

УДК 621.186:66.045.1

Э.Г. Братута, д-р техн. наук, проф.,
А.Н. Ганжа, канд. техн. наук, доц.,
Н.А. Марченко, канд. техн. наук, доц.
Нац. техн. ун-т "ХПИ"

ОПТИМАЛЬНЫЙ РАСХОД ОСНОВНОГО КОНДЕНСАТА ЧЕРЕЗ ВСТРОЕННЫЕ ПАРООХЛАДИТЕЛИ В ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТУРБОУСТАНОВОК МОЩНОСТЬЮ 300 МВт

Е.Г. Братута, А.М. Ганжа, Н.А. Марченко.

Оптимальна витрата основного конденсату через вбудовані парохолоджувачі у підігрівниках низького тиску турбоустановок потужністю 300 МВт. Розроблено методику та алгоритми оптимізації витрати води через вбудовані охолоджувачі пари у підігрівачах низького тиску турбоустановок потужністю 300 МВт. Функцією цілі в задачі оптимізації є мінімум питомої ціни споживання. З врахуванням обмежень отримано діапазон оптимальних витрат води при заданих значеннях економічної характеристики апарата.

E.G. Bratuta, A.N. Ganzha, N.A. Marchenko.

Optimal quantity of full-flow condensate through built-in attemperator in low-pressure heaters of turbo-installation power 300 MW. The procedure and algorithms of optimizing water flow rate through built-in attemperators in low-pressure heaters of 300 MW turbo-installations are developed. The efficiency function in the optimization problem is the minimum of specific consumption price. With regard for constraints, the optimal water flow range at prescribed values of device's economic characteristic is determined.

Одним из путей повышения эффективности производства электроэнергии на паротурбинных энергоблоках является регенеративный подогрев основного конденсата. Для более эффективного использования теплоты перегрева пара, который отбирается из турбины, и уменьшения недогрева воды в подогревателях устанавливаются парохладители (охладители пара, ПО или ОП). В подогревателях низкого давления (ПНД) охладитель пара может включать в себя весь трубный пучок последнего хода основного конденсата или отдельный двухходовой трубный пучок (рис. 1), заключенный в кожух в центре подогревателя. В последнем случае через ОП дополнительно пропускается часть расхода основного конденсата, после чего он смешивается с потоком воды из зоны конденсации пара (собственно подогревателя). Для организации необходимого расхода основного конденсата через ОП на патрубке его выхода из собственно подогревателя устанавливается ограничивающая диафрагма (дрессельная шайба).

В Украине большая часть электрической энергии, вырабатываемой ТЭС и ТЭЦ, производится на энергоблоках мощностью 250...300 МВт с турбоустановками К-300-240, Т-250/300-240 различных модификаций. В системах регенерации низкого давления таких турбоагрегатов в основном были установлены подогреватели ПН-400. Эти аппараты в энергоблоках, выпускаемых с начала 70-х годов прошлого века, были заменены более совершенными подогревателями ПН-550 [1...3]. Тем не менее, подогреватели ПН-400 остаются наиболее распространенными в энергоблоках мощностью 250...300 МВт.

Многие энергоблоки, построенные до начала 70-х годов, выработали установленный ресурс, а некоторые из них подходят к его выработке. Поэтому задача усовершенствования конструктивных и режимных характеристик оборудования, которое используется на этих энергоблоках, является актуальной для продления их ресурса и экономии топлива.

Поэтому задача поиска оптимального расхода основного конденсата через встроенные парохладители подогревателей ПН-400 является актуальной.

Трубная система подогревателей ПН-400 набирается из U-образных труб поверхностей нагрева диаметром 16 мм и толщиной стенки 1 мм, концы которых развальцованы в трубной доске. В основном применяются трубки из латуни марок Л-68 и ЛО70-1. В подогревателе ПН-400-

26-7-I в центре трубного пучка в специальном кожухе располагается встроенный охладитель пара (см. рисунок 1.). В трубной системе ОП имеются перегородки, которые позволяют создавать поперечное омывание паром труб.

