

УДК 621.165

В.Н. ГОЛОЩАПОВ*, канд. техн. наук, Л.А. ИВАНОВА**, инж.,
В.И. КАСИЛОВ**, канд. техн. наук, А.Ю. КОЗЛОКОВ***, инж.

**Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков*

*** Харьковский Национальный технический университет «ХПИ»*

****ОАО Харьковская «ТЭЦ-5»*

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ДРОССЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА СИСТЕМЫ ВПРЫСКОВ КОТЛА ТГМП-344А

Розглянута методика розрахунку дросельного пристрою вприсків котла для регулювання температури гострої пари на виході із котла з урахуванням теплового стану блока. Надається послідовність теплового та гідравлічного розрахунків дросельного пристрою, яка забезпечує необхідні витрати вприску у парохолоджувач живильної води.

The method of calculation of throttle device of injection for adjustment of temperature of direct steam at outlet from a boiler taking into account the temperature state of block is considered. The sequence of thermal and hydraulic calculations of throttle device, providing the necessary mass flow of injection of feed water in desuperheater is shown.

Надёжность работы впрысков котла при перегреве пара во время пусков взаимосвязана с работой всех элементов схемы впрысков.

На начальной стадии пуска, при низком давлении пара в элементах пароперегревателя (после встроенной задвижки ВЗ) и давлении охлаждающей воды, соответствующей давлению, создаваемому питательным электронасосом на регуляторах расхода системы впуска возникает большой перепад давления, что формирует в элементах регулятора высокую скорость охлаждающей воды и при её предварительном подогреве до 110 С в деаэраторе Д-7 может вызвать кавитационный износ металла клапанов. Для предупреждения этого в системе впрысков устанавливается дроссельное устройство, в котором срабатывается большая часть перепада давления между давлением за питательным электронасосом и давлением в паровой части котла (после встроенной задвижки).

Пропускная способность дроссельного устройства, с одной стороны, должна обеспечить достаточный для охлаждения пара расход питательной воды (являющейся для системы впрысков охлаждающей), с другой стороны, на начальной стадии пуска котла обеспечить экономичный режим работы за счёт ограничения расхода воды, сбрасываемой в деаэратор Д-7 по линии рециркуляции.

Разработка конструкции дроссельного устройства, отвечающего этим требованиям, связана с выбором момента отключения дроссельного устройства при анализе увеличения мощности блока и выбором его основных геометрических характеристик, обеспечивающих рациональный режим работы системы впрысков во всём диапазоне работы с дроссельным устройством.

Решение поставленной задачи – разработка конструкции ДУ – связана с разработкой методического подхода и серии тепловых, гидравлических и прочностных расчётов, которые позволят принять рациональную конструкцию ДУ.

Методический подход к расчёту характеристик дроссельного устройства

Целью методического подхода является определение конструкции и геометрических размеров дроссельного устройства (ДУ) исходя из условий его работы до отключения при пусках блока из различных тепловых состояний. При этом необходимо рассматривать такие вопросы, как:

1. Тепловой расчёт потока пара при работе впрысков в случае заброса температуры пара в ширмовом пароперегревателе (ШПП) и конвективном пароперегревателе (КПП-1) и определения расхода питательной воды для снятия перегрева при пуске из холодного состояния.

2. Гидравлический расчёт системы впрысков от коллектора с установленным распылителем охлаждающей жидкости до выхода питательной воды из регулятора расхода, установленного на магистрали впрыска.

3. Гидравлический расчёт системы впрысков от регулятора расхода до ДУ для определения давления питательной воды перед ДУ.

4. Гидравлический расчёт ДУ для определения его геометрических параметров.

5. Поверочный расчёт геометрических характеристик ДУ при пусках из разных тепловых состояний.

6. Расчёт на прочность элементов ДУ.

Алгоритм расчёта дроссельного устройства и описание системы впрысков

Система впрысков котла ТГМП-344А [1] предназначена для регулирования температуры острого пара на выходе при его перегреве в ШПП и КПП-1 и КПП-2. Впрыски котла установлены в разрыве между встроенной задвижкой (ВЗ) и ШПП (1-й впрыск), между КПП-1 и КПП-2 (2-й впрыск) и перед паропроводом острого пара за КПП-2 (3-й впрыск) рис 1. Подвод охлаждающей воды к потоку пара в нитках А и Б парового тракта котла осуществляется посредством пароохладителей высокого давления (ВД). Пароохладитель ВД представляет собой коллектор диаметром 377×60 мм (сталь 12Х1МФ), в котором размещены защитная рубашка из трубы диаметром 229×8 мм и впрыскивающее устройство.

На коллекторе приварен штуцер диаметром 130×35 мм для установки впрыскивающего устройства, которое представляет собой трубу диаметром 42×6 мм (сталь 12Х1МФ), в которой просверлены отверстия диаметром 4 мм для подвода впрыскиваемой в поток пара воды.

Впрыскивающее устройство 1-го впрыска имеет 20 отверстий, расположенных в три ряда (в 2-х рядах по 7 отверстий, в одном – 6 отверстий).

Впрыскивающее устройство 2-го впрыска имеет 26 отверстий, расположенных в три ряда (в 2-х рядах по 9 отверстий и в одном среднем ряду 8 отверстий).

