

Методика расчета и характеристики конденсатоотводчиков с дросселирующим элементом в виде слоя твердых частиц

Печенегов Ю. Я., доктор техн. наук, Косов А. В., инж.,
Косова О. Ю., канд. техн. наук

Энгельсский технологический институт (филиал)

Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю. А.

На основе представлений гомогенной модели течения парожидкостного потока получены выражения для удельных значений пропускной способности конденсатоотводчиков с дросселирующим элементом в виде слоя твердых частиц и потери давления адиабатного самовскипающего потока при фильтрации через слой. Предложена методика расчета слоевых конденсатоотводчиков. Дано сравнение расходных характеристик теплообменников — конденсаторов, слоевых конденсатоотводчиков и подпорных шайб. Приведены результаты промышленных испытаний слоевых конденсатоотводчиков. Показаны их преимущества по сравнению с подпорными шайбами.

Ключевые слова: конденсат, слоевой конденсатоотводчик, слой твердых частиц, ступени расширения слоя, подпорная шайба, пролетный пар, методика расчета слоевых конденсатоотводчиков, расходные характеристики, испытания конденсатоотводчика.

Роль конденсатоотводчиков в решении задач энергосбережения при эксплуатации теплотехнологического оборудования, где в качестве греющего теплоносителя используется водяной пар, весьма велика. Наиболее надежными считаются конденсатоотводчики дроссельного типа (по классификации А. И. Якадина [1] — конденсатоотводчики гидравлического сопротивления), поскольку они не имеют движущихся частей. Они же относятся конструктивно к самым простым и дешевым. Типичный представитель таких конденсатоотводчиков — подпорная шайба, представляющая собой металлический диск толщиной 3–6 мм, имеющий в центре небольшое отверстие, диаметр d_0 которого зависит от давления и количества протекающего конденсата [1]. Но практика выявила ряд крупных недостатков подпорных шайб, в числе которых пропуск пролетного пара с увеличением (по отношению к номинальному) давления пара в предвключенном теплообменном устройстве и залив устройства конденсатом при снижении давления пара, ограничение давления греющего пара (до $0,3 \div 0,5$ МПа), частая засоряемость отверстия при $d_0 < 2$ мм.

Улучшенными характеристиками обладают конденсатоотводчики с дросселирующим элементом в виде слоя твердых частиц со ступенями расширения [2] (рис. 1). Частицы слоя образуют множество извилистых каналов переменного поперечного сечения для прохождения конденсата. В отличие от подпорной шайбы засорение одного или нескольких таких каналов не приводит к резкому прекращению функционирования конденсато-

отводчика. При прогрессирующем засорении пропускная способность конденсатоотводчика уменьшается плавно, что позволяет осуществлять его чистку в плановом порядке во время технологических перерывов в работе.

Ступенчатое расширение слоя частиц по направлению движения потока насыщенного конденсата, выделяющего вторичный пар по мере падения давления при движении в каналах, позволяет избежать больших градиентов давления в слое и кризисных явлений, возникающих при истечении с высокими скоростями. Число ступеней расширения N тем больше, чем выше разность давлений потока на входе p_1 и выходе p_2 слоя. При выборе N и размера частиц слоя d_T следует исходить из того, что длина каждой ступени не должна быть меньше $1,5 - 2$ ее диаметра d для обеспечения большей равномерности распределения скорости и расхода потока по поперечному сечению слоя. При разности давлений $\Delta p = (p_1 - p_2) \leq 1$ МПа можно принимать $N \leq 3$. Если пропускается охлажденный конденсат, температура которого не выше температуры насыщения при давлении p_2 за конденсатоотводчиком, вторичный пар

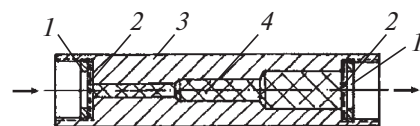


Рис. 1. Схема конденсатоотводчика со ступенчатым слоем твердых частиц:

1 — гайка; 2 — сетка; 3 — корпус; 4 — засыпка из твердых частиц

в потоке не образуется, и в этом случае можно принимать $N = 1$.

