

ОБ ОПАСНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СТАНДАРТНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ БЕЗ УЧЕТА ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССА

К.О. Гончарук, аспирант, Д.С. Корнилова, студент, Д.С. Яковлев, аспирант, Н.Н. Прохоренко, доцент

Кафедра процессов и аппаратов химических технологий им. Н.И. Гельперина, Московский технологический университет (Институт тонких химических технологий), Москва, 119571 Россия

@ Автор для переписки, e-mail: goncharuk.kirill@gmail.com

Значительную часть современного оборудования химических производств составляет стандартное оборудование. В частности широко распространены стандартные теплообменные аппараты. Возможные отклонения в работе теплообменников на производствах от заданных параметров их эксплуатации могут приводить к ухудшению качества работы всей технологической системы. В связи с этим в статье делается попытка выдвинуть гипотезу о том, с чем могут быть связаны нарушения в работе теплообменников. Авторами применяется методика расчета технологической надежности для исследования работоспособности вертикального кожухотрубного теплообменного аппарата. Предварительно для конкретных условий работы рассчитывается размер теплопередающей поверхности вертикального теплообменника и выбирается стандартный аппарат. Затем применяется методика расчета технологической надежности для рассчитанного и стандартного теплообменников. Решается эксплуатационная задача при условии, что внешние воздействия на процесс теплопередачи не фиксированы, а переменны и находятся в своих разрешенных интервалах. Сопоставив значение величины вероятности работоспособности для рассчитанного теплообменника и выбранного стандартного аппарата, делаются выводы о целесообразности использования стандартного теплообменного аппарата.

Ключевые слова: теплообмен, надежность, стандартное оборудование, теория подобия, конденсация.

HAZARDS OF STANDARD HEAT-EXCHANGE EQUIPMENT IMPLEMENTATION IN CHEMICAL TECHNOLOGY WITHOUT CONSIDERING THE PROCESS SPECIFIC CHARACTER

K.O. Goncharuk, D.S. Kornilova, D.S. Yakovlev, N.N. Prokhorenko

Moscow Technological University (Institute of Fine Chemical Technologies), Moscow, 119571 Russia

@ Corresponding author e-mail: goncharuk.kirill@gmail.com

Standard equipment is a considerable part of modern equipment of chemical plants. In particular, standard heat exchangers are widespread. Possible deviations in the operation of heat exchangers at plants from the preset parameters of their operation can lead to deterioration of the operation of the whole technological system. For this reason an attempt is made in the article to suggest a hypothesis explaining what can lead to disfunction in the operation of heat exchangers. The authors use a method of calculating technological reliability to study the operability of a vertical shell-and-tube heat exchanger. First, the size of the heat transfer surface of the vertical heat exchanger is calculated for specific conditions of work, and a standard device is chosen. Then a method of calculating the technological reliability of the calculated and standard heat exchangers is applied. An operating problem is solved on the assumption that external impacts on the heat transfer process are not fixed, but varied and are within their acceptable intervals. After comparing the probability of the workability of the calculated heat exchanger and of the chosen standard apparatus, a conclusion is made about the expediency of using the standard heat exchanger.

Keywords: heat exchange, reliability, standard equipment, similarity theory, condensation.

В последние годы теплообмену, в частности, такому распространенному в химической промышленности процессу, как теплообмен в кожухотрубных теплообменниках, уделяется мало внимания, в основном статьи посвящены лишь проектированию [1, 2]. Между тем, технологические режимы работы теплообменника также могут вызывать проблемы и даже приводить к его механическому разрушению. Анализ технологической надежности вертикального теплообменника с происходящим в нем процессом конденсации греющего пара показывает неоднозначность современных подходов к подбору оборудования в ряде случаев.

Анализ надежности в данной статье проводится в соответствии с теорией технологической надежности [3], представляющей наиболее актуальной для оценки работы теплообменника при наличии математической модели. Этот способ расчета показателя технологической надежности выбран потому, что он является корректным и позволяет выявить наиболее вредные внешние воздействия и устранить их, тем самым увеличить надежность эксплуатации аппарата (или, как следствие, всей технологической схемы).

Приведем два основных определения [4]:

Надежность – работоспособность во времени.

Работоспособность – состояние объекта (системы), при котором значения всех параметров, характеризующих способность объекта (системы) выполнять целевые функции, соответствуют требованиям нормативно-технической и/или конструкторской документации.

