарные расчетные расходы будут минимальными. При этом предполагается, что в суммарные расходы входят расходы на греющий пар и поверхность теплообмена парогенератора на стороне нагрева и расходы на систему охлаждения для получения конденсата вторичного пара. В схеме с тепловым насосом уровне температур нагрева и охлаждения определяют расходы и стоимость энергии на работу ТНУ. При этом необходимо учитывать, что в определенном диапазоне температур кипения t_0 и температур конденсации t_k могут быть использованы различные типы хладагентов, поскольку зависимости отношения и разности давлений в процессе сжатия и всасывания мало отличаются с изменением типа хладагента. Однако преимуществами, с точки зрения энергетической эффективности, обладают рабочие среды, обеспечивающие минимальные значения степени сжатия P_k/P_0 и максимальную объемную теплопроизводительность Q_v . Также важным при выборе оптимальных параметров является анализ поведения рабочих веществ в области высоких температур в связи с изменением показателя адиабаты и теплоемкости и их влияние на энергетические характеристики ТН. Предпочтительный выбор рабочего агента связан с термодинамическим циклом, по которому работает ТН, температурной областью и типом компрессора [1]. Энергетическая эффективность системы с ТН в значительной степени зависит от установленных температурных уровней. С другой стороны, эти же параметры, непосредственно влияют на размеры тех же теплообменных аппаратов. В первичной постановке можно не учитывать изменения в стоимости нагнетателей: насоса в схеме охлаждения и компрессора в ТНУ. Определим процедуру выбора указанных оптимальных параметров: температуры нагрева и охлаждения для обоих условий сравнения: традиционной схемы испарения (с использованием греющего пара) и схемы с тепловым насосом.

1. Примем расчет затрат, связанных с использованием греющего пара, исходя из определения его возможностей производства им энергии при его подаче в паросиловой установки, работающей по стандартной схеме, при организации стандартных условий конденсации. При этом подходе для определения оптимального значения температуры греющего пара по величине суммарных расчетных расходов будет необходимо считать масштабы потерь (расходов) энергии, обусловленных изменением его температуры (давление) и суммировать их затратами на поверхность генератора вторичного пара (испарителя). Оптимальная температура охлаждения определяться суммой расходов на организацию подачи среды (расход газа или жидкости) охлаждающей включая затраты энергии на подачу теплоносителя, и расходов на поверхность конденсатора вторичного пара.

2. Для определения оптимальных условий нагрева и охлаждения в схеме с тепловым насосом предполагается, что изменения температур и связанного с ними давления в испарителе и конденсаторе тепло-

вого насоса, непосредственно будут влиять на затраты мощности; с другой стороны они же будут влиять на расходы на стоимость соответствующих теплообменных аппаратов.

Для расчетов примем, что технология требует температуры испарения (концентрации) в 50 °С. Примем следующий набор значений температур греющего пара и охлаждающей среды 55 °С; 60 °С; 65 °С; 70 °С; и 20 °С; 18 °С, 15 °С и 12 °С; соответственно, следует также иметь в виду, что важным фактором, влияющим на решение, будет массовый расход охлаждающей среды. Ограничимся на этом этапе температурными параметрами, считая, что для определения потерь энергии, связанных с отбором греющего пара, он может быть использован в паровой турбине с давлением на выходе 0.003Мпа и к.п.д. 0.8. Принятым выше температурам греющего пара будут отвечать следующие значения давления 15.74кПа; 19.19кПа; 25кПа и 31.16кПа соответственно. При этом адиабатические перепады при разрежении до давления в 3кПа будут равны соответственно: 183 кДж/кг; 189 кДж/кг; 195 кДж/кг и 224 кДж/кг. При $t = 55\text{ °С}$; 60 °С, 65 °С и 70 °С имеем следующие условные потери энергетической мощности 1.67 кВт; 1.73кВт; 1.79кВт и 2.06кВт. Для того, чтобы привести эту составляющую суммарных затрат связанных с использованием греющего пара некоторого потенциала, к деньгам следует умножить эти величины на время работы выпарной установки в году и на стоимость единицы электрической энергии. В корректном расчете следует учитывать изменение расхода греющего пара, связанное с указанным изменением давления насыщения и теплоты фазового перехода. В цифрах указанных выше это не учитывается. В общем расчете суммарных расходов было бы правильно использовать полное время работы выпарной установки (в годах). Другая важная составляющая суммарных расходов должна учитывать стоимость поверхностей теплообмена парогенератора и конденсатора. В простых случаях можно из расчета поверхности теплообмена телефонов, переходя к определению массы материала, принимая по анализу пропорциональности стоимости изготовления монтажа и наладки, вводя коэффициенты, учитывающие амортизацию, ремонт и текущее обслуживание за тот же период, что и в расчетах потерь энергии, получать этот важный слагаемое в суммарных затратах. Таким образом, можно записать:

$$P_{\Sigma} = \frac{S_{\text{кап}}}{T_{\text{н.о.}}} + S_{\Sigma} \quad (1)$$

здесь $S_{\text{кап}}$ - капитальные затраты, ТН.О.- расчетное число лет (срок окупаемости), S_{Σ} - все расходы на эксплуатацию, включая стоимость затрат энергии и стоимость греющего пара, а также расходы на обслуживание и ремонт оборудования. Для первого шага последние составляющие пока не будем учитывать. Примем срок окупаемости 8 лет; стоимость энергии определим исходя из числа часов работы аппарата в году в 2000 часов и стоимости 1 кВтчаса по 1.3 гривны. Это даст нам вторые слагаемые для традиционной схемы в виде следующих величин 4350;4490; 4650; 5360 гривен; для всех выше указанных вариантов. Определим масштабы капитальных затрат на теплообменные аппараты, для чего из совместного решения уравнений теплообмена при конденсации и кипении для различных значений температуры насыщения греющего пара (55°С; 60°С; 65°С; 70°С) с учётом температурных депрессий получили следующие величины температур кипения продукта:44.07°С; 46.078°С; 48°С и 49.8°С. Этим температурам соответствовали коэффициенты теплоотдачи при кипении 6300; 7750; 8900 и 10000 Вт/(м²·К) и плотности тепловых потоков: 100000; 137000; 175000 и 217000 Вт/м². Эти значения дают размеры поверхностей, генерирующих пар, при полном тепловом потоке, равном 26.83 кВт: 0.268;0.202;0.16;0.13 м² соответственно. Стоимости этих поверхностей определяем исходя из сведений [3] для толщины стенки трубы в 38мм внутренним диаметром равным 1 мм; 0.7 кв. м. её будет иметь массу 5.4 кг; при толщине в 2мм – 10.8 кг. Если принять, что стоимость трубчатой поверхности будет пропорциональна стоимости отдельных трубок, а переход от неё к стоимости трубного пучка возможен введением множителя 2; тогда максимальная оценка стоимости одного квадратного метра этой поверхности составит 3000гривен. Используя эти соображения и приходим к расчетам затрат на поверхность, генерирующую пар, по найденным выше её величинам в таком виде: 800 гривен; 606; 484 и 390 гривен,

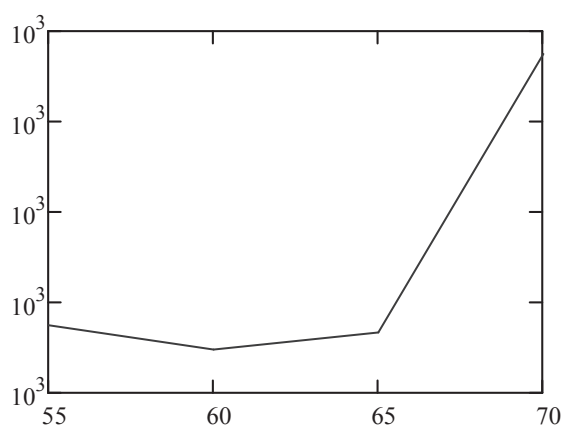


Рис. 1 – Зависимость суммарных расчётных затрат от температуры греющего пара, при принятых условиях расчётов.