Известно [1], что истечение насыщенного конденсата через отверстия подпорных шайб не является равновесным. Фильтрация же через слой частиц адиабатного самовскипающего потока соответствует бинодали, т. е. жидкость и образующийся пар находятся в состоянии термодинамического равновесия [3].

Используя представления гомогенной модели течения парожидкостного потока, для потери давления при фильтрации через неподвижный стационарный слой запишем

$$\Delta p = \xi \frac{a}{\varepsilon^3} \frac{\rho' w^2}{2} H \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right], \quad (1)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления слоя; при характерных для работы конденсатоотводчиков режимах с числом Рейнольдса $Re = 4w/(va) \geq 2000$ для слоя из шарообразных частиц $\xi = 0,45$, а для слоя из частиц произвольной формы $\xi = 0,75$ [4]; $a = \frac{6}{d_T}(1-\varepsilon) + \frac{3}{d}$ — удельная поверхность в слое

частиц; ε — порозность слоя (при отсутствии данных принимается равной 0,4); ρ' и ρ'' — плотности конденсата и пара; $w = G/(\rho'f) = 4G/(\rho'\pi d^2)$ — скорость циркуляции; v — кинематическая вязкость среды; x — паросодержание потока; G — расход потока; H — длина слоя; f — площадь поперечного сечения слоя.

После ряда преобразований выражение (1) можно записать в виде

$$\frac{G}{f} = 1,41 \sqrt{\frac{\varepsilon^3 \rho' \Delta p}{\xi a H} \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]^{-1}} \quad (2)$$

или

$$\frac{\Delta p}{H} = 0,5 \xi \frac{a}{\varepsilon^3 \rho'} \left(\frac{G}{f} \right)^2 \left[1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right]. \quad (3)$$

Используя приведенные в [5] связи на линии насыщения:

для плотности пара

$$\rho'' = 0,2 + 4,9p; \quad (4)$$

теплоты парообразования

$$r = 2562 - 536,4p^{0,25}; \quad (5)$$

энтальпии пара

$$h'' = 2650 + p^{0,25}; \quad (6)$$

энтальпии конденсата

$$h' = 762p^{0,25} \quad (7)$$

и полученную нами аппроксимацию для плотности конденсата

$$\rho' = 880p^{-0,04}, \quad (8)$$

которая имеет максимальную погрешность 1,5 % в интервале изменения давления насыщения p от 0,1 до 2 МПа, вместо выражений (2) и (3) соответственно получим:

$$\frac{G}{f} = 42 \sqrt{\frac{\Delta p \varepsilon^3 / (H \xi a)}{(1-x)p^{0,04} + 880x / (0,2 + 4,9p)}}; \quad (9)$$

$$\frac{\Delta p}{H} = 5,68 \cdot 10^{-4} \xi \frac{a}{\varepsilon^3} \left(\frac{G}{f} \right)^2 \times [(1-x)p^{0,04} + 880x / (0,2 + 4,9p)], \quad (10)$$

где

$$x = (p_1^{0,25} - p^{0,25}) / (3,36 - 0,7p^{0,25}). \quad (11)$$

В выражениях (1) – (11) величина Δp дана в паскалях, p — в мегапаскалях.

Расчет конденсатоотводчиков с использованием полученных выражений выполняется в следующей последовательности. Известны G , p_1 , p_2 , ξ . Выбираются d_T и N . Потеря давления потока в каждой ступени принимается одинаковой и равной

$$\Delta p_N = (p_1 - p_2) / N. \quad (12)$$

Площадь поперечного сечения первой по ходу потока ступени слоя f_1 определяется из условия

$$G/f_1 \leq \varepsilon(\rho'w)_{кр}, \quad (13)$$

где $(\rho'w)_{кр}$ — средняя массовая критическая скорость потока, которую можно принять равной 1500 – 2500 кг/(м² · с).