В основе данной работы лежит мысленный эксперимент. Основные расчеты велись в рамках этого эксперимента с применением устоявшейся методики расчета, доработанной авторами для решения эксплуатационной задачи. В данном случае результаты представляют как практический, так и научный интерес.

Основная задача сформулирована как проверка гипотезы о вреде избыточной поверхности теплообмена, приведенной в [3]. Проблемой в данном случае автор [3] считал значительный запас поверхности теплопередачи у принимаемых стандартных теплообменников во многих случаях, в частности, в современных компьютерных программах расчета теплопередачи. Данное утверждение представляется логичным, однако в рамках мысленного эксперимента мы попытаемся ответить на вопрос, каково влияние избыточной поверхности теплообмена.

Постановка задачи

Если представить процесс теплообмена с бесконечной поверхностью (см. рис. 1), то возможно рассмотреть два предельных случая – температуры выхода отличаются незначительно (для противото-

ка, представленного на рисунке, температуры входа и выхода двух потоков), т.е. технология предполагает близкие температуры теплоносителя и рабочей жидкости. Второй вариант – разница в температурах обеспечивает большую движущую силу процесса, но предполагается отличие температур потоков на конце (для противотока см. рис. 1) теплообменника. Исходя из формулы теплопередачи (1) [5, 6], предполагаем, что теплообменник с бесконечной поверхностью способен передать бесконечное количество тепла.

$$Q = KFA_t \quad (1)$$

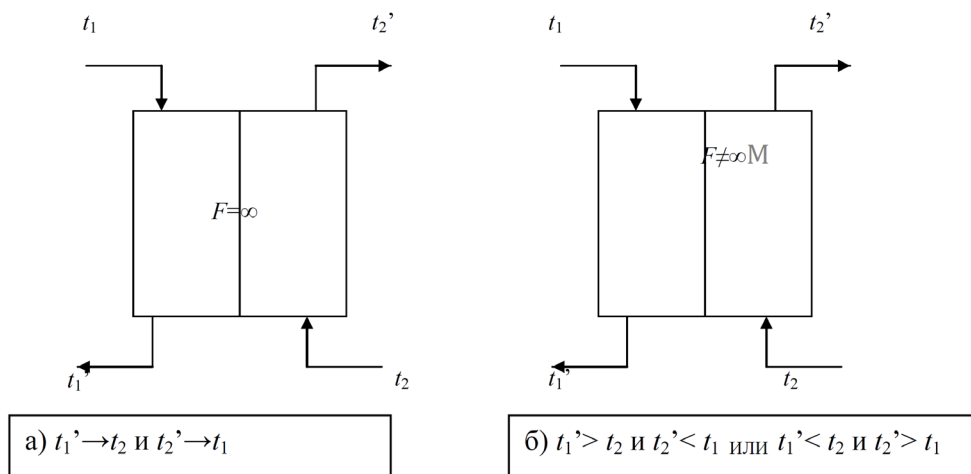
Однако если площадь является фиксированной, а константу K мы примем постоянной (она слабо изменяется в сравнении с бесконечностью), то у нас все еще остается переменная движущая сила – средне логарифмическая разница температур. При достижении равенства температур на концах теплообменника происходит умножение бесконечности на 0 и возникает неопределенность. В этом случае можно сказать, что при бесконечной поверхности теплообмена разница температур на концах теплообменника не может быть больше бесконечно малой величины, иначе в стационарном процессе происходит передача бесконечного количества тепла, которого в потоке просто нет. По сути, в этом случае произойдет передача тепла вплоть до $\Delta_t \rightarrow 0$. Таким образом, представленный в эксперименте второй вариант не реализуется.

Таким образом, можно предположить, что наибольший вред запас поверхности приносит именно в случае наличия большой движущей силы, т.е. в тех случаях, когда температуры потоков значительно отличаются и предполагается прогреть один поток лишь до конкретной температуры, а не до температуры, максимально близкой к температуре греющего потока. Таким образом, нам необходимо проверить, как повлияет небольшой запас площади на технологическую надежность теплообменника, при котором 1) есть обусловленное физически ограничение на предельную температуру потока; 2) есть существенная разница в температурах между потоками.

