

УДК 536.76:66.045

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

*канд. техн. наук, доц. В.Е. ПИТОЛИН
(Полоцкий государственный университет)*

Изложены результаты теоретических исследований режимов работы паровой сушильной установки для сушки строительной пропитанной армированной стеклосетки. Показано, что реальный расход греющего пара на установку в 1,5–2 раза выше теоретического, определенного методами составления теплового баланса. Это подтверждается эксергетическим расчетом, методика выполнения которого приводится в статье. Результаты теоретических исследований подтверждаются практикой эксплуатации установки, оборудованной системой автоматического регулирования подачи греющего пара. Показано, что величина термической эксергии пара, поступающего на установку, полностью определяет технико-экономические характеристики ее работы, обусловленные безвозвратными потерями тепла. Чем больше величина термической эксергии греющего пара, подаваемого на установку, тем меньше потери тепловой энергии. При этом отмечается, что отборный пар теплоисточника различных давлений имеет одинаковую стоимость вне зависимости от располагаемой эксергии. Предложены методы повышения эффективности работы установок такого типа.

Ключевые слова: эксергия, 1-й и 2-й законы термодинамики, установки теплообмена, сушильные установки.

Введение. В технологических процессах производства строительных материалов доля расходуемого топлива, водяного пара и электроэнергии достигает 70–80% в себестоимости готовой продукции. При этом степень использования потребляемой энергии может быть незначительна – всего 25–30%. Остальная часть расходуемой энергии составляет безвозвратные потери. Высокую энергоемкость и малый КПД технологических процессов определяет низкий уровень их термодинамического совершенства.

Существующие методы расчета теплообменных установок не позволяют в процессе проектирования оценить возможные реальные потери тепловой энергии при их эксплуатации. При проектировании теплообменных установок обычно выполняется только тепловой расчет в соответствии с первым законом термодинамики, т.е. с помощью составления уравнений материального и теплового балансов. Такой метод проектирования теплопотребляющих установок может привести и приводит к неоправданным потерям тепловой энергии. С одной стороны, это объясняется недостаточно высоким КПД установки или отдельных блоков, из которых она состоит, с другой стороны, выполнить исследование режимных факторов на этапе проектирования установки иногда не представляется возможным в связи с отсутствием соответствующих практических рекомендаций и опытных данных.

В настоящей работе на примере теплового расчета паропотребляющей установки для сушки строительной стеклосетки, пропитываемой упрочняющим раствором, выполняется оценка энергоэффективности с использованием эксергетических методов расчета и сравнение полученных данных с результатами ее последующей эксплуатации на греющем паре различных параметров.

Описание конструкции установок. Сетка перевивочная армирующая пропитанная фенолформальдегидными смолами [1], изготовленная из стекловолокна, находит широкое применение в строительстве при наружной облицовке стен и при изготовлении абразивного инструмента различного назначения.

Технологический процесс пропитки связующим веществом и последующей сушки обычно выполняется на пропиточно-сушильной установке вертикального типа.

Пропитываемая стеклосетка устанавливается на барабан подающего узла. Затем по направляющим опускается в ванну с пропитывающим раствором и далее поступает в сушильную камеру, представляющую собой вертикальную шахту нагрева воздуха и сушки сетки.

Просушиваемый материал протягивается по высоте камеры в несколько оборотов.

Материал (сетка) движется с постоянной скоростью по натяжным валикам и направляющим между рядами паровых труб в потоке воздуха, подаваемого в шахту снизу дутьевым вентилятором.

Схема подачи греющего пара и воздуха на установку показана на рисунке 1.

На выходе с последнего направляющего валика полностью просушенная сетка наматывается на товарный валик.

Процесс пропитки и сушки происходит непрерывно с короткими остановками для сцепления очередного рулона на подаче (перед ванной с пропиточным составом) и снятия готового рулона стеклосетки с приемного узла пропиточно-сушильной установки.

Процесс высушивания сетки после пропитки осуществляется за счет конвективного теплообмена с окружающим воздухом и радиационного теплообмена с поверхностями нагрева.

