

УДК 66.011

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА В УСТАНОВКЕ КОНЦЕНТРИРОВАНИЯ ВОДНОГО РАСТВОРА ВЕЩЕСТВА

Османов К.О., Хатянович П.П.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Давно известно и применяется сжатие вторичного пара пароструйными компрессорами. Выпаривание является первым производственным процессом, в котором трансформаторы тепла получили применение и распространение. Это объясняется следующими благоприятными обстоятельствами:

- а) при выпаривании на 1 кг рабочего пара получается около 1 кг вторичного пара;
- б) параметры первичного и вторичного пара при малых температурных депрессиях достаточно близки, поэтому необходимая степень сжатия невелика;
- в) вторичный пар после компрессии является греющим паром и используется в этом же аппарате.

Турбокомпрессоры для сжатия вторичного пара выпарных установок малоперспективны из-за их сложности и высокой стоимости. Дешевыми и надежными устройствами являются струйные компрессоры – инжекторы, подключенные к выпарному аппарату по одной из двух схем (рисунок 1). По схеме 1, а) весь вторичный пар сжимают до давления, равного давлению его в греющей камере. До этого же давления расширяется рабочий пар в сопле инжектора. Так как количество смешанного (рабочего и вторичного) пара превышает количество пара, необходимое для поддержания производительности выпарного аппарата, часть сжатого пара  $D_{изб}$  может быть использована другими потребителями тепла. Если для них могут оказаться достаточными параметры вторичного пара из выпарного аппарата, то в этом случае более экономична схема, изображенная на рисунке 1, б). По этой схеме только часть вторичного пара сжимается в струйном компрессоре, а избыточный пар подается потребителю (например, во второй корпус установки).

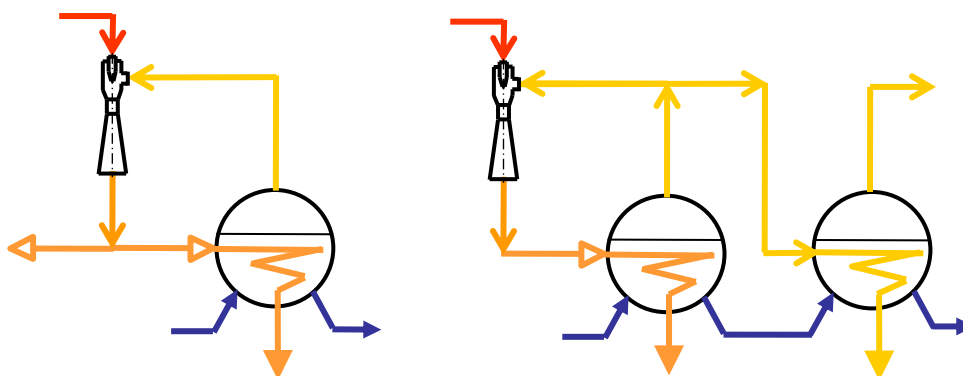


Рисунок 1 - Схема выпарных установок с парожеторным тепловым

Можно доказать аналитически, что расход рабочего пара при работе установки по схеме рисунок 1, а) в  $\frac{u+1}{u}$  раз больше, чем при работе по схеме рисунок 1, б), где  $u$  – коэффициент инжекции (см. ниже). Если, однако, учесть, что при работе по схеме рисунок 1, б) несжимаемая доля вторичного пара из-за низких его параметров часто не

находит потребителя и направляется в конденсатор, то для большинства случаев схема рисунок 1, а) окажется более экономичной.

Рабочий пар высокого давления  $p_p$  поступает в струйный аппарат, расширяется в сопле инжектора и засасывает вторичный пар давлением  $p_{вт}$  (рисунок 2). Из инжектора выходит смесь паров при некотором среднем давлении  $p_c$ . Таким образом, при сжатии инжектируемого пара одновременно повышается его температура, а, следовательно, и энтальпия. Степень повышения давления в таких аппаратах сравнительно невелика  $p_c/p_{вт} = 1,2...4,0$ .

Процесс в струйном аппарате в  $i, s$ - диаграмме изображен на рисунке 3. Рабочий поток с параметрами  $p_p, t_p$  (точка А) расширяется в сопле от давления  $p_p$  до давления  $p_k$  (точка В). Инжектируемый пар с давлением  $p_{вт}$  (точка К) расширяется на выходном участке камеры смешения до давления  $p_k$  (точка М). В камере смешения происходит выравнивание скоростей рабочего и инжектируемого пара и частичное повышение давления смешиваемых потоков (точка N). Смешанный поток поступает в диффузор, где происходит преобразование кинетической энергии во внутреннюю – повышаются давление и энтальпия смешанного потока. Конечное состояние пара, выходящего из компрессора, характеризуется параметрами  $p_c$  и