Пусковой пароохладитель ВД (3-й впрыск) представляет собой коллектор диаметром 325×60 мм (ст. 12Х1МФ), в котором размещены защитная рубашка и впрыскивающее устройство, выполненное аналогично пароохладителю 2-го впрыска.

Защитная рубашка удерживается в коллекторе с помощью 4-х шпилек М24, расположенных по окружности под углом 120° и двумя упорами.

Охлаждение пара, в случае его перегрева на величину $\Delta t = t_{\text{пер}} - t_0$, где $t_{\text{пер}}$ – температура перегретого пара по сравнению с режимом t_0 , производится впрыском питательной воды, которая отбирается перед ДУ котла и задвижкой ЗИ.

Охлаждающая вода имеет ту же температуру, что и питательная вода, подаваемая в котёл, после подогревателей высокого давления. Охлаждающая вода трубопроводом диаметром 133×18 мм под давлением, создаваемым питательным

электронасосом (ПЭН) до $G_{ПВ} = 300$ т/ч и питательным турбонасосом $G_{ПВ} \geq 300$ т/ч, подводится к ДУ системы впрысков.

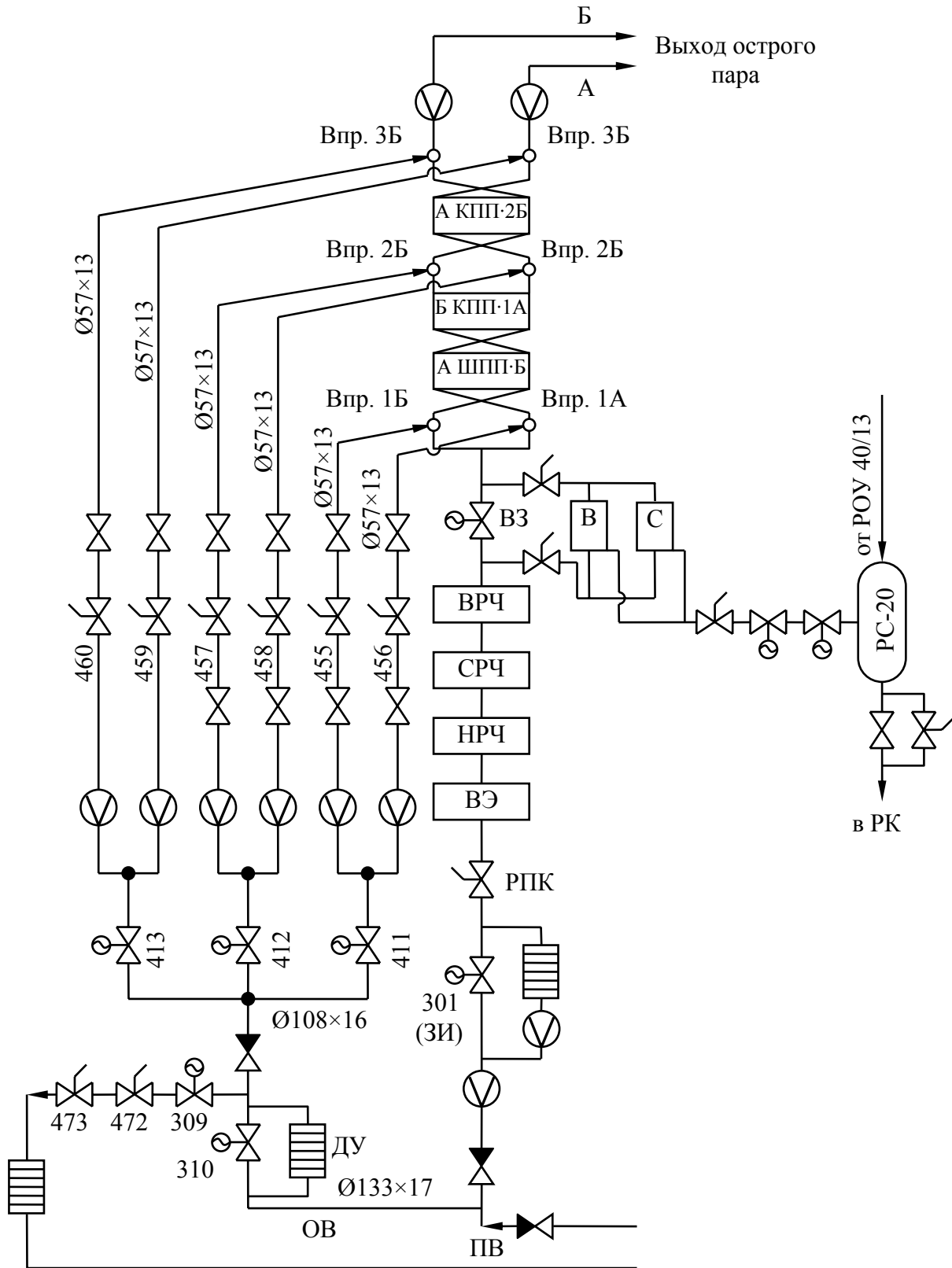


Рис. 1. Схема впрысков котла ТГМ-344 «А» ст. № 3

Дроссельное устройство включено параллельно задвижке 310 (см. рис. 1), представляет собой набор дроссельных шайб, установленных в одном корпусе. Шайбы делят пространство ДУ на отдельные камеры, в которых происходит гашение скорости струи потока воды с переходом динамического напора в тепловые потери рис. 2. Процесс дросселирования происходит при постоянной энтальпии.