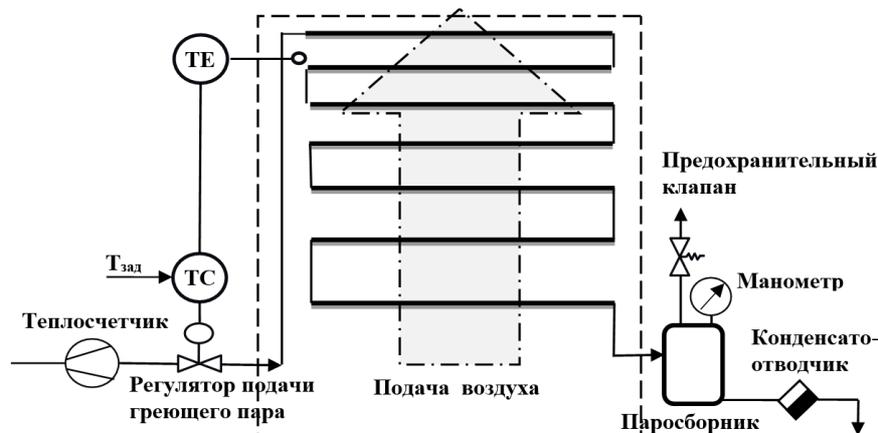


Рисунок 1. – Схема парового обогрева сушильной установки

Тепловой расчет сушильной установки. Требуемый удельный расход тепловой энергии на просушку одного погонного метра пропитанной сетки обычно рассчитывается методом составления уравнений материального и теплового балансов [2].

Определим массовый расход M (кг/с) просушиваемого материала:

$$M = (G + P_{nc}) \cdot V, \quad (1)$$

где G – приведенная масса сетки до обработки, кг/м²;

P_{nc} – приведенная масса пропитывающего состава, наносимого на сетку, кг/м²;

V – скорость движения сетки в сушильном агрегате, обычно 1,67 м/с.

Поток влаги W (кг/с), удаляемой при сушке сетки в сушильной установке:

$$W = M \cdot \left(1 - \frac{100 - w_1}{100 - w_2} \right), \quad (2)$$

где w_1 – исходное влагосодержание в материале на момент поступления в сушильную камеру, %, определяется как $P_{nc} / (G + P_{nc}) \cdot 100\%$;

w_2 – максимально допустимое влагосодержание высушенной сетки (не более 2%) [1].

Из уравнения материального баланса (3) находим массовый расход воздуха F_b (кг/с), необходимый для поглощения и транспортировки удаляемой влаги и равный производительности вентилятора:

$$F_b = \frac{W}{(d_2 - d_1)}, \quad (3)$$

где d_1 и d_2 – влагосодержание воздуха, соответственно, на входе и на выходе сушильной камеры, кг/кг, которое определяется по диаграмме Моляе для температуры воздуха на входе $t_1 = 10$ °С (среднегодовая температура) и $t_2 = 120$ °С на выходе из установки [2].

С целью компенсации потерь гидравлического напора потока воздуха в установке реальный расход дутьевого вентилятора рекомендуется увеличить на 20–25%.

Теоретически необходимый расход греющего пара F_n (кг/с) находится из уравнения теплового баланса:

$$F_n \cdot (i_n - i_k) = F_b \cdot (i_{b2} - i_{b1}), \quad (4)$$

где i_n – энтальпия сухого насыщенного пара, кДж/кг, поступающего на установку при избыточном давлении 0,7 мПа и температуре 170 °С [3];

i_k – энтальпия конденсата на выходе из установки, кДж/кг (при температуре 110 °С и избыточном давлении 0,07 мПа);

$i_{в2}$ и $i_{в1}$ – энтальпия влажного воздуха соответственно на входе в сушильную камеру установки и на выходе из нее, кДж/кг, которые находятся по диаграмме Молье состояния влажного воздуха или по формуле Л.К. Рамзина для атмосферного давления [2]:

$$i_{в} = t + d \cdot (2493 + 1,97t). \quad (5)$$

Но уравнение (4) дает лишь общее представление о количестве требуемой тепловой энергии для работы установки. Очевидно, что насыщенный пар с температурой ниже 120 °С ($\leq 0,2$ МПа) не сможет нагреть воздух до заданной температуры, даже обладая необходимым количеством тепловой энергии.

Для более точного определения расхода пара на установку необходимо выполнить эксергетический расчет установки.

Эксергетический расчет установки [4; 5]. Обычно эксергетический расчет теплообменной установки начинают с определения располагаемой термической эксергии греющего пара. Причем величина эксергии пара должна быть равна или больше требуемой тепловой энергии, рассчитанной по уравнению (4).

Под термической эксергией рабочего тела обычно понимают максимальную работу, которую можно получить от рабочего тела при осуществлении технологического процесса передачи тепловой энергии до достижения равновесия с окружающей средой. При этом реальная температура окружающей среды определяется по условиям технологического процесса [4].

Оценка величины термической эксергии Ξ (кДж/с), вносимой с греющим паром, выполняется по формуле (6), являющейся следствием теоремы Карно:

$$\Xi = F_{п} \cdot (i_{п} - i_{к}) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{п}}\right), \quad (6)$$

где T_0 – температура окружающей среды (град. К);

$T_{п}$ – температура греющего пара (град. К).