На практике подобные теплообменники встречаются довольно часто в нефтехимии, где можно обогревать потоки насыщенным паром только из уже имеющихся паропроводов со стандартными фиксированными давлениями. Причем температура конденсации насыщенного пара далеко не всегда является требуемой температурой.

Была сформулирована расчетная задача:

Кожухотрубный вертикальный теплообменник обогревается паром с давлением $p = 6 \pm 0.5$ ата. В теплообменнике вода в количестве $G_{\text{воды}} = 5 \pm 0.75$ кг/с подогревается от температуры $t_2 = 20 \pm 10^\circ\text{C}$ до $t_2' = 95 \pm 5^\circ\text{C}$. Колебание количества пара при входе в те-



плоообменник на подаче составляет $\pm 15\%$ массового потока, такова же неточность всей научной информации (то есть 15%).

Решение было разделено на три последовательных этапа:

1. Подбор теплообменника для заданных параметров процесса (проектная задача).
2. Нахождение температур выхода подобранного теплообменника с теми же входами (эксплуатационная задача, необходима для дальнейшего расчета надежности).
3. Определение надежности аппарата для четырех различных случаев – для стандартного и специально спроектированного с расчетной поверхностью теплообменника с учетом и без учета неточности научной информации.

При этом необходимо назвать ряд существенных допущений для данной задачи, которые не всегда исполняются в реальной жизни, что зачастую существенно затрудняет нам расчет надежности отдельно взятого теплообменника:

- Все входы не зависят от выходов – необходимое условие для расчета надежности.

- Контролируется только один параметр на выходе из теплообменника, в то время как в состоянии отказа система может прийти и из-за второго потока (переохлаждение конденсата или неполная конденсация).

- Не учитывается факт подачи влажного или сухого пара. Мы считаем, что колебания давления на входе – следствие доведения пара до состояния насыщения специальными устройствами на входе или частичной конденсации пара в трубах.

- Рассчитанное по формулам из [5, 6] стационарное состояние считаем достижимым, поскольку в расчет коэффициента теплопередачи входят полуэмпирические зависимости и, таким образом, достижимость данного стационарного состояния проверена на практике. Тем не менее, необходимо отметить,

что для корректной оценки надежности теплообменник нужно вывести в процессе пуска именно на это конкретное состояние равновесия. В данном случае множественность стационарных состояний теплообменника возможна даже в случае единственности решения для уравнения теплопереноса и будет зависеть не только от него, но и от всей системы до рассматриваемого теплообменного аппарата.

Сразу поясним физическую природу ограничения температуры потока в большую сторону. При достижении температуры 100°C при 1 атм возможно вскипание воды внутри трубок теплообменника, что несомненно приведет к разрушению теплообменника через незначительный промежуток времени в результате гидравлических ударов. Анализ механических отказов теплообменников на реальном производстве [7] показал значительный процент выходящих из строя теплообменников до начала процессов коррозии из-за механических повреждений и неточностей изготовления. Это, в значительной степени, следствие некорректных технологических режимов, в том числе, из-за применения стандартного оборудования.

Расчетно-методическая часть

Для решения поставленной задачи вначале составим таблицу внешних воздействий и заданных параметров (табл. 1) в соответствии с математической моделью.

Проектная задача решалась в соответствии с [5, 6]. Приведем здесь основные расчетные формулы теплопередачи (1), коэффициента теплопередачи (2), средние логарифмической разницы температур (3), коэффициента Нуссельта (4), кроме того, применялись балансовые уравнения, в том числе, баланс по греющему пару (5). Важным считаем тот факт, что при расчете теплопередачи конденсацию пара считают лишь до точки $2'$ (рис. 2), в то время как при избытке поверхности, возможно, будет происходить