Площади поперечных сечений последующих i -х ступеней увеличиваются в соответствии с выражением

$$f_i = 6,9f_{i-1} / N, \quad (14)$$

отвечающем условию примерно одинаковой длины ступеней.

Диаметры ступеней расширения слоя

$$d_i = \sqrt{4f_i / \pi}. \quad (15)$$

Каждая ступень расширения разбивается по длине на элементарные расчетные участки

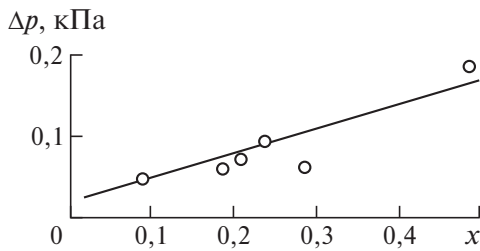


Рис. 2. Зависимость перепада давления потока при фильтрации через слой шаровых частиц от массового расходного паросодержания:

$N = 1$; линия — расчет авторов; точки — опытные данные [6]; $G/f = 120 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; $p_1 = 9 \text{ МПа}$; $d_T = 2 \text{ мм}$; $H = 0,2 \text{ м}$; $\varepsilon = 0,4$

с перепадом давления потока $\Delta p_{\text{п}} \leq 0,1 \text{ МПа}$. С помощью выражений (10) и (11) для последовательности участков, начиная от входа потока в слой, определяются их длины и суммированием длин участков — длины ступеней и всего слоя. При этом в качестве параметра для каждого участка используется свое среднее на участке давление p . Анализ показал, что при таком определении длины слоя ошибка не превышает 2,1%.

Далее путем варьирования d_T и N расчетом по приведенному алгоритму можно получить совокупность конструктивных вариантов исполнения конденсатоотводчика для заданных режимных параметров и выбрать наиболее приемлемый вариант.

С использованием выражений (9) – (11) можно решать задачу определения количества пропускаемого пролетного пара для конденсатоотводчика с известными конструктивными параметрами, заданными p_1 , p_2 и расходом конденсата.

На рис. 2 результаты расчета по предложенной методике сравниваются с опытными данными [6], полученными при фильтрации через слой шаровых частиц пароводяной смеси с фиксированным удельным расходом. Как видно, сходимость результатов расчета с опытными данными вполне удовлетворительная.

На рис. 3 приведены рассчитанные по выражению (9) зависимости удельной пропускной способности слоя шаровых частиц от $\Delta p = p_1 - p_2$ для однофазных потоков воды и пара при температуре 100°C . В этих двух случаях реализуются предельные пропускные способности конденсатоотводчика — максимальная при течении воды и минимальная при течении пара. Для сравнения показаны рассчитанные по методике [1] аналогичные зависимости для подпорной шайбы с острой входной кромкой и одинаковой со слоем

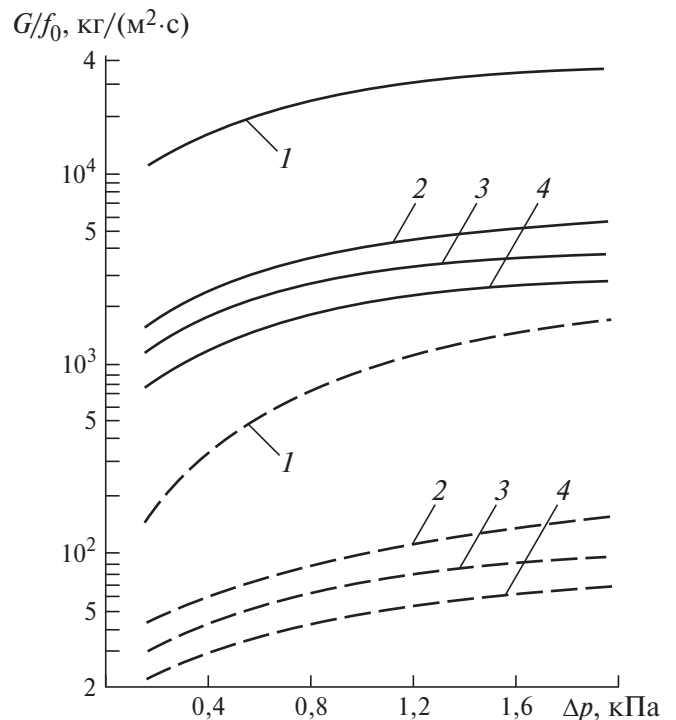


Рис. 3. Зависимости G/f_0 от $\Delta p = p_1 - p_2$:

$N = 1$; $p_2 = 0,1 \text{ МПа}$; сплошные линии — вода при температуре 100°C ; штриховые — пар при 100°C ; 1 — дроссельная шайба с острой входной кромкой; 2–4 — неподвижный слой частиц; $d = 10 \text{ мм}$, $d_T = 2 \text{ мм}$, $\varepsilon = 0,4$; 2–4 — при $H = 0,05, 0,1, 0,2 \text{ м}$; f_0 — площадь проходного сечения для потока

частиц площадью проходного сечения f_0 для потока (для слоя $f_0 = \varepsilon f$). Как видно, удельная пропускная способность подпорной шайбы на порядок выше, чем для слоя частиц. При течении пара пропускная способность с ростом Δp увеличивается в большей степени для подпорной шайбы (кривая 1), чем для слоя частиц (кривые 2–4). Это указывает на то, что слоевые конденсатоотводчики лучше удерживают пролетный пар, чем подпорные шайбы, при увеличении рабочего давления греющего пара выше номинального.

При выборе конденсатоотводчика для того или иного теплообменного устройства необходимо учитывать совместимость их расходных характеристик. Расходная характеристика теплообменника-конденсатора может быть получена из объединенного уравнения теплового баланса и теплопередачи

$$Dr = kF(t_s - t_{\text{прод}}), \quad (16)$$

где D — расход греющего пара (равен расходу образующегося в теплообменнике конденсата $G_{\text{ТА}}$); k — коэффициент теплопередачи; F — площадь поверхности теплопередачи теплообменника; t_s — температура насыщения при

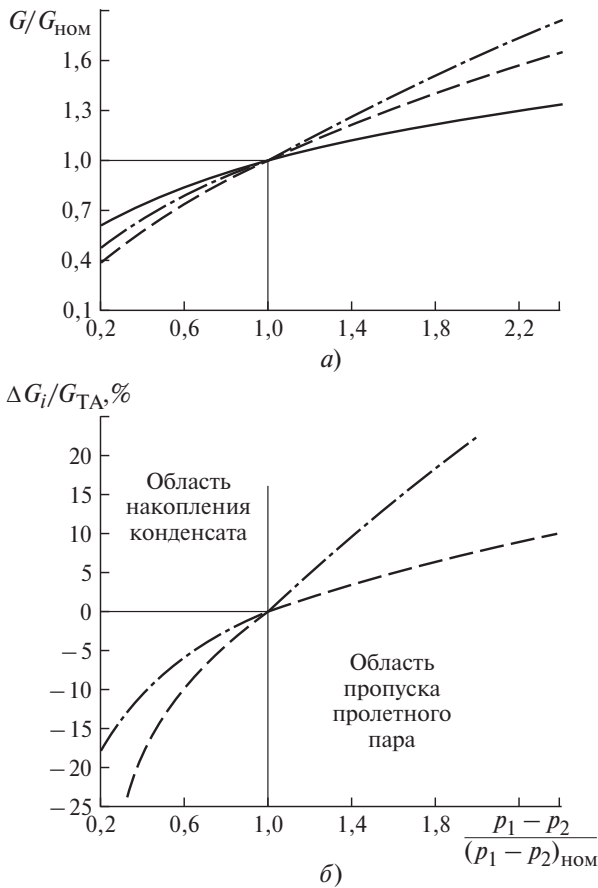


Рис. 4. Зависимости $G/G_{\text{ном}}$ (а) и $\Delta G_i/G_{\text{ТА}}$ (б) от $(p_1 - p_2)/(p_1 - p_2)_{\text{ном}}$:

$N = 3$; сплошная линия — теплообменник-конденсатор; штриховая — слойовой конденсатоотводчик; штрихпунктирная — подпорная шайба с острой входной кромкой; $\Delta G_i = G - G_{\text{ТА}} = \Delta G_k$ — накопление конденсата (левая область на рис. 4, б); $\Delta G_i = \Delta G_{\text{пр}}$ — пропуск пролетного пара (правая область)

давлении p_1 ; $t_{\text{прод}}$ — средняя температура продукта, нагреваемого в теплообменнике.