Для исследуемого типа аппарата с поперечным течением теплоносителей минимум удельной цены потребления обеспечивают оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя и оптимальный диаметр труб, а максимальную эффективность теплообмена – оптимальный относительный шаг разбивки трубного пучка и оптимальное отношение чисел Рейнольдса теплоносителей. При этом оптимальные значения относительного шага разбивки и отношения чисел Рейнольдса теплоносителей, соответственно, совпадают при максимуме эффективности теплообмена и минимуме удельной цены потребления [4].

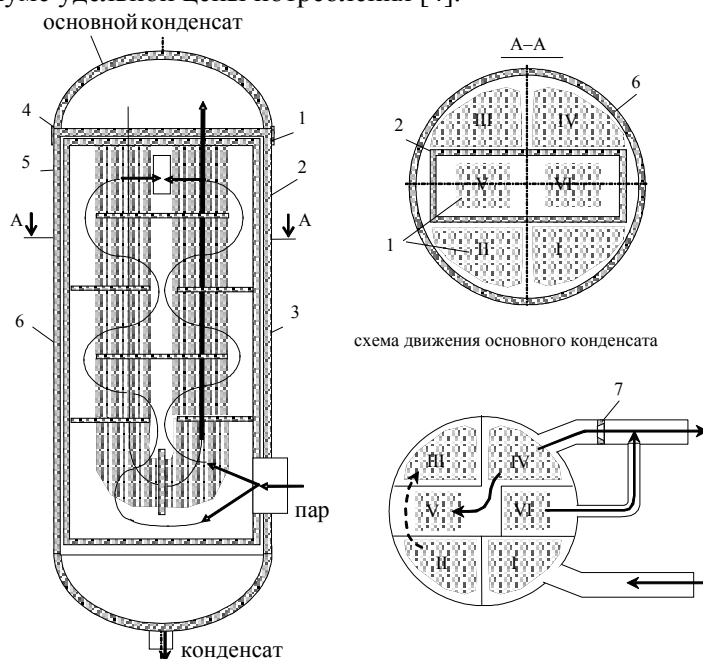


Рис. 1. Подогреватель с ОП в центре трубного пучка: 1 — трубный пучок, 2 — кожух ОП, 3 — промежуточная перегородка, 4 — трубная доска, 5 — окна для выхода пара, 6 — корпус подогревателя, 7 — дроссельная шайба, I, II, III, IV, V, VI — ход основного конденсата

Система уравнений математической модели для оптимизации аппарата включает в себя: уравнения теплового баланса и теплопередачи, зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, средних температур и температурных напоров, теплофизических свойств теплоносителей и материалов стенок труб, гидравлических и местных сопротивлений, мощностей на прокачку теплоносителей, а также геометрические характеристики. Коэффициенты теплоотдачи и сопротивления с внутренней стороны определяются с учетом шероховатости, а с наружной стороны — с учетом особенности поперечного обтекания. Алгоритм расчета средних температур теплоносителей, температурных напоров, эффективности теплообмена был специально разработан для сложной смешанной схемы течения теплоносителей в пароохладителях, показанных на рисунке 1. Здесь присутствует перекрестное омывание паром конечного числа рядов труб одного хода, между которыми пар не перемешивается [5]. Включение ходов в схеме одновременно по противотоку и прямотоку.

Эффективность теплообмена E (энергетический коэффициент, критерий Кирпичева) определяется как [4]

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (1)$$

где Q — передаваемый тепловой поток, Вт;

N — суммарная мощность, требуемая на прокачку теплоносителей через поверхность теплообмена с обеих сторон без учета КПД нагнетателей и приводов, Вт.