генерирующую пар, по найденным выше её величинам в таком виде: 800 гривен; 606; 484 и 390 гривен,

соответственно. Если принять, что необходимый срок окупаемости должен составить 1 год, тогда первые слагаемые в формуле (1) составят для всех принятых вариантах: 800 гривен; 606; 484 и 390 гривен, соответственно. При таких условиях получим величины суммарных расчётных затрат для этих вариантов в виде зависимости, представленной на рис. 1.

Из этого графика следует, что наилучшим образом принятым условиям отвечает температура греющего пара вблизи $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Разумеется, если изменить какое – то из условий, также как исходные величины для расчётов составляющих затрат, то могут измениться и эти данные. Можно предположить, что если изменится только масштаб производительности, то оценки оптимальных параметров не изменятся. Вместе с тем, в действительности, изменение масштаба не может не повлиять на удельные стоимости отдельных слагаемых затрат. Об этом нужно помнить.

Таким образом, для выполнения сравнения варианта вакуум выпарной установки традиционной формы действия с вариантом, в котором масштабы потребления греющего пара будут компенсироваться работой теплового насоса, необходимо выполнить расчёты конденсатора для конденсации вторичного пара. Желательно для этого также найти оптимальные его параметры. Исходными являются следующие данные: температура конденсации, расход охлаждающей среды, её температура на входе и её теплофизические свойства. Простым вариантом может быть использование в качестве охлаждающей среды воды. Частным случаем может быть применение «ледяной воды», т.е. воды в смеси с льдом. Этот вариант должен учитывать в расчётах затрат траты на образование льда, как энергетические, так и капитальные. Вероятно, возможно применение и холодильной установки для конденсации вторичного пара. Не будем рассматривать два последних варианта. Ограничимся только первым. Не станем принимать какую то конструкцию конденсатора и примем, коэффициент теплопередачи равным $1000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Так как температура конденсации равна $23\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температура воды на входе в среднее время не менее $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, то для температуры воды на выходе её максимальное значение не может быть выше $21\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это ограничение определяет средний температурный напор в конденсаторе равным $5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Тем самым определяется и поверхность теплообмена в конденсаторе равной $5,2\text{ м}^2$ а её стоимость при использовании тех же оценок затрат, что и для парогенератора, даст такую величину: 15600 гривен. К этому в процедуре сравнения следует добавить затраты энергии на прокачку охлаждающей воды, включая все другие элементы традиционной системы охлаждения: насос; фильтры; трубопроводы для подачи воды и отвода её и т.д. Наибольшая неопределённость в процедуре сравнения будет связана с определением стоимости теплонасосной установки, включая выбор для неё оптимальных значений температур нагрева и охлаждения. Для уменьшения сложностей в этом вопросе будем принимать в вариантах с ТНУ те же значения температур нагрева (греющего пара) и охлаждения (конденсации), что и в традиционном варианте. Т.е. в данном случае это будут температура в конденсаторе ТНУ $60\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура в испарителе ТНУ $18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для этих параметров и теплопроизводительности в $28,4\text{ кВт}$ найдём основные параметры ТНУ: тепловая мощность нагрева – $28,4\text{ кВт}$; тепловая мощность на конденсацию – $22,9\text{ кВт}$; мощность на привод компрессора – $5,5\text{ кВт}$, при к. п. д. в 0.8. Теплоносителем принят хладон R – 134a.

Также необходимо отметить в анализе и выпарные аппараты с механической рекомпрессией пара. Помимо снижения энергозатрат эти аппараты характеризуются отсутствием необходимости в использовании внешних энергоносителей: охлаждающей воды и греющего пара. Выпускаемые промышленностью установки с механической рекомпрессией работают с перепадами температур в аппарате и греющей камере до $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Удельные затраты энергии составляют $350\text{--}400\text{ кДж}/\text{кг}$ испаренной влаги [2].

