

Изобретение относится к энергетической промышленности и может быть применено на тепловых и атомных электростанциях.

Известна система подогрева питательной воды паротурбинных установок, включающая каскад основанных на использовании энтальпии пара подогревателей на участке между конденсатором и деаэратором, так называемые подогреватели низкого давления, и еще один аналогичный каскад на участке высокого давления воды - подогреватели высокого давления [Резников М.И., Липов Ю.П. Паровые котлы тепловых электростанций. М.: Энергоиздат, 1981, 240 с].

Ее недостаткам являются значительные потери энтальпии отработавшего пара паротурбинной установки, достигающие десятков процентов от тепла, генерируемого в парогенераторе. Потери определяются, прежде всего, тем, что основная часть тепла фазового перехода отработавшего пара не используется - дна теряется в конденсаторах турбин. При энтальпии пара, подаваемого в турбину (когда его давление 24 МПа и температура 570°C) 3410 кДж/кг, энтальпия пара, поступающего в конденсатор, т.е. практически выбрасываемая в окружающую среду и не используемая для полезных целей, составляет 2555-2575 кДж/кг.

Наиболее близкой по совокупности признаков к заявляемой является система подогрева паротурбинных установок [Авт. св. СССР №1291786, кл. F 22 D 1/32, 1985]. При этой системе в подогревателях тепло пара используется более полно, чем в широко применяемых системах. Однако основной недостаток - высокие потери с энтальпией отработавшего пара - практически остается.

В основу изобретения поставлена задача создать систему подогрева питательной воды паротурбинной установки, в которой введение двухступенчатого подогревателя обеспечивает повышение степени использования тепла фазового перехода отработавшего пара для подогрева питательной воды.

Для решения поставленной задачи система подогрева питательной воды паротурбинной установки, включающая подогреватели: низкого и высокого давления, согласно изобретению дополнительно содержит двухступенчатый подогреватель, первая ступень которого выполнена в виде компрессора и всасывающий патрубок его соединен паропроводом с одной из последних ступеней турбин, а элементы охлаждения подключены к трубопроводу питательной воды перед нагревателями низкого давления, вторая ступень содержит последовательно размещенные по ходу движения питательной воды насос и струйный аппарат, насос подключен к трубопроводу питательной воды за последним подогревателем высокого давления, причем рабочее сопло струйного аппарата выполнено в виде сопла Лаваля и выходное отверстие диффузора сопла Лаваля размещено в форкамере, дополнительно установленной перед смесительной камерой струйного аппарата, при этом форкамера соединена трубопроводом с системой отвода пара из турбины на сжатие, а смесительная камера соединена с трубопроводом скатного пара.

Сопло Лаваля выполнено с углом раскрытия диффузора 4-5° и длиной диффузора, определяемой соотношением площадей сечения выходного отверстия и горловины равным 4-5, при этом перед горловиной сопла Лаваля дополнительно установлено закручивающее устройство, соответствующее углу раскрытия факела жидкости на 1-2° меньшему, чем угол раскрытия диффузора сопла Лаваля.

Вводимый в систему дополнительный двухступенчатый подогреватель обеспечивает возврат в систему части уже отработавшего пара. При этом энтальпия этого, возвращаемого пара, используется для подогрева питательной воды.

Первая ступень - компрессор - прежде всего подготавливает пар ко второй ступени обработки в агрегате "насос - струйный аппарат", где пар компримируется, подогревая при этом питательную воду на последней ступени подогревателей высокого давления.

Компрессор, кроме подготовки пара к компримированию во 2-ой ступени, используется также и для подогрева питательной воды - на 1-ой ступени подогревателей низкого давления. Это обеспечивается за счет использования питательной воды для охлаждения элементов компрессора.

Особенности конструкции сопла Лаваля, касающиеся угла раскрытия его диффузорной части и длины этого диффузора, обеспечивают наибольшую эффективность трансформации энтальпии высокотемпературной жидкости в кинетическую энергию струи распыливаемой воды на выходе из сопла и, следовательно, максимальную эжектирующую способность рабочего потока - смеси пара и распыленной жидкости.

На фиг. 1 изображена схема реализации предлагаемой системы подогрева питательной воды; на фиг. 2 - сопло Лаваля, использованное в системе.