Дроссельное устройство, ограничивающее расход воды на впрыски при пуске котла, при достижении заранее режима работы, эквивалентно 30-32% $G_{ТВ} = 300$ т/ч или 50-53 % мощности блока, отключается открытием задвижки 310 и впрыски переводятся на прямую подачу питательной воды. При этом возникает значительный скачок давления.

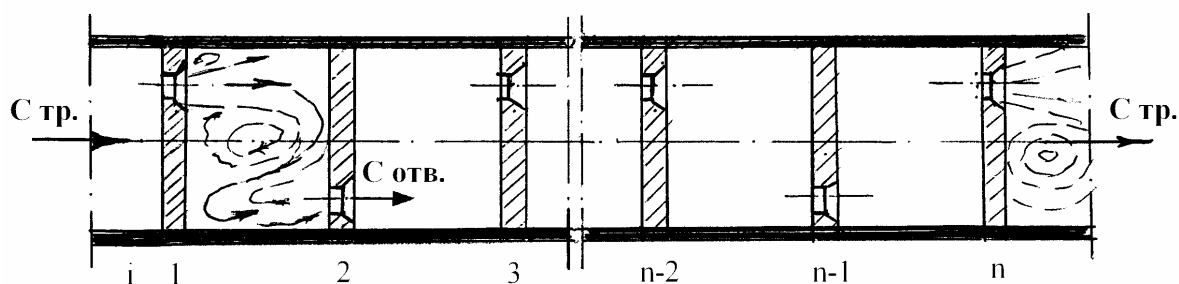


Рис. 2. Схема дроссельного устройства

Давление воды за ДУ, необходимое для работы впрысков, поддерживается при помощи линии сброса питательной воды в деаэрактор (работой 2-х последовательно установленных регуляторов давления в этой линии).

Через обратный клапан, установленный после ДУ, охлаждающая вода поступает в распределительный коллектор, к которому подсоединены все три впрыска. На каждом впрыске имеется свой коллектор, распределяющий охлаждающую воду на линии А и Б (всего шесть линий).

На каждой линии впрыска установлено расходомерное устройство (дроссельная шайба) и регулятор расхода.

Регулятор расхода соединён с впрыскивающим устройством трубопроводом диаметром 57×13 мм. Общая длина магистрали от регулятора расхода до впрыскивающего устройства составляет примерно 50 м, имеет 6 поворотов под углом 90° и ручную задвижку.

Система впрысков оснащена дренажными линиями диаметром 28×6 мм, направленными в РБНТ и диаметром 57×13 мм, направленным в РБСК

Тепловой расчёт впрысков

Площадь проходных сечений впрыскивающих устройств:

$$1\text{-й впрыск} \quad f_1 = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{\text{отв}}^2 = 251,3 \text{ мм}^2,$$

где $n = 20$, $d_{\text{отв}} = 4$ мм.

2-й впрыск при $n = 26$, $d_{\text{отв}} = 4$ мм имеем

$$f_2 = 326,7 \text{ мм}^2.$$

Площадь проходного сечения магистральной линии из трубы диаметром 57×13 мм

$$f_{\text{тр}} = \frac{\pi}{4}(D - 2h)^2 = 754,8 \text{ мм}^2.$$

Площадь проходного сечения коллектора-распределителя из трубы диаметром 108×6 мм

$$f_{\text{кол}} = \frac{\pi}{4}(D - 2h)^2 = 4536,5 \text{ мм}^2.$$

Площадь проходного сечения подводящей трубы диаметром 133×18 мм

$$f_{\text{подв}} = \frac{\pi}{4}(D - 2h)^2 = 7390 \text{ мм}^2.$$

Истечение охлаждающей воды во впрыскивающем устройстве в паровой поток происходит из цилиндрических отверстий диаметром 4 мм, выполненных в стенке трубы толщиной 6 мм. Три ряда отверстий, расположенные под углом 45°, создают систему струй, которые дробятся паровым потоком, протекающим во внутренней полости защитного кожуха. Образовавшиеся капли, подхваченные паровым потоком, в движении испаряются, снижая температуру парового потока до номинального уровня, определяемого графиком-заданием пуска блока. Уровень температуры контролируется датчиком температуры.

Полное испарение капельного потока должно происходить в пределах длины защитной рубашки, чтобы избежать местного охлаждения стенки основного паропровода (коллектора).

Расход охлаждающей воды через отверстия в стенке впрыскивающего устройства определяется зависимостью

$$G_{\text{отв}} = \mu_{\text{отв}} \cdot \rho \cdot f_i \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_2)}, \quad (1)$$

где $\mu_{\text{отв}}$ – коэффициент расхода;

f_i – проходная площадь отверстий i -го впрыска;

P_1, P_2 – давление перед и за отверстием соответственно для i -го впрыска.

Коэффициент расхода $\mu_{\text{отв}}$ зависит от формы отверстия, отношения $h/d_{\text{отв}}$, где h – длина отверстия (в данном случае толщина стенки). Для впрыскивающего устройства $h/d_{\text{отв}} = 6/4 = 1,5$. Это соотношение свидетельствует, что на выходе отверстие не заполнено струей (заполнение выходного сечения для отверстия цилиндрической формы наблюдается при $h/d_{\text{отв}} \geq 3,0$) [2], и коэффициентом расхода $\mu \leq 1,0$.

