

## Повышение эффективности конденсатоотводчиков дроссельного типа при переменном расходе конденсата

Печенегов Ю. Я., доктор техн. наук

Энгельсский технологический институт (филиал) Саратовского государственного технического университета имени Гагарина Ю. А.

Косов А. В., Косова О. Ю., кандидаты техн. наук

ООО «Газпром трансгаз Саратов»

Рассмотрены конденсатоотводчики с дросселирующим элементом в виде набора шайб, установленных последовательно по ходу конденсата. Описана методика расчета температуры переохлаждения конденсата для пропуска конденсатоотводчиком увеличенных по отношению к номинальным значениям расходов конденсата, а также доли пролетного пара в потоке при уменьшенных расходах. Приведены результаты, характеризующие работу конденсатоотводчиков в условиях переменной тепловой нагрузки предвключенного теплообменного устройства. Для повышения эффективности работы конденсатоотводчиков дроссельного типа при переменном расходе конденсата предложено оснащать их дополнительным аккумулялирующим объемом.

**Ключевые слова:** конденсатоотводчик, дросселирующий элемент, расход конденсата, пролетный пар, вторичный пар, аккумулялирующий объем.

Конденсатоотводчики дроссельного типа, типичным представителем которых является подпорная шайба, не имеют подвижных частей и поэтому обладают повышенной надежностью. Основной их недостаток заключается в том, что эффективная работа по выпуску конденсата водяного пара из предвключенного теплообменного устройства возможна только в узких пределах колебаний расхода и давления потока конденсата. Во многих промышленных теплотехнологиях с водяным паром в качестве греющего теплоносителя такие колебания весьма распространены, что обусловлено воздействием на данные параметры органов управления и регулирования процессов нагрева технологического продукта.

При переменных режимах работы лучшие показатели по сравнению с подпорной шайбой имеет конденсатоотводчик с дросселирующим элементом в виде слоя твердых частиц со ступенями расширения [1]. Данный конденсатоотводчик представляет собой прочную систему из условно параллельных каналов между частицами слоя. В другом предложенном нами конденсатоотводчике [2] дросселирующий элемент выполнен в виде набора шайб, установленных последовательно по ходу конденсата. Оценим возможности эффективной работы этого конденсатоотводчика при переменном во времени расходе конденсата  $G$ , выходящего из предвключенного теплообменного устройства. В [2] получено уравнение для расчета его пропускной способности:

$$G/G_{max}|_{\Delta p = idem} = 0,023x^{-1,11}, \quad (1)$$

где  $G_{max}$  — пропускная способность конденсатоотводчика по охлажденному конденсату, имеющему температуру при давлении  $p_1$  на входе не выше температуры насыщения при давлении  $p_2$  потока на выходе конденсатоотводчика ( $G_{max}$  рассчитывается по рекомендациям [3, 4]);  $G$  и  $G_{max}$  определены при одинаковых значениях  $\Delta p = p_1 - p_2$ ;  $x$  — паросодержание потока на выходе конденсатоотводчика, кг/кг смеси (включает в себя вторичный пар, образующийся из неохлажденного конденсата при снижении его давления от  $p_1$  до  $p_2$ , и пролетный пар).

Уравнение (1) получено для интервала  $x = 0,05 \div 0,2$ . Анализ проведем при постоянных во времени давлениях потока на входе  $p_1$  и выходе  $p_2$  конденсатоотводчика. В номинальном (расчетном) режиме через конденсатоотводчик проходит поток конденсата  $G = G_{ном}$ . Температура конденсата, поступающего в конденсатоотводчик из предвключенного теплообменного устройства, равна температуре насыщения  $t'_{s1}$  при давлении  $p_1$ . Доля вторичного пара в потоке за конденсатоотводчиком

$$x_{2втор} = (h'_1 - h'_{s2})/r_2; \quad (2)$$

где  $h'_1$  — энтальпия жидкой фазы потока на входе в конденсатоотводчик;  $h'_{s2}$  — то же на выходе конденсатоотводчика при температуре

насыщения, соответствующей давлению  $p_2$ ;  $r_2$  — теплота испарения при давлении  $p_2$ .

В выражении (2) при номинальном режиме работы  $x_{2\text{втор}} = x_{2\text{втор.ном}}$ , для насыщенного конденсата  $h'_1 = h'_{s1}$ . При этом уравнение (1) запишется в виде

$$G_{\text{ном}} / G_{\text{max}} = 0,023 x_{2\text{втор.ном}}^{-1,11}. \quad (3)$$

С ростом тепловой нагрузки  $Q$  предвключенного теплообменного устройства выше номинального значения  $Q_{\text{ном}}$  конденсатоотводчик с проточной частью, рассчитанной на пропуск насыщенного конденсата в количестве  $G_{\text{ном}}$ , может пропустить увеличивающийся расход конденсата  $G_6 > G_{\text{ном}}$  за счет переохладения его в теплообменном устройстве. При этом часть площади поверхности теплопередачи устройства будет работать под заливом конденсата. В этом случае уравнение (1) примет вид:

$$G_6 / G_{\text{max}} = 0,023 (x_{2\text{втор.б}})^{-1,11}, \quad (4)$$

где  $x_{2\text{втор.б}}$  — доля вторичного пара в потоке с расходом  $G_6$ .