Безвозвратные потери эксергии D_i (кДж/с) определяются из выражения для закона Гюи-Стодолы [5]:

$$D_i = T_0 \cdot \Delta S_i, \quad (7)$$

где $\Delta S_i = F_i \cdot \Delta s_i$ – приращение энтропии, обусловленное безвозвратными потерями тепла i -го вида.

Потери эксергии в теплообменном аппарате обычно бывают четырех видов: потери, определенные конечной разностью температур теплоносителей; потери от гидравлического сопротивления потока теплоносителя; потери через теплоизоляцию в окружающее пространство и потери, вызванные теплопроводностью вдоль тракта движения теплоносителя.

Потери эксергии от конечной разности температур D_1 (кДж/с), где теплообмен происходит с изменением фазового состояния теплоносителя при постоянной температуре, можно определить по формуле

$$D_1 = T_0 \cdot F_{п} \cdot (i_{п} - i_{к}) \cdot \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}\right), \quad (8)$$

где T_1 – температура конденсации потока пара, К;

T_2 – усредненная по длине канала температура воздуха, К.

Потери эксергии от гидравлических сопротивлений D_2 (кВт) обычно незначительны. Их можно оценить по мощности приводов вентиляторов и нагнетателей:

$$D_2 = Z_{пн} + Z_{в}, \quad (9)$$

где $Z_{пн}$ – мощность привода питательного насоса, отнесенная к паровому потоку отбора, кВт;

$Z_{в}$ – мощность привода дутьевого вентилятора, кВт.

Потери эксергии в окружающее пространство D_3 (кВт) для установки, находящейся в помещении оцениваются по формуле

$$D_3 = \alpha \cdot S \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}, \quad (10)$$

где S – суммарная площадь поверхности теплоизоляции установки, м²;

Δt – разность температур на поверхности изоляции и окружающего воздуха;

α – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду, который приближенно можно оценить, как $\alpha = 9,74 + 0,07\Delta t$, Вт/(м²·К) [5].

Потери эксергии от теплопроводности вдоль тракта теплообмена в сушильных установках, подобных нашей, обычно малы и ими можно пренебречь.

Эксергетический КПД определяется из уравнения (11):

$$\eta_{\Sigma} = 1 - \frac{\Sigma D_i}{\Sigma} \quad (11)$$

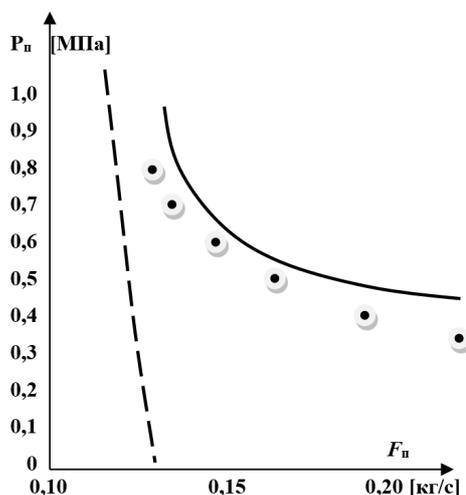
В нашем случае эксергетический КПД получается равным 0,67, что достаточно неплохо.

Рассчитаем величину эксергии по формуле (6) и определим реально необходимый расход греющего пара F_{Π}^* (кг/с) на установку для обеспечения ее работоспособности с учетом эксергетического КПД по формуле:

$$F_{\Pi}^* = \frac{\Sigma}{\eta_{\Sigma} \cdot (i_n - i_k) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\Pi}}\right)} \quad (12)$$

Расход пара будет в 2,6 раза больше рассчитанного по тепловому балансу (4). Снижение параметров пара ниже 0,7 МПа приведет к еще большему увеличению расхода. Результаты расчета показаны на рисунке 2.

Параметры греющего пара, подаваемого на установку, могут изменяться в широком диапазоне давлений и, соответственно, температур. Вследствие этого расход пара на установку также может изменяться в широком диапазоне.



— — — — теоретический; — — — — реальный;
● ● — при постоянной эксергии

Рисунок 2. – График расхода пара на установку

Если нанести на график (см. рисунок 2) значения расходов греющего пара, обеспечиваемого системой автоматического регулирования, можно видеть, что характер зависимости изменения расхода пара, задаваемого автоматическим регулятором, практически полностью совпадает с графиком расчетного расхода греющего пара, обладающего различной термической эксергией.

Рассчитаем общие потери тепловой энергии $Q_{\text{пот}}$ (кДж/с) при работе установки, предполагая, что конденсат не возвращается теплоисточнику, а утилизируется:

$$Q_{\text{пот}} = (F_{\Pi}^* - F_{\Pi}) \cdot (i_{ni} - i_0) - F_{\Pi} \cdot (i_k - i_0), \quad (13)$$

где i_0 – энтальпия воды при температуре 10 °С (температура «холодного» источника для систем коммерческого учета отпуска тепловой энергии).