Предлагаемая система, также как и известные системы, включает парогенератор с пароперегревателем 1 и последовательно включенные турбину 2, конденсатор 3, подогреватели низкого давления 4, деаэратор 5, водоподготовительную установку 6, подогреватели высокого давления 7. Система содержит дополнительный двухступенчатый подогреватель. В качестве первой ступени подогрева используется конденсатор 8 для сжатия пара, отбираемого из турбины и практически отработавшего в ней. При этом энтальпия пара, отбираемого из турбины и поступающего в компрессор, не теряется - она используется для подогрева питательной воды во 2-ой ступени подогрева. Реализуемый же в 1-ом каскаде подогревателей низкого давлений подогрев питательной воды в компрессоре осуществляется за счет использования ее для охлаждения компрессора. Вторая ступень, агрегат "насос - струйный аппарат", используется на последней ступени подогревателей высокого давления. Насос 9 применен с целью передачи питательной воде дополнительной энергии, необходимой для компримирования струйным аппаратам пара, поступающего из компрессора. В качестве рабочего элемента используется сопло Лаваля 10, в которое подается высокотемпературная питательная вода. Выходное отверстие диффузора сопла Лаваля подключено к форкамере 11, соединяемой с трубопроводом отвода отработавшего пара из турбины.

Компримируемый, конденсирующийся в струйном аппарате паром вода подогревается.

Таких агрегатов "насос - струйный аппарат", используемых в качестве подогревателей высокого давления, может быть несколько. На фиг. 1 показан еще один, дополнительный агрегат.

Система работает следующим образом. Практически отработавший в турбине пар при давлении, например, близком к 0,1 МПа отводится минуя конденсатор 3 в компрессор 8. В компрессоре пар сжимается

до давления приблизительно равно 3-4 МПа. Для охлаждения компрессора используется питательная вода - конденсат, поступающий из конденсатора. При этом конденсат нагревается, чем реализуется 1-ая ступень нагрева питательной воды. Затем вода поступает в существующие подогреватели низкого давления и т.д.

Угол раскрытия диффузора сопла Лавалю 10 должен находиться в пределах 4-5°. При угле меньше 4° часть уже диспергированной жидкости коагулирует в диффузионной части сопла и не обеспечивается требуемая энергопередача от жидкости к эжектируемому пару. При угле раскрытия диффузора больше 5° ухудшаются условия для преобразования энтальпии жидкости в кинетическую энергию парожидкостного потока, т.е. ухудшаются показатели работ сопла Лавалю и в целом струйного аппарата.

Перед конфузурой сопла Лавалю устанавливается закручивающее устройство 13 с геометрической характеристикой А, находящейся в пределах 0,01-0,02. Эта геометрическая характеристика соответствует углу раскрытия факела жидкости за счет центробежных сил на 1-2° меньшему, чем угол раскрытия диффузора 16 и в целом - факела.

Наиболее неблагоприятные условия для распыливания высокотемпературной жидкости создаются в осевой части факела, где поток плотнее, капельки жидкости более крупные. Закручивающее устройство предназначено для рассеивания плотной нераспыленной части факела за счет придания потоку центробежных сил. Если геометрическая характеристика А будет меньше 0,01, ухудшаются условия парообразования в осевой части факела, за счет чего жидкость в этой части плохо диспергируется и ухудшается требуемая энергопередача. Если геометрическая характеристика А больше 0,02, то крупные капли, при которых не обеспечивается необходимое взаимодействие сред, появляются в периферийной части факела.

Длина диффузора сопла Лавалю определяется из соотношения диаметров - выходного сечения диффузора и горловины. Это отношение должно быть в пределах 4-5. Если оно меньше 4, угол раскрытия факела изменится на выходе из сопла. При этом уменьшится скорость факела. Меньшее количество жидкости перейдет в пар в диффузорной части, за счет этого снизится скорость потока на выходе из сопла. Наиболее высокое преобразование энтальпии жидкости в скорость движения парожидкостного потока обеспечивается при величине этого отношения от 4 до 6-6,5. Однако при значениях от 5 до 6-6,5 оно не прирастает, остается стабильным и при максимальных значениях вызывает лишь необходимость увеличения габаритов сопла Лавалю и в целом всей установки. Поэтому наибольшее отношение диаметров выходного сечения диффузора и горловины должно быть равно 5.

Компримирование пара до давления питательной воды, подаваемой в парогенератор и поступающей к агрегату "насос - струйный аппарат", обеспечивается за счет частичного испарения воды, диспергирования ее и сообщения распыленной жидкости высоких скоростей движения в диффузорной части сопла Лавалю, у выходного сечения которого т.е. в форкамере, за счет соединения последней с трубопроводом отвода отработавшего пара из турбины обеспечивается пониженное давление пара. Поступающий в смесительную камеру 12 высокоскоростной поток эжектирует пар, подаваемый из компрессора. Компримируемый, конденсирующийся пар нагревает питательную воду.

Предлагаемый двухступенчатый подогреватель может быть реализован на ТЭС, парогенераторы которой эксплуатируются при давлении пара 24 МПа и температуре питательной воды 200°С.