Из совместного решения уравнений (3) и (4) получим:

$$x_{2\text{втор.б}} = x_{2\text{втор.ном}} (G_6 / G_{\text{ном}})^{-0,9}. \quad (5)$$

Уравнение (5) в совокупности с выражением (2) дает возможность определять при разных  $G_6 / G_{\text{ном}} > 1$  значения  $x_{2\text{втор.б}}$ ,  $h'_1$  и далее — температуру переохлажденного конденсата  $t_1 = h'_1 / c_p$ , где  $c_p$  — теплоемкость конденсата.

Если же тепловая нагрузка  $Q$  предвключенного теплообменного устройства снижается по отношению к  $Q_{\text{ном}}$ , расход конденсата соответственно также будет уменьшаться, и через конденсатоотводчик одновременно с конденсатом будет проходить пролетный пар с долей в потоке  $x_{\text{прол}}$ . В этом случае в соответствии с уравнением (1) расход потока  $G_M$  определится из выражения

$$G_M / G_{\text{max}} = 0,023 (x_{2\text{втор}} + x_{\text{прол}})^{-1,11}. \quad (6)$$

Совместное решение уравнений (6) и (3) при  $G_M < G_{\text{ном}}$  дает:

$$x_{\text{прол}} = x_{2\text{втор}} [(G_M / G_{\text{ном}})^{-0,9} - 1]. \quad (7)$$

Некоторые результаты расчетов в интервале изменения нагрузочных характеристик  $G/G_{\text{ном}}$  (или  $Q/Q_{\text{ном}}$ ) от 0,5 до 2 приведены на рис. 1. В качестве характерных приняты значения  $p_1 = 0,5$  МПа и  $p_2 = 0,12$  МПа, при

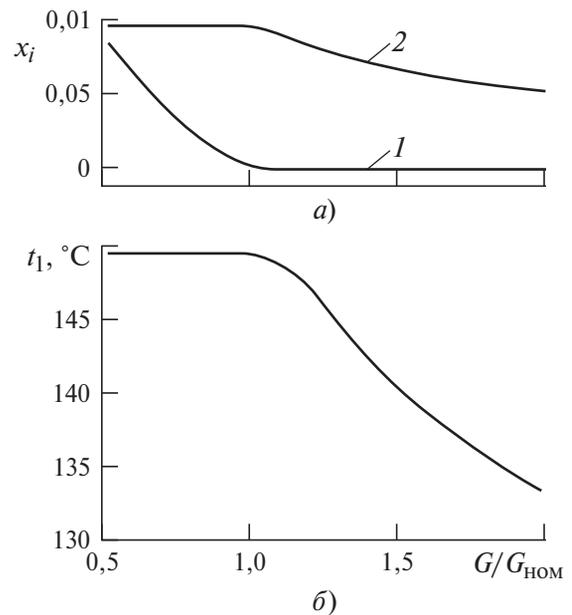


Рис. 1. Графики изменения доли пролетного пара  $x_{\text{прол}}$  (кривая 1) и выхода вторичного пара  $x_{2\text{втор}}$  (кривая 2) в пропускаемом конденсатоотводчиком потоке (а) и температуры  $t_1$  потока на входе в конденсатоотводчик (б) в зависимости от нагрузочной характеристики  $G/G_{\text{ном}} \approx Q/Q_{\text{ном}}$  предвключенного аппарата при  $p_1 = 0,5$  МПа и  $p_2 = 0,12$  МПа

этом  $x_{2\text{втор.ном}} = 0,095$  кг/кг смеси,  $t_{s1} = 149,5$  °С.

Анализ расчетных данных позволяет сделать следующие выводы. При существенно переменной тепловой нагрузке предвключенного теплообменного устройства и его работе без залива части поверхности теплопередачи конденсатом при всех возможных тепловых нагрузках конденсатоотводчик должен иметь проточную часть, обеспечивающую пропуск неохлажденного конденсата в количестве  $G$ , соответствующем максимальной тепловой нагрузке  $Q_{\text{max}}$ . Однако в этом случае при снижении тепловой нагрузки относительно  $Q_{\text{max}}$  конденсатоотводчик неизбежно будет пропускать вместе с конденсатом пролетный пар. Например, при 4-кратном уменьшении тепловой нагрузки доля пролетного пара в пропускаемом конденсатоотводчиком потоке достигает 23 %.