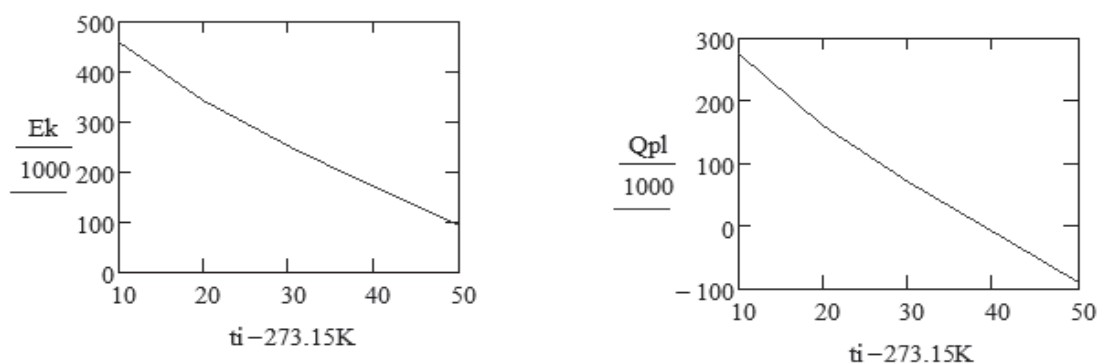


Рис. 2 – Зависимость мощности компрессора ТН E_k и излишков тепловой энергии Q_{pl} от температуры испарителя ТН t_i .

Для сравнения оценим удельное энергопотребление аналогичной системы с парокомпрессионным ТН, в котором в качестве промежуточного рабочего тела используется хладон R134a. Однако удельное энергопотребление такой системы значительно зависит от температуры конденсации вторичных паров. Поэтому, варьируя температуру испарителя ТН, получаем зависимость мощности компрессора ТН E_k от температуры t_i , при этом в конденсаторе ТН возникнут излишки тепловой энергии Q_{pl} , что отображено на рис. 2.

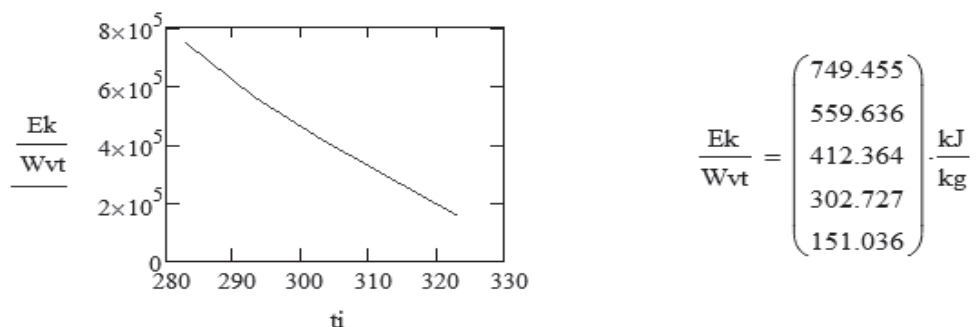


Рис. 3 – Зависимость удельных энергозатрат в системе с ТН от температуры испарителя ТН

При этом при температуре испарителя 38,5 С излишки тепла равны нулю. А удельные затраты энергии составят 302 кДж/кг (рис. 3), что на 15 % меньше общих затрат энергии в системе с механическим сжатием.

Таким образом, энергетическая эффективность различных систем термотрансформации при концентрировании жидких продуктов существенно зависит от технологических условий проведения процесса. Также, можно отметить, что для систем с испарительно-конденсационным контуром целесообразно находить оптимальные соотношения температур испарителя и конденсатора в рамках технологических условий.

Литература

1. Володин В.И. Влияние внутренних и внешних факторов на эффективность тепловых насосов // ПРЕПРИНТ ИПЭ-22.— Мн.: ИПЭ АНБ, 1996.
2. ЭСВА - выпарные аппараты с рекомпрессией водяного пара // <http://zaobmt.com/index.php/industryequipmentlm/144-evaporator.html>
3. <http://imperacom.ua/ru/price>