Таблица 1. Таблица внешних воздействий и заданных параметров

Внешние воздействия			
Внешние воздействия	Обозначение	Единица измерения	Тип внешнего воздействия
Размер труб	d	мм	Отклонение размеров оборудования
Площадь поверхности теплообменника	F	м²	
Температура воды на входе	t_2	°C	Колебания технологических параметров в потоке, обусловленные внешней средой и точностью оборудования
Давление пара	p	Па	
Расход пара	V_v	кг/с	
Расход воды	V_{liq}	кг/с	
Теплоёмкость исходного раствора	c_0	кДж/(кг·K)	Неточность научной информации
Коэффициент динамической вязкости воды	μ_2	Па·с	
Коэффициент теплопроводности воды	λ_2	Вт/(м·K)	
Плотность воды	ρ_2	кг/м³	
Теплота парообразования	r	Дж/кг	
Коэффициент динамической вязкости конденсата	μ_2'	Па·с	
Коэффициент теплопроводности конденсата	λ_2'	Вт/(м·K)	
Плотность конденсата	ρ_2'	кг/м³	
Число Прандтля	Pr	—	
Число Нуссельта	Nu	—	
Коэффициент теплоотдачи от пара к трубе (коэффициент поглощения $A \cdot 1.06 \cdot H^{0.25}$)	A_0	—	
Заданные параметры			
Заданный параметр	Обозначение	Единица измерения	
Температура воды на выходе	t_2'	°C	—

охлаждение конденсата, то есть вещество придет в состояние 3. В этом и состоит основная проблема конвенционального расчета – для простоты исходят из предположения о конденсации как о единственном процессе отдачи тепла и не учитывают процесс охлаждения конденсата, ссылаясь на маленькое количество тепла, приходящееся на градус пара, в сравнении с колоссальной теплотой конденсации. В данной работе мы попробуем учесть данный процесс полностью.

$$\frac{1}{K} = \frac{K^{1/3} \Delta_t^{1/3}}{A^{4/3}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2)$$

$$\Delta_t = \frac{\Delta_2 - \Delta_1}{\ln\left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1}\right)} = \frac{(t_1 - t_2') - (t_1' - t_2)}{\ln\left(\frac{(t_1 - t_2')}{(t_1' - t_2)}\right)} \quad (3)$$

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0.9} \cdot Pr^{0.43} \quad (4)$$

$$Q = G_{nap} r + G_{nap} c_1 t_1' - G_{nap} c_1 t_1 \quad (5)$$

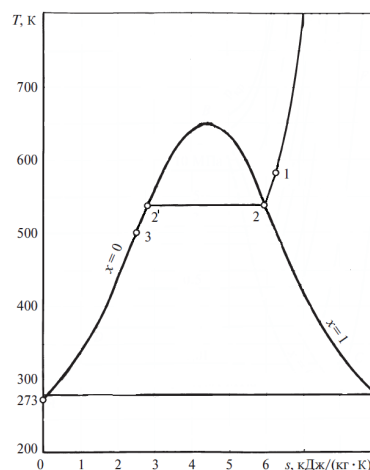


Рис. 2. T-S диаграмма состояния воды.

Необходимо отметить, что при подборе теплообменника с расчетной площадью 15.2 м² был выбран стандартный кожухотрубный двухходовой теплообменник с поверхностью 17 м². Также при расчете, а, следовательно, и при последующем подборе теплообменника рассчитывалась только конденсация пара.

Для расчетов эксплуатационной задачи была предложена оригинальная схема, соответствующие формулы взяты из проектной задачи [5, 6]. Причем для дальнейшего численного эксперимента были аппроксимированы различными по сложности функ-

циями зависимости всех физических параметров от температур. Сложность же при расчете состоит в том, что искомые температуры выходов входят в формулы расчета сами в форме средне логарифмической разницы температур и должны итерироваться наряду с коэффициентом теплообмена.

Для учета охлаждения конденсата был принят тот же коэффициент теплопередачи. Это связано с тем, что абстракция, разделяющая теплообменник на части, не может быть применена, так как пар конденсируется на всей поверхности труб, и конденсат в любом случае охлаждается на трубах только там, где он сконденсировался. В этом случае коррекции должен подвергаться расчет коэффициента теплопередачи со стороны кожуха, то есть α_2 , а точнее Nu , из которого он рассчитывается. Поскольку коэффициенты для расчета Nu получаются лабораторным экспериментом, у нас не было возможности уточнить его значения, и мы приняли значение данного коэффициента таким, каким его рассчитывают в случае конденсации [6].

Сходимость в данном расчете достаточно плохая и осложняется еще и тем, что амплитуда колебаний рассчитываемых величин изначально крайне велика и может приводить к появлению отрицательного логарифма, в связи с чем необходимо ввести ограничение на температуру конденсата в расчете. При невозможности передать нужное количества тепла в стандартном расчете, температура конденсата может превысить температуру пара, здесь температура конденсата просто заменялась на температуру пара, считая, что пар не сконденсировался полностью. При значительном росте количества переданного тепла, вызванного вышеупомянутой высокой амплитудой колебаний при поиске решения, получалась ситуация, когда температура конденсата могла стать ниже температуры второго потока, контактирующего с ней. В этом случае температура конденсата была заменена на температуру второго потока плюс 5 градусов.