Согласно [2] коэффициент расхода μ взаимосвязан с коэффициентом потерь энергии в различных отверстиях зависимостью

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}. \quad (2)$$

Для утолщенного глубокого отверстия в стенке с неограниченной площадью [2] при $Re \geq 10$, $h/d_{отв} = 1,5$, $\zeta_{отв} = 1,61$. В этом случае $\mu_{отв} = 0,788$.

По формуле Альтшуля [3] при $Re \geq 10^4$ при истечении из отверстий в тонкой стенке значение μ может быть найдено приближенно

$$\mu_{отв} \approx 0,59 + \frac{5,5}{\sqrt{Re}} \quad (3)$$

и при ожидаемом числе Рейнольдса $Re = 3,81 \cdot 10^5$ составит $\mu_{отв} \approx 0,599$.

Можно принять, что при сглаживании потоком входной кромки коэффициент расхода μ может возрасти, но не превысит значения $\mu = 0,80 \div 0,805$. Примем для расчёта истечения охлаждающей воды коэффициент расхода $\mu_{отв} = 0,788$ и названные потери энергии $\zeta = 1,61$ [2].

Перепад давлений, необходимый для обеспечения истечения охлаждающей жидкости в поток пара составит

$$\Delta P_I = \frac{1}{2\rho} \left(\frac{G_{отв}}{\mu \cdot f_i} \right)^2 = \frac{V}{2g} \left(\frac{G_{отв}}{\mu \cdot f_i} \right)^2. \quad (4)$$

Определение расхода охлаждающей воды целесообразно провести на основе теплового баланса при испарении жидкости по термодинамическим характеристикам воды и пара при номинальных параметрах и при перегреве на основании исходных данных для расчёта:

1. Давление питательной воды на выходе из ПЭН; 2. Температура питательной воды на входе в котёл; 3. Расход питательной воды в момент отключения ДУ (заданный режим переключения системы впрысков); 4. Давление среды перед ВЗ; 5. Температура среды перед ВЗ; 6. Заброс температуры в котле по температуре пара в области впрысков; 7. Расход пара и его температура при включении впрысков; 8. Расход пара и его температура при включении генератора в сеть; 9. График задание пуска блока из разных тепловых состояний: холодного, 1-го неостывшего, 2-го неостывшего, горячего.

В качестве базовой точки расчёта геометрических размеров ДУ целесообразно выбрать точку при максимальном расходе впрысков, которая определяется заданным перегревом парового потока и его расходом через коллектор впрыска. Такой точкой может быть перегрев пара в котле в выбранный момент отключения ДУ.

Термодинамические параметры пара определяются по его давлению и температуре в месте расположения впрыска.

Согласно [4] определяются энтальпия пара до перегрева $i_{впр}$, после перегрева $i_{впр}^1$ и по значению энтальпий находится количество теплоты, которое необходимо «снять» для понижения температуры основного потока пара:

$$Q_I = (i_{впр}^1 - i_{впр}) \cdot G_0, \text{ ккал/с.} \quad (5)$$

Основным механизмом понижения температуры пара, при его перегреве, является испарение впрыснутой в него воды и перегрев дополнительно полученного парового потока.

Количество теплоты, необходимое для испарения и перегрева 1 кг охлаждающей воды составит разность энтальпий парового потока при номинальной температуре и энтальпии питательной воды $i_{п.в.}$, определённой по её температуре на входе в котёл. Повышение температуры питательной воды в ДУ может составить 4-50 °С и на 1-ом этапе расчёта этим повышением пренебрегаем, т.к. повышение энтальпии в процессе дросселирования не происходит, а изменение удельного объёма незначительно.

$$q_i = i_{i\text{впр}} - i_{п.в.}, \text{ ккал/кг.} \quad (6)$$

Массовый расход воды, поданной в паровой поток через i -й впрыск будет равен

$$m_i = \frac{Q_i}{q_i}, \text{ кг/с,} \quad (7)$$

а расход воды через работающие впрыски составит

$$M_{\text{ВПР}} = \sum m_i, \text{ кг/с,} \quad (8)$$

где $i = 1, 2 \dots p$ – номера одновременно работающих впрысков.

Если принять, что в расчётной точке сброс питательной воды в деаэратор отсутствует, то через дроссельное устройство установится расход, потребляемый впрысками.

В качестве допущения можно принять, что одновременно работают 1-й и 2-й впрыски и сброс воды в деаэратор отсутствует. В этом случае через ДУ проходит массовый расход охлаждающей воды, равный

$$M_{\text{ВПР}} = m_1 + m_2, \text{ кг/с.}$$

Пропускную способность ДУ целесообразно установить для этого расхода.

Гидравлический расчет системы впрысков

Гидравлический расчет системы впрысков позволяет определить давление перед дроссельным устройством и за ним при максимальной пропускной способности.

Согласно графиков-заданий пуска блока при различных тепловых состояниях для выбранной точки расчёта определяется давление острого пара и оценивается распределение давлений в коллекторах впрысков.