С учетом соотношения [5]

$$t_s = 178,8 \sqrt[4]{p_s} \quad (17)$$

и связей (6) и (7) для расхода греющего пара (выпускаемого конденсата) получим

$$D = G_{\text{ТА}} = kF \frac{5,66 \sqrt[4]{p_1} - t_{\text{прод}}}{2650 - 20,3 \sqrt[4]{p_1}} \quad (18)$$

На основе уравнения (18) получена приведенная на рис. 4, а характеристика теплообменника (сплошная линия) $G_{\text{ТА}}/(G_{\text{ТА}})_{\text{ном}} = f[(p_1 - p_2)/(p_1 - p_2)_{\text{ном}}]$. Принято $kF = \text{const}$, $t_{\text{прод}} = 60^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,16$ МПа, при номинальном режиме работы $p_{1\text{ном}} = 1,1$ МПа и $(G_{\text{ТА}})_{\text{ном}} = 0,385$ кг/с. Представленная в безразмерных координатах данная характеристи-

ка является достаточно универсальной и общей для теплообменников-конденсаторов.

На характеристику теплообменника наложены относительные расходные характеристики подпорной шайбы (расчет проводили по методике [1]) и слойовой конденсатоотводчика (расчет по методике, рассматриваемой в настоящей статье), которые для данных устройств также достаточно универсальны. Конструктивные параметры шайбы и слойовой конденсатоотводчика определены для пропуска насыщенного конденсата без пролетного пара при номинальных условиях работы теплообменника.

Из сравнения кривых на рис. 4, а следует, что при снижении давления греющего пара, подаваемого в теплообменник, в области $p_1 < p_{1\text{ном}}$ подпорная шайба и слойовой конденсатоотводчик не “успевают” отводить весь образующийся конденсат. Это приводит к частичному заливу поверхности теплопередачи конденсатом и снижению тепловой мощности теплообменника. А в области $p_1 > p_{1\text{ном}}$ с ростом p_1 пропускные способности подпорной шайбы и слойовой конденсатоотводчика превышают количество образующегося в теплообменнике конденсата. В этом случае вместе с конденсатом будет проходить пролетный пар.

На рис. 4, б представлены кривые, характеризующие совместную работу сравниваемых конденсатоотводчиков с предвключенным теплообменником и показывающие, что в режиме частичного залива поверхности теплопередачи теплообменника конденсатом (область накопления конденсата при $p_1 < p_{1\text{ном}}$) у подпорной шайбы несколько лучшие показатели. В области пропуска пролетного пара ($p_1 > p_{1\text{ном}}$), наоборот, предпочтительней слойовой конденсатоотводчик, поскольку он в значительно меньшей степени пропускает пролетный пар.

Меньший пропуск пролетного пара с ростом p_1 в области $p_1 > p_{1\text{ном}}$ — важная для практики отличительная особенность слойовых конденсатоотводчиков. Она обусловлена тем, что свободную от конденсата часть площади сечения извилистых узких и длинных каналов переменного поперечного сечения в слое твердых частиц занимает поток образующегося из конденсата вторичного пара, препятствующего проходу пролетного пара. В случае истечения через отверстие подпорной шайбы основное количество вторичного пара выделяется за шайбой, и через свободную от потока метастабильного конденсата часть пло-

щади отверстия беспрепятственно проходит пролетный пар.