Компрессоров, с помощью которых можно было бы сжать отработавший в турбинах пар до давления 24 МПа (даже предполагая возможную последовательную установку их) и после этого использовать этот пар вторично, например для подогрева питательной воды после существующих подогревателей высокого давления, промышленностью не выпускается. Поэтому была применена двухступенчатая система подогрева.

Пар при давлении ~ 0,1 МПа, отбираемый из турбины, направляется в компрессор, по своим параметрам подобный, например, компрессору К 1290-121-1 либо К 890-122-1. Пар в компрессоре сжимается до давления ~ 3,5 МПа. Тепло охлаждающей воды не теряется: оно используется для подогрева питательной воды перед подогревателями низкого давления. Это обеспечивается использованием питательной воды для охлаждения компрессора.

Пар при давлении ~ 3,5 МПа (чем выше это давление, тем выше показатели работы 2-ой ступени подогревателя и в целом всей системы подогрева) направляется на 2-ую ступень подогревателя.

Питательная вода подается в сопло Лавалю. Т.к. форкамера соединена с трубопроводом отвода пара из турбины, в этой камере поддерживается давление ~ 0,1 МПа. Следовательно противодавление на выходе парожидкостной смеси из сопла Лавалю ~ 0,1 МПа. Скорость выхода парожидкостной смеси из сопла  $V_2$  (м/с) определяется в соответствии с зависимостью

$$V_2 = \sqrt{2(i_1 - i_2) + V_1^2} \eta_c,$$

где  $V_1$  - скорость движения жидкости в горловине сопла Лавалю, м/с;

$i_1$  и  $i_2$  - энтальпии жидкости в горловине и на выходе из диффузора сопла, Дж/кг;

$\eta_c$  - к.п.д. сопла.

Для определения  $\eta_c$  нами была проведена серия экспериментов в лабораторных и промышленных условиях. Температура жидкости изменялась от 167 до 191°С. Жидкость растапивалась в среду, давление в которой было близким к атмосферному. Обработка полученных данных с использованием ЭВМ показала, что КПД сопла Лавалю (в %) с коэффициентом корреляции 0,92 изменяется в соответствии с зависимостью

$$\eta_c = 30,34 - \frac{1908}{(t - 100)},$$

где  $t$  - температура воды, °С. (Полученные значения КПД не полностью отражают возможности использования тепла жидкости для обеспечения высоких скоростей истечения ее из сопла. Эти результаты соответствуют углу раскрытия диффузорной части 8°.

Более полное использование тепла жидкости для обеспечения высоких скоростей истечения ее из сопла

достигается при меньших углах раскрытия диффузора).

Для указанных выше условий ТЭС и  $\eta_c=0,18$ ,  $V_2=508$  м/с. Для достижения такой скорости истечения жидкости, без использования ее тепла, потребовалось бы давление  $\approx 133$  МПа.

Для струйного аппарата справедливо энергетическое соотношение

$$P_b \cdot V_b \cdot \eta_{\text{апп.}} = \Delta P_n \cdot V_n,$$

где  $P_b$  и  $V_b$  - избыточное давление и расход воды;

$\eta_{\text{апп.}}$  - к.п.д. смешения сред в аппарате;  $\eta_{\text{апп.}} = 0,25$ ;

$\Delta P_n$  и  $V_n$  - перепад давлений и расход пара.

Для расхода пара, равного  $1 \text{ м}^3/\text{с}$ :

$$(133-24) \cdot V_b \cdot 0,25 = (24-3,5) 1,$$

$V_b \approx 0,75 \text{ м}^3$  воды на  $1 \text{ м}^3$  пара.

При указанном соотношении расходов жидкости и пара обеспечивается нагрев жидкости на величину около  $10^\circ\text{C}$  (может использоваться еще ступень - или ступени - нагрева).

В расчете на  $100 \text{ кг/с}$  отбираемого и компримируемого пара энергозатраты составят:

на 1-ой ступени - около  $80 \text{ МВт}$ ;

на 2-ой ступени  $50 \text{ МВт}$ ;

Общие затраты  $130 \text{ МВт}$ ;

Количество вносимого в систему тепла с паром  $\approx 265 \text{ МВт}$ . Кроме того  $\sim 50-60 \text{ МВт}$  передается системе на 1-ой ступени подогрева при охлаждении компрессора.

Таким образом с каждым килограммом ежесекундно отбираемого пара в систему вносится  $\sim 1,85-1,95 \text{ МВт}$  (за вычетом затрат на компримирование).

Для АЭС одна ступень нагрева, как следует из подобного выше приведенному расчету, обеспечит повышение температуры питательной воды приблизительно на  $65^\circ\text{C}$ .

Мощностью, которую необходимо расходовать на компримирование пара в струйном аппарате, а также частью механической энергии теряемой в этом аппарате (она затрачивается на нагрев жидкости), определяется мощность насоса, размещаемого перед струйным аппаратом.