Для предварительной оценки при выборе давления в коллекторах впрысков могут быть использованы результаты по распределению давления в пароводяном тракте энергоблока мощностью 300 МВт [5] в зависимости от расхода питательной воды через котёл.

Пароводяной тракт включает все элементы котла от питательного насоса до стопорного клапана перед турбиной. Согласно этим данным падение давление перед ШПП устанавливается равным давлению за сепаратором, а перепад давления может

быть распределён между КПП-1, КПП-2 и ШПП пропорционально их гидравлическому сопротивлению и отсчитывается от давления острого пара.

Таблица 1. Гидравлическое сопротивление пароводяного тракта энергоблока мощностью 300 МВт

Расход питательной воды, т/ч	Давление нагнетания ПЭН, ПТН, МПа	Сопротивление парового тракта, МПа
302	27,0	1,65
500	28,7	3,05
706	30,7	6,12
907	33,15	9,08

Анализ графиков – задания пуска блока из различных тепловых состояний, показывает, что максимальный расход охлаждающей воды для впрыска в коллектора можно ожидать при пуске блока из холодного состояния. Поэтому для основного расчёта характеристик ДУ целесообразно принять график – задание пуска блока из холодного состояния рис. 3.

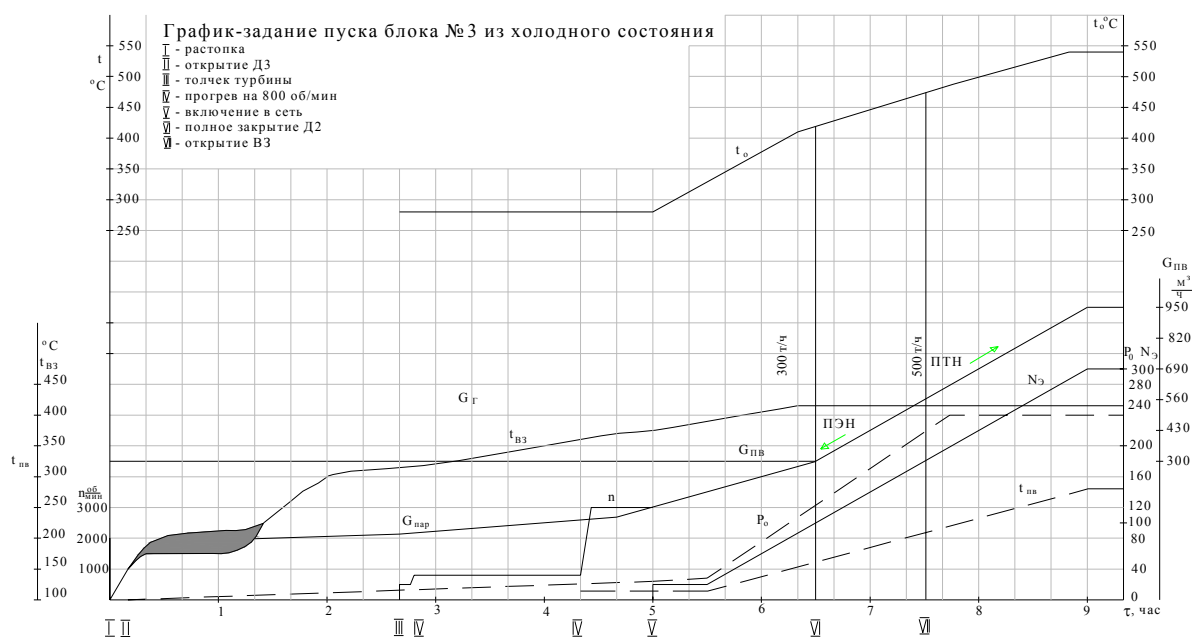


Рис. 3. Пуск блока из холодного состояния

Зная массовый расход охлаждающей воды на впрыск, определяется средняя скорость истечения воды из отверстий впрыскивающего устройства как

$$c_{\text{швпр}} = \frac{0,5 \cdot m_i \cdot v_{\text{п.в}}}{f_i}, \quad (9)$$

где $v_{\text{п.в}}$ – удельный объём питательной воды при температуре в момент отключения ДУ; $t_{\text{п.в}}$ – определяется согласно [4] с учётом давления воды, создаваемого ПЭНом. Так как давление питательной воды превышает критическое давление $P_{\text{кр}}$, то при определении $v_{\text{п.в}}$ и энтальпии $i_{\text{п.в}}$ используется ближайшая к критическому

давление ($P \approx 220 \text{ кгс/см}^2$) таблиц М. П. Вукаловича. При определении скорости истечения учитывается разделение расхода впрыска на две нитки А и Б введением коэффициента 0,5.

В соответствии с зависимостью (3) по полученной скорости истечения вычисляется перепад давления, срабатываемый на отверстиях впрыскивающего устройства с учётом невозвратных потерь энергии.

Средняя скорость течения охлаждающей воды в магистральной трубе $G_{\text{тр}}$ определяется зависимостью (8) с учетом проходной площади поперечного сечения трубы $f_i = f_{\text{тр}} = 774,8 \text{ мм}^2$. Потеря давления в магистральной трубе ΔP_{li} учитывает потери трения, местные потери давления и определяется по зависимости

$$\Delta P_{li} = \left(\sum \zeta_m + \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{тр}}} \right) \cdot \frac{c^2}{2g \cdot v_{\text{п.в}}} \quad (10)$$

Значение местных потерь энергии ζ_m принимается согласно [2] для поворотов с радиусом скругления $R = 1,5d_{\text{нар}}$ и 1-й проходной зависимости ($\zeta_i = 1,21$).