Слоевые конденсатоотводчики разных конструктивных исполнений с одной — тремя ступенями установлены и успешно работают на многих промышленных предприятиях за действующим теплотехнологическим оборудованием (выпарные установки, бойлеры, паровые коллекторы, варочные котлы, сушилки, отопительные регистры, калориферы, пастеризаторы, змеевиковые подогреватели и др.). В начальный период эксплуатации персонал контролировал рабочие характеристики предвключенного паропотребляющего оборудования, проверял функционирование конденсатоотводчиков. Если в процессе наблюдений выявлялась необходимость изменения расходных характеристик конденсатоотводчиков для приведения их в соответствие с характеристиками оборудования, то заменяли твердые частицы слоя частицами другого размера — большего или меньшего. В некоторых конденсатоотводчиках применяли слои с разным размером частиц в ступенях. В качестве материала частиц использовали тщательно промытый, обожженный, фракционированный кварцевый песок, просеянную крошку корунда, подшипниковые шарики из нержавеющей стали, полиамид (капрон) — цилиндрики диаметром 2,2 мм и длиной 2,2 мм, нарезку из медной проволоки разного диаметра.

Детальным испытаниям были подвергнуты конденсатоотводчики, установленные за двумя шахтными сушилками фирмы NAGEMA “Конти-родтер” на кондитерской фабрике. Сушилки предназначены для высушивания бобов какао до влагосодержания 1,5 % при начальной их влажности 8 %. Одновременно с сушкой осуществляется обжарка бобов. Сушильным агентом является воздух. Перемещаясь в сушилке в режиме фильтруемого плотного слоя и контактируя при этом со стенкой паровой трубочки, бобы нагреваются с 20 до 150 °С.

Изначально по проекту за сушилками были установлены конденсатные горшки с поплавком типа “перевернутый стакан”. Они довольно быстро перестали нормально функционировать, и обслуживающий персонал демонтировал их внутренние затворные устройства, оставив в конденсатных линиях громоздкие корпуса горшков. Не имея препятствий, из сушилок вместе с конденсатом выходило большое количество пролетного пара. Для номинальной производительности каждой сушилки 875 кг/ч бобов какао измерения и

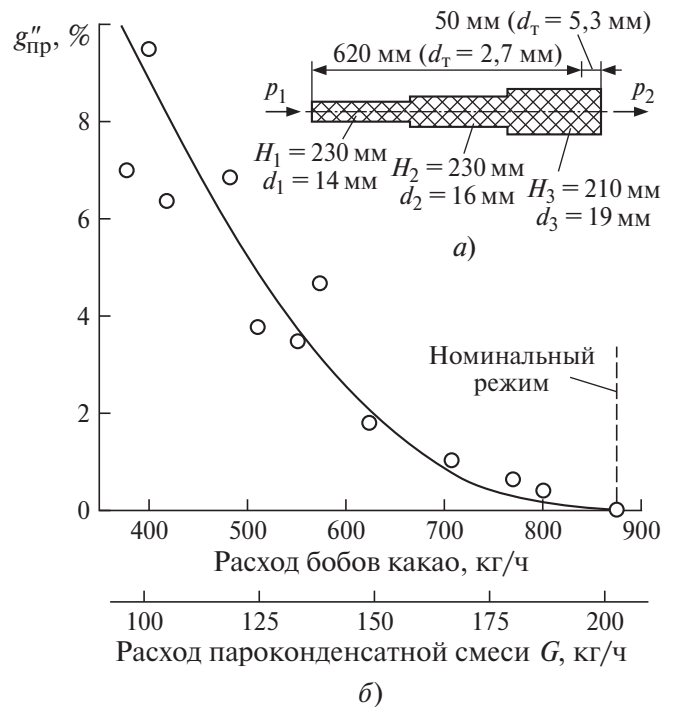


Рис. 5. Схема установленного конденсатоотводчика (а) и зависимость выхода пролетного пара от производительности сушильно-обжарочной установки (б):

точки — опытные данные; линия — результаты расчета; $p_1 = 1$ МПа; $p_2 = 0,12$ МПа

расчеты суммарного на две сушилки расхода пара составили 774 кг/ч. Полезный же расход пара при такой производительности равен 436 кг/ч. Следовательно, потери с пролетным паром превышали 40 % номинального его расхода на сушилки.