Мы предположили, что все внешние воздействия – случайные величины, распределенные нормально, причем пределы их колебаний – это диапазон, в котором оказываются все возможные значения параметров. Таким образом, в качестве математического ожидания мы принимаем значение номинальной величины, а дисперсию величины получим исходя из того, что указанный диапазон составляет 3σ . Таким образом, если a – значение номинальной величины, Δa – возможный разброс величины, то $M = a$, $\sigma = \Delta a/3$. Случайные величины получены из [8], где, в свою очередь, из равномерных распределенных случайных колебаний давления получают нормальные распределения преобразованием Бокса-Мюллера. Для отклонения физико-химических констант (для которых колебания приняты в соответствии с точностью измерения и аппроксимации [9]) к рассчитанному значению величины прибавлялась случайная величина с $M = 0$, $\sigma = \Delta a/3$. Также учитывалась неточность аппроксимационных формул расчета коэффициентов теплопереноса.

В эксплуатационном расчете со стандартным теплообменником температура вышла из заданного диапазона. Было принято решение провести численный эксперимент с двумя разными поверхностями теплообмена с учетом и без учета точности научной информации (см. [3]). Первые расчеты приведены для стандартного теплообменника, последующие расчеты – для специально спроектированного с расчетной площадью поверхности теплообменника.

Результаты и их обсуждение

Для расчетного специально спроектированного теплообменника из-за принятых значительных колебаний потоков вероятность работоспособности получилась довольно низкой, как до учета неточности научной информации, так и после, причем после она незначительно снизилась (см. табл. 2)

Таблица 2. Результаты расчета надежности

	Для стандартного теплообменника	Для специально спроектированного теплообменника
Без учета неточности научной информации	$P = 0.247$	$P = 0.456$
С учетом неточности научной информации	$P = 0.334$	$P = 0.443$

Для стандартного теплообменника результаты получились значительно ниже, чем для специального. Причем основное смещение произошло в сторону завышения температуры выхода, как и предполагалось (рис. 3). Данное завышение является прямым следствием избыточной поверхности, через которую передалось большее количество теплоты, содержащейся в греющем паре (см. рис. 2). То, что подобного смещения не происходит в расчетном теплообменни-

ке, также достаточно логично.

Парадокс со стандартным теплообменником связан с нарушением гипотезы, приведенной в [3], которая гласит, что учет дополнительных внешних воздействий может лишь ухудшить показатель надежности. Однако, сравнив рис. 3 и рис. 4 и сопоставив данные табл. 3, мы можем утверждать, что существуют ситуации, в которых учет дополнительных внешних воздействий может незначительно

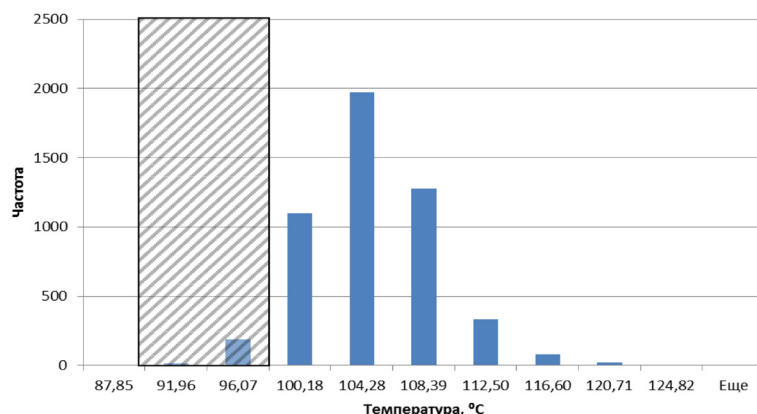


Рис. 3. Распределение температур на выходе из стандартного теплообменника без учета неточности научной информации.

улучшить показатель надежности. Это происходит за счет роста дисперсии и изменения вида функции распределения заданного параметра в том случае, если математическое ожидание смещено за пределы разрешенного диапазона колебаний параметра. Из

условий возникновения подобной ситуации следует, что даже при ограничении разрешенного диапазона в одну сторону рост показателя надежности возможен лишь при его значении $P < 0.5$ и сильно ограничен из-за смещения математического ожидания.