Коэффициент трения λ при ориентировочном числе Рейнольдса $Re = 4 \cdot 10^5$ и шероховатости цельнотянутых труб $\Delta = 0,1 \text{ мм}$ может быть принят равным 0,03. В этом случае сумма местных потерь и потерь трения составит $\sum \zeta_m = 55,647$, а потери давления в магистрали

$$\Delta P_{li} = \zeta_m \cdot \frac{c^2}{2 \cdot g \cdot v_{\text{п.в}}} \quad (11)$$

Давление охлаждающей воды за регулятором расхода составит

$$P_{Pi}^K = P_i^{\text{впр}} + \Delta P_{\text{впр}} + \Delta P_{li}, \text{ кгс/см}^2 \quad (12)$$

При минимальном перепаде давления на регуляторе, равном 30 кгс/см^2 (задаётся при настройке впрысков), давление перед регулятором расхода составит

$$P_{Pi}^H = P_{Pi}^K = 30 \text{ кгс/см}^2 \quad (13)$$

Падение давления от выхода ДУ до регулятора расхода $\Delta P_{\text{кол}}$ приходится на местные сопротивления (ручная задвижка, расходомерное устройство, входы в коллектор), на потери трения в коллекторе и трубах диаметром $108 \times 16 \text{ мм}$ и определяется по формуле (10) с учётом скорости охлаждающей воды в коллекторе.

Таким образом, давление на выходе ДУ взаимосвязано с давлением в трубопроводах и установкой перепада давления на регуляторе расхода и равно

$$P_{\text{ДУ}}^K = P_{Pi}^H + \Delta P_{\text{кол}} \quad (14)$$

Давление охлаждающей воды на входе в ДУ определяется давлением на выходе из питательного электронасоса, падением давления на расходомерном устройстве, падением давления в подогревателях высокого давления, падением давления на

электрозавихрях и потерями трения в трубопроводе питательной воды диаметром 133×17 мм.

Для регулируемой мощности ПЭН на блоке мощностью 300 МВт давление питательной воды может быть принято согласно табл. 1, а падение давления на элементах магистрали питательной воды определено по величине расхода питательной воды в котле при его пуске.

Согласно [6] общая потеря давления в ПВД турбин типа К-300-240-2 ХТГЗ составит на ПВД № 1 $\Delta P = 0,15$ МПа, № 2 $\Delta P = 0,14$ МПа и № 3 $\Delta P = 0,25$ МПа при $G = 950$ т/ч. (Нумерация ПВД по ходу питательной воды) Эти значения могут быть учтены при определении падения давления от ПЭНа до входа в ДУ.

Местные сопротивления элементов линии подвода питательной воды в котёл и сопротивления трения определяются согласно [2] в соответствии с формулой (10).

В этом случае давление охлаждающей воды перед ДУ будет равно

$$P_{\text{ДУ}}^{\text{Н}} = P_{\text{ПЭН}} - \sum_{i=0}^0 \Delta P_{\text{ПВД}} - \sum_{i=1}^n \left(\zeta_{\text{им}} + \lambda \cdot \frac{l_i}{d_{\text{тпи}}} \right) \cdot P_{\text{д}}, \quad (15)$$

где $P_{\text{д}} = \frac{c_{\text{тп}}^2}{2 \cdot g \cdot v_{\text{п.в}}}$ – динамический напор трубопроводе постоянного сечения.

Индекс i соответствует участку трубопровода постоянного сечения с установленными на нём местными сопротивлениями.

Зная значения давлений на входе и выходе ДУ можно определить перепад давления, срабатываемый в дроссельном устройстве

$$\Delta P_{\text{ДУ}} = P_{\text{ДУ}}^{\text{Н}} - P_{\text{ДУ}}^{\text{К}}, \quad (16)$$

который, наряду с расходом охлаждающей воды на впрыски, является исходным параметром для определения основных геометрических соотношений дроссельного устройства.

Расчёт дроссельного устройства

Расчёт ДУ проводится по параметрам в расчётной точке, т.е. при заданном режиме отключения ДУ и перехода на прямой подвод охлаждающей воды. Заданным режимом может быть электрическая мощность блока $N_{\text{э}}$, либо расход питательной воды на котёл. Удобнее режимную точку расчёта выбирать, задавая расход питательной воды на входе в котёл. С учётом условий работы тепловой схемы блока (подогреватели питательной воды при пуске включены или отключены) в расчётной точке определяется температура питательной воды $t_{\text{п.в}}$, её энтальпия $i_{\text{п.в}}$ и удельный объём $v_{\text{п.в}}$.

Основным геометрическим элементом ДУ, определяющим его пропускную способность при заданном перепаде давления в расчётной точке, является площадь проходного сечения дроссельного элемента при выбранной конструктивной схеме ДУ. В качестве конструктивной схемы ДУ целесообразно принять ДУ камерного типа с последовательным созданием скоростной струи охлаждающей жидкости и полным гашением её кинематической энергии в пределах расширительной камеры.