Конструктивные параметры установленных за сушилками конденсатоотводчиков приведены на рис. 5, а. Они определены по результатам расчетов и наладки для пропуска номинального расхода насыщенного конденсата без пролетного пара.

В процессе испытаний с помощью метода калориметрирования [7] определяли расход G пропускаемого конденсатоотводчиком потока и массовую долю пролетного пара $g''_{пр}$ в потоке. В соответствии с условиями работы сушилок ступенчато изменяли расход бобов какао в области ниже его номинального значения. При этом поддерживали постоянными давления потока $p_1 = 1$ МПа и $p_2 = 0,12$ МПа. Измерения выполняли при стационарном режиме работы сушилок. Максимальная погрешность определения $g''_{пр}$ составила 3 %.

Результаты измерений приведены на рис. 5, б. Там же показана кривая, полученная путем расчета с использованием выражений (9) — (11). Видно, что результаты расчета хорошо соответствуют опытным данным.

Снижение производительности сушилки по отношению к номинальному приводит к потерям с пролетным паром. При ограничении потерь значением, например 1 %, производительность сушилки можно снижать не более чем на 20 %.

Для сравнения проводили испытания подпорной шайбы, установленной параллельно слоевому конденсатоотводчику на линии выпуска из сушилки конденсата. Шайба имела отверстие диаметром 2 мм, который был рассчитан на выпуск номинального расхода насыщенного конденсата без пропуска пролетного пара. Измерения подтвердили существенно большую проходимость пролетного пара через подпорную шайбу, чем через слойной конденсатоотводчик. Так, при расходе выпускаемого пароконденсатного потока $G = 110$ кг/ч (соответствует расходу бобов какао через установку 437 кг/ч) через шайбу получено $g''_{\text{пр}} = 15,3$ %. Через слойной конденсатоотводчик проход пролетного пара при таком расходе бобов какао и том же G вдвое меньше (см. рис. 5, б).

Таким образом, слойные конденсатоотводчики имеют определенные преимущества по сравнению с подпорными шайбами. Они обеспечивают значительно меньший пропуск пролетного пара при увеличении давления исходного греющего пара в предвключенном теплообменнике и уменьшении расхода выходящего из теплообменника насыщенного

конденсата по отношению к номинальным их значениям.

Список литературы

1. **Якадин А. И.** Конденсатное хозяйство промышленных предприятий. — М.: Энергия, 1973.
2. **Пат. 2133911 (RU). МКИ F16T 1/20.** Конденсатоотводчик / Ю. Я. Печенегов, Р. В. Богатенко, В. И. Вильдяев. — Открытия. Изобретения, 1999, № 21.
3. **Елаев А. Б., Кичатов Б. В., Коршунов А. В.** Экспериментальное исследование истечения парожидкостной смеси через пористый образец. — В кн.: Проблемы гидродинамики и теплообмена в энергетических установках. Тр. XII школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А. И. Леонтьева. — М.: Изд-во МЭИ, 1999.
4. **Аэров М. Э., Тодес О. М., Наринский Д. А.** Аппараты со стационарным зернистым слоем: гидравлические и тепловые основы работы. — Л.: Химия, 1979.
5. **Вознесенский А. А.** Тепловые установки в производстве строительных материалов и изделий. — М.: Стройиздат, 1964.
6. **Сорокин В. В.** Гидродинамика и теплоотдача при течении двухфазной жидкости через засыпку шаров. Тр. пятой Российской национ. конф. по теплообмену. Т. 5. Двухфазные течения. Дисперсные потоки и пористые среды. — М.: Издательский дом МЭИ, 2010.
7. **Печенегов Ю. Я., Косов А. В.** Результаты промышленных испытаний нового конденсатоотводчика с толстостенным закрытым поплавком и инверсным клапанным узлом. — Промышленная энергетика, 2012, № 6.

mxp@techn.sstu.ru