Термический КПД установки можно определить по формуле

$$\eta_{\Gamma} = \frac{F_{\Pi}^* \cdot (i_n - i_k) - Q_{\text{пот}}}{F_{\Pi}^* \cdot (i_n - i_k)} \quad (14)$$

Рассчитанный по этой формуле термический КПД установки не превышает 24%.

Обычно низкий КПД сушильных установок такого типа объясняют плохим качеством теплоизоляции или выносом большого количества тепла с воздухом из-за повышенной адгезии пропитываемого состава. Но если исследовать процесс сушки методами эксергетического анализа, можно сделать заключение

о непригодности пара пониженных параметров для данной установки, приводящее к большим безвозвратным потерям тепловой энергии.

Следует отметить, что теплосодержание сухого насыщенного пара при изменении его давления от 0,1 до 1,0 МПа изменяется незначительно – всего на 3% при изменении его температуры в широких пределах (на 65 °С). Но, согласно графику работы установки, задаваемому системой автоматического регулирования (см. рисунок 2), можно сделать заключение, что существует критическая температура пара. Пар с температурой ниже критической не может обеспечивать работоспособность сушильной установки, поскольку не обеспечивает требуемое качество сушки даже при увеличении его расхода до предельных величин, обусловленных пропускной способностью регулирующего клапана. Очевидно, что нагреть воздух до температуры 120 °С способен лишь пар с температурой выше указанной.

Изменение конструкции или режима работы установки, например, при уменьшении скорости движения сетки, эта температура может существенно изменяться.

Так, например, при снижении скорости движения сетки и соответствующем уменьшении подачи воздуха методами частотного регулирования приводных электродвигателей, существенно снижается и критическая температура t_2 . Что и было рекомендовано сделать эксплуатирующей организации в данном случае для снижения потребления тепловой энергии, т.к. повысить температуру греющего пара или изменить конструкцию установки без существенных капитальных затрат в данном конкретном случае было невозможно.

Заключение

1. Метод эксергетического анализа режима работы сушильной установки в совокупности с результатами работы систем автоматического регулирования позволяет наиболее наглядно определить степень совершенства конструкции сушильной установки и режимов ее эксплуатации, а также понять причины безвозвратных потерь тепловой энергии.

2. Эксергетический анализ показывает, что реальный расход тепла теплообменных установок обычно в 1,5–2 раза больше теоретического, определенного тепловым методом расчета.

3. При выборе отборного пара для использования в теплообменной установке следует отдавать предпочтение пару с большим давлением и, следовательно, с большей термической эксергией при их равной стоимости (<https://minenergo.gov.by/wp-content/uploads/Vitebsk-1.pdf>). Это позволит существенно снизить потери тепловой энергии при эксплуатации установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сетки стеклопластиковые конструкционные. Технические условия : ТУ 6-48-00202956-35-98. – Полоцк : ОАО «Завод стекловолокна». – 1998. – 26 с.
2. Лебедев, П.Д. Теплообменные сушильные и холодильные установки / П.Д. Лебедев. – М. : Энергия, 1972. – 317 с.
3. Вукалович, М.П. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М. : Изд-во стандартов, 1969. – 407 с.
4. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М. : Энергия, 1968. – 279 с.
5. Казаков, В.Г. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учеб. пособие / В.Г. Казаков, П.В. Луканин, О.С. Смирнова. – СПб. : СПбГТУ РП, 2013. – 93 с.

Поступила 11.12.2020

EXERGY METHOD FOR EVALUATING THE OPERATION OF A DRYING PLANT

V. PITOLIN

The results theoretical studies of the operating modes of a steam drying plant for drying a construction impregnated reinforced glass mesh are presented. It is shown that the actual consumption of heating steam for the installation is 1.5-2 times higher than the theoretical one determined by the methods of compiling the heat balance. This is confirmed by the exergy calculation, the method of implementation of which is given in the article. The results of theoretical studies are confirmed by the practice of operating a unit equipped with an automatic heating steam supply control system. It is shown that the value of thermal exergy of steam supplied to the installation completely determines the technical and economic characteristics of its operation, due to irrecoverable heat losses. The greater the value the thermal exergy of the heating steam supplied to the installation, the lower the loss of thermal energy. At the same time, it is noted that the selected steam of a heat source of different pressures has the same cost, regardless of the exergy available. Methods for increasing the efficiency of this type of installations are proposed.

Keywords: exergy, 1st and 2nd laws of thermodynamics, heat exchange units, drying units.