Исходя из задач энергосбережения и более эффективного использования греющего пара, за теплообменным устройством следует устанавливать конденсатоотводчик с проточной частью, рассчитанной на пропуск неохлажденного конденсата с номинальным расходом  $G_{\text{ном}}$  или близким к нему. То обстоятельство, что увеличение тепловой мощности предвключенного теплообменного устройства сверх номинальной будет сопровождаться заливом части поверхности теплопередачи конденсатом и

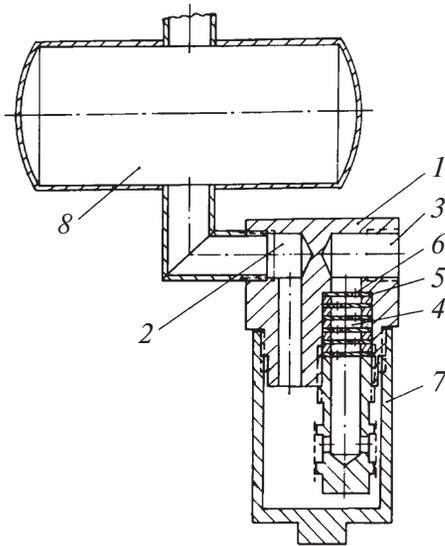


Рис. 2. Конденсатоотводчик дроссельного типа с аккумулярующим объемом:

1 — корпус; 2 и 3 — каналы впуска и выпуска конденсата; 4 — диск; 5 — прокладка; 6 — отверстие; 7 — стакан; 8 — аккумулярующая емкость

снижением температуры  $t_1$  греющего теплоносителя на выходе устройства, во многих практических случаях допустимо. Из рис. 1, б следует, что для принятых давлений потока  $p_1$  и  $p_2$ , например, при 2-кратном увеличении тепловой мощности по отношению к номинальной, снижение температуры  $t_1$  потока на выходе из теплообменного устройства по отношению к  $t_{s1}$  составит  $17^\circ\text{C}$ . В охлажденном конденсате уменьшается выход вторичного пара ( $x_{2\text{ втор}}$  на рис. 1, а). Благодаря этому снижаются потери тепловой энергии и конденсата с потоком паровоздушной смеси, выходящей из “дыхательной” трубы конденсатного бака, устанавливаемого за конденсатоотводчиками в открытых системах сбора конденсата.

Реализация данного энергосберегающего варианта исполнения конденсатоотводчика может потребовать увеличения площади поверхности теплопередачи в предвключенном устройстве, чтобы обеспечить заданную технологией температуру процесса тепловой обработки продукта.

Улучшить работу конденсатоотводчика дроссельного типа в условиях переменной тепловой нагрузки предвключенного теплообмен-

ного устройства позволяет оснащение его аккумулярующей емкостью (рис. 2), сглаживающей неравномерности расхода поступающего конденсата во времени и позволяющей конденсатоотводчику работать при постоянном расходе пропускаемого потока [5].

Аккумулярующий объем определяется по формуле

$$V_a = (G_{max} - G_{cp})\Delta\tau_{max}/\rho, \quad (8)$$

где  $\rho$  — плотность конденсата,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\Delta\tau_{max}$  — временной интервал, в течение которого расход конденсата максимален;  $G_{max}$  и  $G_{cp}$  — максимальный и средний расходы конденсата на выходе из теплообменного устройства.

Средний за рабочий цикл расход конденсата рассчитывается из выражения

$$G_{cp} = \int_0^{\tau} G dt = Q_{cp} / r_1, \quad (9)$$

где  $\tau$  — длительность цикла;  $G$  — текущий временной расход;  $Q_{cp} = \int_0^{\tau} Q dt$  — средняя за цикл тепловая мощность аппарата (номинальная);  $r_1$  — теплота конденсации пара при давлении  $p_1$ .

В ряде случаев может оказаться целесообразным размещение аккумулярующего объема в стакане конденсатоотводчика, что позволит упростить конструкцию.

### Список литературы

1. **Характеристики конденсатоотводчиков дроссельного типа** / Ю. Я. Печенегов, Р. В. Богатенко, А. В. Косов и др. — Промышленная энергетика, 2009, № 7.
2. **Печенегов Ю. Я., Косов А. В., Косова О. Ю.** Методика расчета и характеристики конденсатоотводчиков с дросселирующим элементом в виде слоя твердых частиц. — Промышленная энергетика, 2013, № 3.
3. **Печенегов Ю. Я.** Пароконденсатные системы промышленных предприятий и конденсатоотводчики. — Саратов: Саратов. гос. техн. ун-т, 1998.
4. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Машиностроение, 1975.
5. **Пат. 2467243 (RU), МПК F16T 1.00.** Конденсатоотводчик / Ю. Я. Печенегов, А. В. Косов. — Изобретения. Полезные модели, 2012, № 32.

mxp@techn.sstu.ru