Удельная цена потребления включает в себя первоначальные затраты на поверхность и нагнетатели (капитальные вложения), отнесенные к одному году, и годовые эксплуатационные затраты с учетом числа часов работы, графиков загрузки оборудования, коэффициентов дисконтирования. Здесь уже учитываются КПД нагнетателей и приводов, стоимость потребляемой электроэнергии. Обычно для теплообменных аппаратов принято относить цену потребления к передаваемому тепловому потоку (тепловой мощности, кВт) [4]

$$C_{\text{пр}} = \frac{C_{\text{пот}}}{Q} = \frac{C_F \cdot F + C_N \cdot N \cdot 10^{-3}}{Q} = \frac{C_F}{q} + \frac{C_N \cdot 10^{-3}}{E}, \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}, \quad (2)$$

где F — площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

q — плотность теплового потока, $\text{кВт}/\text{м}^2$;

C_F — годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 м^2 поверхности теплообмена, $\text{грн}/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$;

C_N — годовые первоначальные и эксплуатационные затраты на 1 кВт мощности нагнетателей с учетом КПД их приводов, $\text{грн}/(\text{год} \cdot \text{кВт})$.

Конструктивные размеры трубного пучка в подогревателе при решении поставленной задачи остаются неизменными и соответствуют стандартному аппарату ПН-400-26-7-1.

Поскольку в данной задаче диаметр труб остается постоянным, то оптимальное число Рейнольдса внутреннего теплоносителя Re_v соответствует его оптимальной скорости w_v .

При неизменном числе труб оптимальная скорость внутреннего теплоносителя будет соответствовать оптимальному расходу основного конденсата G_b через пароохладитель.

Проведенные исследования показали, что минимум удельной цены потребления зависит не от значений C_F и C_N в отдельности, а от их отношения (экономической характеристики теплообменника) [4], т.е.

$$C = \frac{C_F \cdot 10^3}{C_N}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \quad (3)$$

Использование экономической характеристики C позволяет обобщить результаты оптимизации для различных случаев комбинации годовых затрат на поверхность и нагнетатели. Проведен анализ влияния экономической характеристики C на оптимальный расход пара через пароохладитель.

При решении задачи оптимизации накладывались следующие ограничения:

— средняя скорость пара в живом сечении пучка труб ОП находится в пределах ограничения по динамическому напору при поперечном омывании латунных труб $w_n \leq 39\sqrt{v_n}$, где v_n — средний удельный объем пара;

— скорость воды в трубах ОП должна быть меньше либо равной скорости в зоне собственно подогревателя, которая в этом аппарате является предельной из условий предотвращения эрозионно-коррозионного износа входных участков труб;

— минимальная локальная температура пара на выходе из пароохладителя и температура наружной стенки не должны превышать температуру насыщения из условия предотвращения начала конденсации пара в пароохладителе и возникновения каплеударной эрозии [2, 3]:

— вода не должна вскипать в трубах пароохладителя;

— плотности сред в нагнетателях приняты равными $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$;

— недогрев основного конденсата на выходе из зоны собственно подогревателя (входе в ОП) определяется из поверочного расчета всего подогревателя [3].

Исходные данные соответствовали номинальному режиму турбоустановки К-300-240: расход основного конденсата через весь аппарат — $652 \text{ т}/\text{ч}$, давление основного конденсата — $2,2 \text{ МПа}$; температура пара на входе — $350 \text{ }^\circ\text{C}$, давление — $0,6 \text{ МПа}$, расход — $23,24 \text{ т}/\text{ч}$; темпера-

тура основного конденсата на выходе из аппарата — 159 °С, на входе — 138,5°С; материал труб — латунь Л-68.

Проведенные исследования позволили получить зависимость оптимального расхода основного конденсата через пароохладитель (рис. 2), который соответствует минимуму удельной цены потребления при различных значениях экономической характеристики. С учетом принятых ограничений значение экономической характеристики находится в пределах $C=2...146 \text{ Вт/м}^2$, соответствующий оптимальный расход основного конденсата — $G_n=70...420 \text{ т/ч}$.



Рис. 2. Оптимальные расходы пара через пароохладитель

При уменьшении предельного расхода пара через ОП возможно вскипание воды в трубах ОП, а при увеличении — скорость воды в трубах превышает предельную. При малых и больших расходах воды через пароохладитель возникают трудности с подбором и расчетом ограничивающей шайбы. При значениях $C > 146 \text{ Вт/м}^2$ целесообразно использовать конструкцию подогревателя с ОП в конце последнего хода основного конденсата на весь его расход.