Таблица 3. Статистические показатели распределения температуры выхода

Стандартный теплообменник				Расчетный теплообменник	
С учетом неточности научной информации		Без учета неточности научной информации		С учетом неточности научной информации	
Среднее	95.1	Среднее	102.8	Среднее	89.1
Стандартная ошибка	0.1323	Стандартная ошибка	0.0597	Стандартная ошибка	0.142
Медиана	97.8	Медиана	102.6	Медиана	91.1
Мода	#Н/Д	Мода	#Н/Д	Мода	#Н/Д
Стандартное отклонение	9.35	Стандартное отклонение	4.21	Стандартное отклонение	10.05
Дисперсия выборки	87.3	Дисперсия выборки	17.77	Дисперсия выборки	101.0
Эксцесс	-0.507	Эксцесс	0.971	Эксцесс	0.1032
Асимметричность	-0.649	Асимметричность	0.435	Асимметричность	-0.713
Интервал	53.4	Интервал	37.0	Интервал	65.8
Минимум	61.1	Минимум	87.9	Минимум	49.5
Максимум	114.5	Максимум	124.8	Максимум	115.3

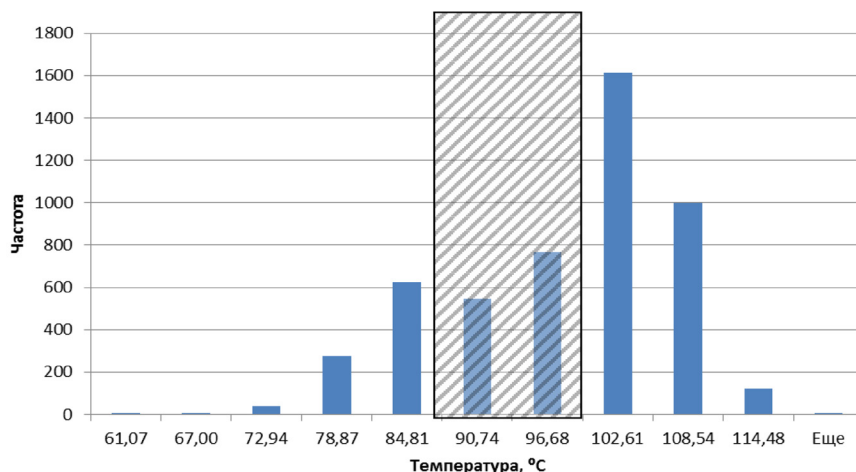


Рис. 4. Распределение температур на выходе из стандартного теплообменника с учетом неточности научной информации.

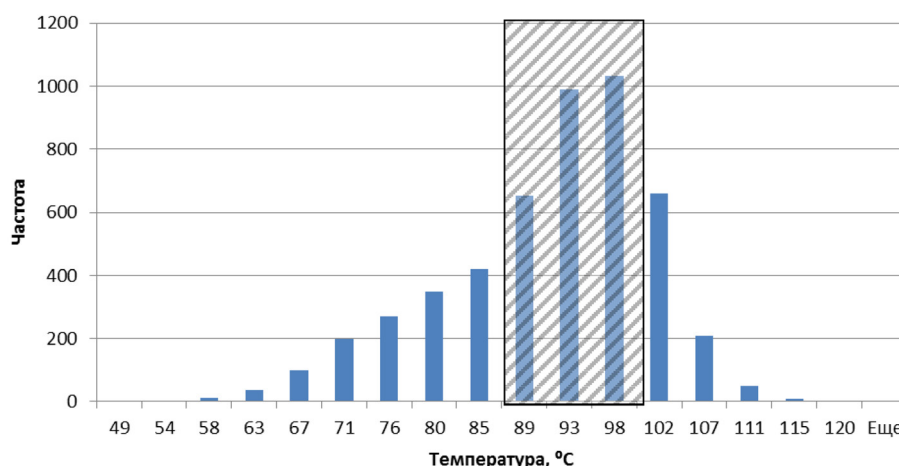


Рис. 5. Распределение температур на выходе из расчетного теплообменника с учетом неточности научной информации.

Кроме того, сравнив рис. 4 и рис. 5, можно увидеть, что именно смещение математического ожидания является причиной ухудшения надежности в системе.