В этом случае ДУ будет представлять собой набор камер с перегородками, в которых выполнены пропускные отверстия (см. рис. 2).

Учитывая несжимаемость охлаждающей жидкости, следует ожидать, что перепад давления между камерами распределяется равномерно. Падение давления на последней перегородке (диафрагме) в большей части восстанавливается, т.к. истечение струи происходит в ограниченное не замкнутое пространство (в трубу) и этим падением давления можно пренебречь.

Таким образом, падение давления, приходящееся на одну камеру

$$\Delta P_{ик} = \frac{\Delta P_{ДУ}}{z}, \quad (17)$$

где z – количество камер в ДУ, равное $(n - 1)$ перегородок.

Кинетическая энергия струи, втекающей в камеру, должна полностью превратиться в теплоту за счёт интенсивного турбулентного взаимодействия основного потока и обратных течений. Для этого отверстия в диафрагмах смещаются друг относительно друга, исключая частичное использование динамического напора струи.

Для увеличения потерь энергии ζ при формировании струи (а, следовательно, уменьшения коэффициента расхода μ) в перегородке отверстия выполняются с острой кромкой за счёт применения обратного конуса. При этом толщина перегородки выбирается исходя из условий прочности.

Диаметр проходного отверстия в перегородках может быть найден по зависимости

$$d_{отв} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{отв}}{\pi}} \quad (18)$$

где площадь отверстия $f_{отв}$ находится при получении перепада давления на одну камеру (одна перегородка) $\Delta P_{ик}$ по зависимости

$$f_{отв} = \frac{M}{\mu} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2g}{v_{п.в}} \cdot \Delta P_{ик}}}, \quad (19)$$

где коэффициент расхода μ для диаграммы взаимосвязан с диаметром отверстия через коэффициент потерь энергии ζ :

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta}}, \text{ а } \zeta = \frac{\Delta P}{\frac{\rho \cdot c_{отв}^2}{2}} = \zeta^1 \cdot \left\{ \left[1 - \left(\frac{d_{отв}}{D} \right)^2 \right] + \left[1 - \left(\frac{d_{отв}}{D} \right)^2 \right] \right\}^2 + \tau \left[1 - \left(\frac{d_{отв}}{D} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}} + \zeta_{тр},$$

здесь $\zeta^1 = 1,0$;

$$\zeta_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d_0}, \quad \tau = 1,3. \quad (20)$$

Учитывая, что отверстие с острой кромкой подвергается эрозионному износу, принимается для конструктивного исполнения цилиндрическая кромка длиной 2 мм, для которой величиной $\zeta_{\text{ГР}}$ можно пренебречь. Приняв для корпуса ДУ цилиндрическую трубу диаметром 133×18 мм и, задавая диаметр отверстия $d_{\text{отв}}$, можно определить коэффициент потерь и коэффициент расхода для проходного отверстия, а $f_{\text{отв}}$ определить итерационным методом (таблица 2).

Таблица 2.

$d_{\text{отв}}$	40	30	20	15	11
ζ	2,5019	2.8402	3,092	3,1825	3,2365
μ	0,6322	0,5934	0,5687	0,5606	0,5559

Количество камер ДУ, диаметр корпуса и длина корпуса ДУ подбираются из конструктивных соображений и могут быть найдены расчётом вариантов конструкции при задании Z . Длина камеры $l_{\text{К}}$ определяется из условия, что в струе теряется не менее 50 % кинетической энергии

$$\zeta = 1 - \bar{e} = 1 - \frac{e}{e_0} = 1 - \frac{e}{\frac{m_0 \cdot c_{\text{отв}}}{2}} \leq 0,5, \quad (21)$$

где e – кинетическая энергия струи в заданном отверстии;

m_0 – массовый расход охлаждающей воды ($M = m_0$);

$c_{\text{отв}}$ – скорость истечения воды из отверстия.

Оставшаяся кинетическая энергия гасится в вихревых циркуляционных областях, формирующихся в камере.

Выбор варианта конструкции ДУ и его основных геометрических соотношений на расчётном режиме позволяет провести расчёт работы ДУ от режима его включения до режима отключения во взаимосвязи с режимом пуска котла. В этом случае проводится определение расхода охлаждающей воды при заданном забросе температуры пара в паровом отсеке котла.

Расчёт режима работы ДУ проводится согласно изложенного алгоритма, в котором после определения $\Delta P_{\text{ДУ}}$ и $\Delta P_{\text{К}}$ определяется расход охлаждающей воды через ДУ. Разность расходов через ДУ и на впрыск поступает в деаэратор в виде сброса питательной воды по линии рециркуляции.

Расчёт конструктивных соотношений ДУ при разных режимах его отключения (например, $G_{\text{ПВ}} = 300$ т/ч и $G_{\text{ПВ}} = 500$ т/ч) позволяет, исходя из условий экономичности работы системы впрысков окончательно выбрать конструкцию и размеры дроссельного устройства системы впрысков. Для определения конструкции и геометрических размеров дроссельного устройства был проведен расчёт для двух режимов отключения ДУ: $G_{\text{ПВ}} = 300$ т/ч и $G_{\text{ПВ}} = 500$ т/ч. Полученные значения $\Delta P_{\text{ДУ}}$ и расход охлаждающей воды M на впрыске котла позволяет определить площадь пропускного отверстия и его диаметр в перегородках камер. Для возможного выбора конструкции ДУ проведен вариантный расчёт для разного числа камер: $Z = 3; 4; 5; 6; 7$ и 8 .