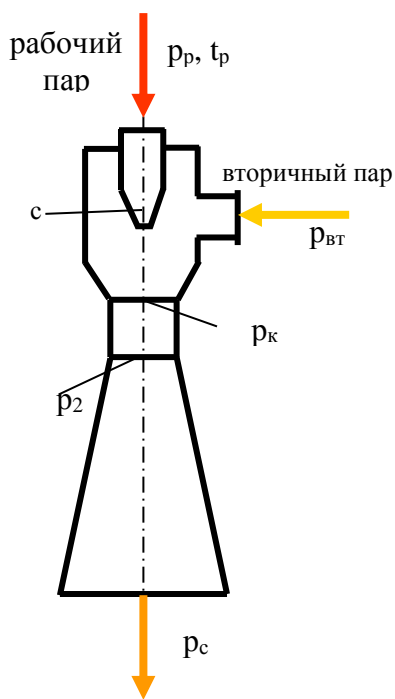


Рисунок 2 – Принципиальная схема струйного теплового насоса

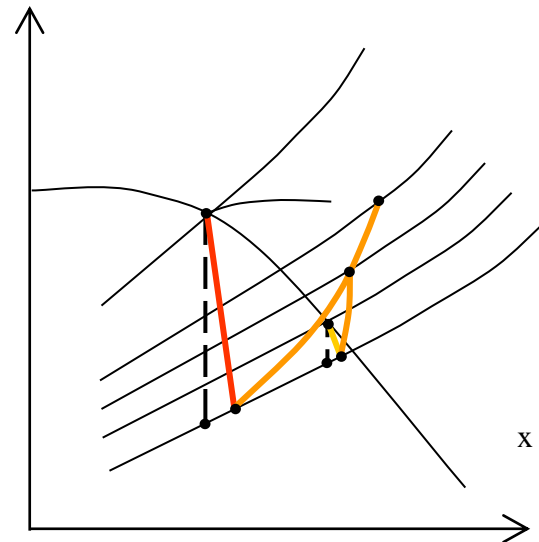


Рисунок 3 – Процессы в струйном аппарате

$i_c$  (точка С).

Из уравнения энергетического баланса компрессора

$$G_p i_p + G_{вт} i_{вт} = (G_p + G_{вт}) i_c \tag{1}$$

следует, что

$$\frac{G_{вт}}{G_p} = \frac{i_p - i_c}{i_c - i_{вт}}, \tag{2}$$

где  $G_{вт}/G_p = u$  - коэффициент инжекции (отношение количества, засасываемого вторичного пара  $G_{вт}$  к количеству рабочего пара высокого давления  $G_p$ ).

Анализ характеристик струйного компрессора (коэффициента инжекции, КПД пароструйного инжектора и расхода свежего пара) проведен для различных давлений рабочего тела (0,6...1,0 МПа) при следующих параметрах выпарного аппарата:

- расход выпариваемой воды (вторичного пара)  $D_{вт} = 0,6$  кг/с;
- абсолютное давление в аппарате  $p_{вт} = 0,2$  МПа;
- абсолютное давление греющего пара  $p_{гр} = 0,3$  МПа;
- пар греющий и вторичный – сухой насыщенный.

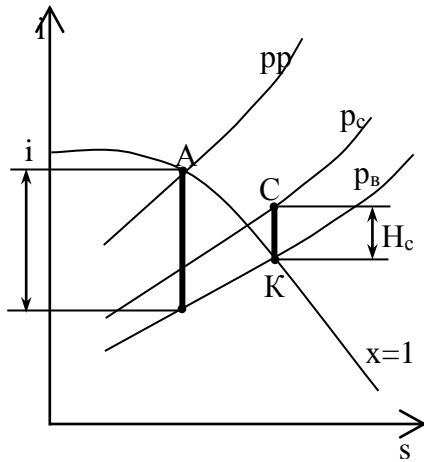


Рисунок 4 – Процессы сжатия и расширения в струйном аппарате

$\eta_1 = 0,9$ ;  $\eta_2 = 0,8$ ;  $\eta_3 = 0,7...0,8$ .

Многовариантные расчеты проведены по следующей методике. По  $i,s$  – диаграмме водяного пара (рисунок 5) находятся адиабатные перепады при расширении рабочего пара от  $p_p = var$  до  $p_{вт}$   $H_p = i_A - i_O$ , а также при сжатии вторичного пара от  $p_{вт}$  до  $p_{гр} = p_c$   $H_c = i_C - i_K$ .