Выводы

1. В случае теплообмена при конденсации существенное значение может иметь охлаждение конденсата, особенно в случае больших движущих сил. Таким образом, это охлаждение необходимо учитывать при расчете конденсации.

2. Идеальным процесс конденсации в теплообменнике остается без переохлаждения конденсата, таким образом, изменение стандартной методики расчета теплообменника не требуется. Однако, в случае выбора стандартного теплообменника нужно либо просчитать его правильным технологическим расчетом (см. пункт 1) и рассчитать надежность системы со стандартным и с расчетным теплообменником; либо сразу выбрать расчетный теплообменник в случае невозможности или дороговизны исследования надежности.

3. Показано, что в условиях большой разницы температур даже небольшая избыточная поверхность бывает чрезвычайно опасна. Условности технологического расчета могут «спрятать» подобную проблему от технологов, что приводит как к значительным смещениям материального баланса, так и к выходу из строя теплообменников из-за вскипания потока в трубках. Важно помнить, что *вероятность работоспособности всей системы не может превосходить вероятность работоспособности отдельных ее частей*.

4. Технологические причины могут вести к механическим отказам системы, что объясняет большое количество теплообменников, выходящих из строя на ранней стадии эксплуатации. Можно в этом случае или увеличивать стоимость теплообменника, увеличивая его прочностные характеристики, либо исключать технологические факторы, ведущие к механическим отказам, то есть заниматься технологической надежностью.

Список литературы:

1. Mukherjee R. // Chem. Eng. Progress. 1998. Feb. P. 21–37.
2. Habib M.A., Ben-Mansour R., Badr H.M., Said S.A.M., Al-Anizi S.S. // Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow. 2005. V. 15. Iss. 2. P. 143–160.
3. Прохоренко Н.Н. Надежность химико-технологических систем. Калуга: Изд-во Н.Ф. Бочкаревой, 2010. 222 с.
4. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1990.
5. Айнштейн В.Г., Захаров М.К., Носов Г.А., Захаренко В.В., Зиновкина Т.В., Таран А.Л., Костянян А.Е. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: в 2-х кн. / Под ред. В.Г. Айнштейна. М: Химия, 1999. Кн. 1. 888 с.

References:

1. Mukherjee R. // Chem. Eng. Progress. 1998. Feb. P. 21–37.
2. Habib M.A., Ben-Mansour R., Badr H.M., Said S.A.M., Al-Anizi S.S. // Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow. 2005. V. 15. Iss. 2. P. 143–160.
3. Prokhorenko N.N. Nadezhnost khimiko tekhnologicheskikh system (Reliability of chemical engineering systems). Kaluga: N.F. Bochkareva Publ., 2010. 222 p.
4. GOST (National standart of USSR) 27.002-89. Nadezhnost v tekhnike. Terminy i opredeleniya (Industrial product dependability. Terms and definitions). M.: Publ. of Standards, 1990.
5. Ainstein V.G., Zakharov M.K., Nosov G.A., Zakarenko V.V., Zinovkina T.V., Taran A.L., Kostanyan A.E. Obshiy kurs processov i apparatov kimicheskikh

6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: учебник для вузов. М.: Энергия, 1975. 488 с.

7. Gamio C., Pinto F.W. Shell and tube heat exchanger reliability study // ASME 2002 Engineering Technology Conference on Energy, Parts A and B. February 4–5, 2002. Houston, Texas, USA. P. 651–662. doi:10.1115/ETCE2002/PER-29126.

8. URL: <https://www.random.org/gaussian-distributions/>

9. Yaws C.L. Chemical Properties Handbook. Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico City, Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto: McGraw-Hill Education, 1999.

tekhnologii (Processes and apparatus of chemical technology: general course book). M.: Khimiya Publ., 1999. Book 1. 888 p.

6. Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. Teploperedacha (Heat transfer): course book for universities. M: Energiya Publ., 1975. 488 p.

7. Gamio C., Pinto F.W. Shell and Tube Heat Exchanger Reliability Study // ASME 2002 Engineering Technology Conference on Energy, Parts A and B. February 4–5, 2002. Houston, Texas, USA. P. 651–662. doi:10.1115/ETCE2002/PER-29126.

8. URL: <https://www.random.org/gaussian-distributions/>

9. Yaws C.L. Chemical Properties Handbook. Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico City, Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto: McGraw-Hill Education, 1999.