Разработанная методика и алгоритм поиска оптимального расхода воды через пароохладитель является универсальной при различных местах установки нагнетателей. Пересчет экономической характеристики C при плотности сред 1000 кг/м^3 (т.е. расчетной) к существующей характеристике C' осуществляется следующим образом:

$$C' = C \cdot \left(\frac{1}{\rho_{\text{вн}}} + \frac{D_{\text{в}}}{\rho_{\text{нн}}} \right) \cdot \frac{10^3}{1 + D_{\text{в}}}, \quad (4)$$

где $\rho_{\text{вн}}$ и $\rho_{\text{нн}}$ — существующие средние плотности в нагнетателях в месте их установки, кг/м^3 ;

$D_{\text{в}}$ — оптимальное отношение мощностей на прокачку теплоносителей с наружной и внутренней стороны [4] при расчетной экономической характеристике C (рис. 3).

На рис. 4 представлена зависимость минимальной локальной температуры пара и наружной стенки трубы (в месте выхода пара из противоточной части трубного пучка). Для ее нахождения была использована разработанная методика определения локальных температур в теплообменниках рассматриваемого типа.

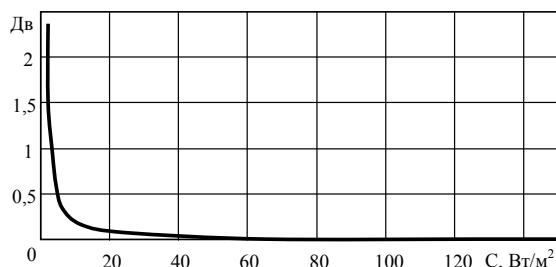


Рис. 3. Отношение мощностей на прокачку теплоносителей

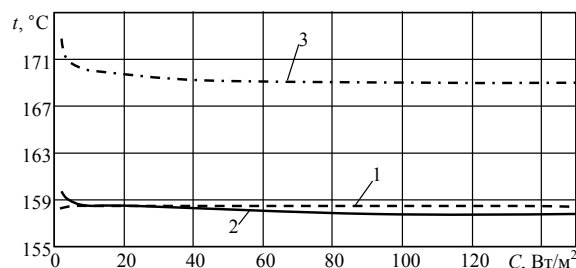


Рис. 4. Минимальные температуры насыщения (1), наружной стенки труб (2) и пара (3)

Как видно, при значениях $C > 12 \text{ Вт/м}^2$, что соответствует расходу основного конденсата через ОП больше 175 т/ч (см. рисунок 2), вероятно образование конденсата на трубах охладителя пара и возникновения каплеударной эрозии наружной поверхности труб и кожуха пароохладителя.

Таким образом, использование обобщенной экономической характеристики позволило найти диапазон оптимальных расходов основного конденсата через пароохладитель при различных ее значениях. Оптимальные расходы соответствуют минимумам заданной удельной цены потребления. Полученное оптимальное значение расхода воды через пароохладитель позволяет сделать подбор и расчет ограничительной диафрагмы (шайбы), которая установлена на патрубке выхода основного конденсата из собственно подогревателя (см. рисунок 1.). Разработанные методики и алгоритмы могут быть использованы при оптимизации режимных и конструктивных параметров аналогичных теплообменных аппаратов, а также других более сложных теплообменников или их групп.

Литература

1. Теплообменное оборудование: Каталог 18-2-76. — М.: НИИЭнформэнергмаш, 1977. — 203 с.
2. РТМ 108.271.23-84. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления. — М.: МЭМ, 1984. — 216 с.
3. Ганжа А.Н. Пароводяные теплообменники энергоустановок ТЭС и АЭС. — Харьков: НТУ “ХПИ”, 2002. — 169 с.
4. Калафати Д.Д. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена / Калафати Д.Д., Попалов В.В. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 152 с.
5. Ганжа А.Н. Моделирование процессов в воздухоохладителях стационарных ГТУ / Ганжа А.Н., Марченко Н.А. // Двигатели внутреннего сгорания. — Харьков: НТУ “ХПИ”, 2007. — № 2. — С. 93 — 97.

Поступила в редакцию 30 января 2008 г.