Коэффициент инжекции

$$u = \sqrt{\eta_a H_p / H_c} - 1, \tag{3}$$

где  $\eta_a$  – внешний КПД инжектора, равный,  $\eta_a = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ , здесь  $\eta_1$ ,  $\eta_2$  и  $\eta_3$  – КПД сопла, камеры смешения и диффузора; при расчетах приняты

Энтальпия смеси паров после инжектора составляет

$$i_c = \frac{i_p + u i_{вт}}{1 + u}, \tag{4}$$

где  $i_p = i_A = var$ ;  $i_{вт} = i_K$  (определяется по  $p_{вт}$ ).

Расход греющего пара

$$D_{гр} = \frac{D_{вт}}{\eta}, \tag{5}$$

где  $\eta$  – коэффициент, учитывающий тепловые потери в окружающую среду и неравенство теплоты парообразования греющего и вторичного пара ( $\eta = 0,85...0,88$ ).

Расход рабочего пара

$$D_p = \frac{D_{гр}}{u + 1} \tag{6}$$

Расход засасываемого инжектором вторичного пара

$$D_{инж} = D_{гр} - D_p \tag{7}$$

Остальное количество вторичного пара, равное  $D_{вт} - D_{инж}$ , не подвергается термокомпрессии и может быть использовано в следующем корпусе многокорпусной выпарной установки (рисунок 1, б).

КПД струйного компрессора определяется как отношение полезной работы повышения энтальпии инжектируемого потока к работе, затраченной инжектирующим (рабочим) потоком

$$\eta_K = \frac{u H_c}{H_p - H_c} \tag{8}$$

На основании расчетов построены зависимости  $u = f_1(p_p)$  (рисунок 5),  $D_p = f_2(p_p)$

(рисунок 6) и  $\eta_K = f_3(p_p)$  (рисунок 7). Характер зависимости КПД струйного компрессора от давления рабочего пара позволяет сделать вывод о нецелесообразности повышения указанного давления выше 0,8 МПа, так как это не приводит к пропорциональному

Рисунок 7 - Зависимость КПД струйного компрессора от давления рабочего пара

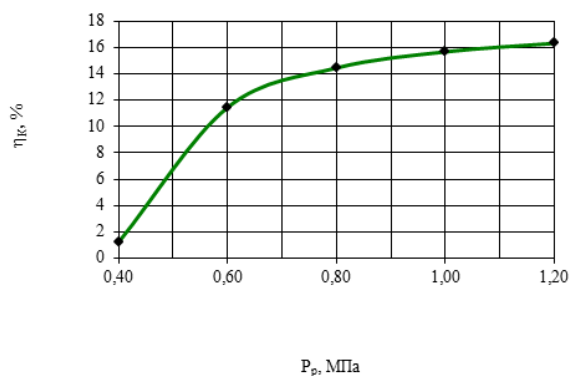


Рисунок 6 - Зависимость расхода рабочего пара на инжектор от его давления

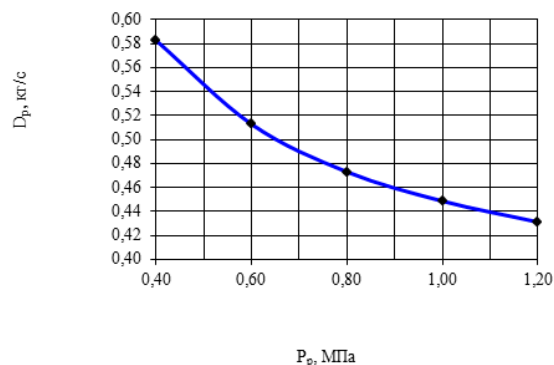
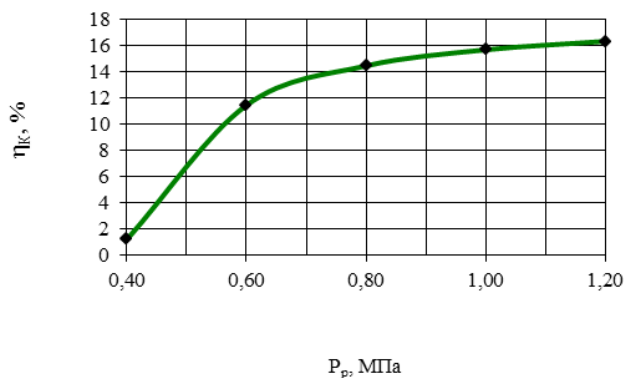


Рисунок 7 - Зависимость КПД струйного компрессора от давления рабочего пара



повышению эффективности компримирующего устройства.

### Литература

1. Баранов, Д.А. Процессы и аппараты: учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / Д.А. Баранов, А.М. Кутепов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 304 с.
2. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. – 2-е изд. – М.: Химия, 1995. – 400 с.
3. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи): учебное пособие для вузов / П.Г. Романков [и др.]; под общ. Ред. П.Г. Романкова. - СПб.: Химия, 1993. – 576 с.