Диаметр проходных отверстий, определяемых с учётом коэффициентов расхода (формула (20) и табл. 2).

Таблица 3. Диаметр проходных отверстий, $d_{\text{отв}}$ мм

Z-кам	3	4	5	6	7	8
$G_{\text{ПВ}} = 300$ т/ч	9,30	9,95	10,48	10,95	11,40	11,78
$G_{\text{ПВ}} = 500$ т/ч	17,18	18,39	19,36	19,79	20,56	21,26

Как видно, отключение ДУ при большом расходе питательной воды $G_{\text{ПВ}} = 500$ т/ч приводит к большому диаметру проходных отверстий при одинаковом количестве камер ДУ.

Так как общая длина ДУ зависит от числа камер, а длина одной камеры от потерь кинетической энергии в струе, определяемых условием (17), то необходимо проанализировать зависимость длины основного участка S от диаметра отверстия $d_{\text{отв}}$ (рис. 4). Длина камеры должна быть больше начального участка струи

$$l_{\text{к}} \geq S_0 = \frac{R_{\text{отв}}}{1,5 \cdot a^1}, \quad (22)$$

где a^1 – коэффициент структуры (турбулентности) струи, принимается для круглой струи 0,08 [2]. В зависимости от количества камер и изменения $d_{\text{отв}}$ длина S_0 изменяется от 38,75 мм (для $Z = 3$ камеры) до 49,08 мм (при $Z = 8$ камер), т.е. при исследованном количестве камер, их длина может быть выбрана из условия $l_{\text{к}} > 49,1$ мм.

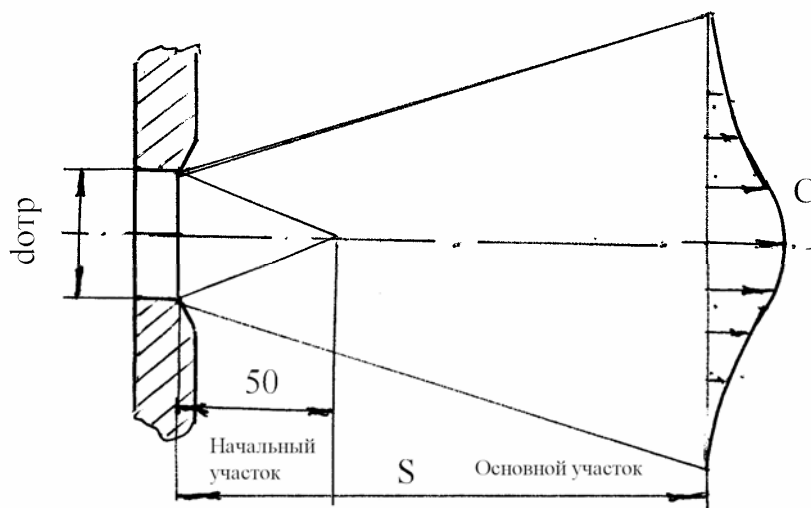


Рис. 4.

Выбор количества камер влияет на величину перепада давлений $\Delta P_{\text{ик}}$, воздействующего на перегородку. Уменьшение количества камер приводит к увеличению толщины перегородки, увеличение – к возрастанию общей длины корпуса ДУ.

Исходя из заданных присоединительных размеров дроссельного устройства на действующей системе впрысков котла $L_{\text{ДУ}} = 620$ мм и принятого диаметра трубы, в корпусе целесообразно разместить пять камер. Для выбранных $Z = 5$ камер расчётный диаметр проходного отверстия соответствует $d_{\text{отв}} = 10,50$ мм.

Относительный диаметр внешней границы струи вблизи второй перегородки камеры составит:

$$\frac{d_{\text{ГР}}}{d_{\text{ОТВ}}} = 3,4 \cdot \frac{a^1 \cdot l_{\text{К}}}{0,5 \cdot d_{\text{ОТВ}}} + 1 = 5,56, \quad (23)$$

т.е. диаметр струи в точке соударения с преградой будет $d_{\text{ГР}} = d_{\text{ОТВ}} \cdot 5,56 = 58,4$ мм.

Приняв смещение струи от стенки, равным одной трети диаметра, т.е. 19,5 мм, получим смещение оси отверстия от оси ДУ равным примерно 30 мм, а расстояние между смещенными отверстиями в перегородках, формирующих камеру, равным 60 мм. Такое расстояние исключает использование части кинетической энергии истекающей в камеру струи и можно ожидать в камере полное превращение кинетической энергии струи в тепловую энергию. Угол одностороннего расширения струи

$$\text{tg } \alpha = 3,4 \cdot a^1 = 3,4 \cdot 0,08 = 0,272. \quad (24)$$

Следует учесть, что при истечении в камеру на величину угла оказывает влияние наличия стенки, вблизи которой формируется циркуляционная область.

Относительная скорость на оси струи вблизи стенки

$$\frac{C_{\text{СТР}}}{C_{\text{О.СТР}}} = \frac{0,96}{\frac{a^1 \cdot l_{\text{К}}}{0,5 \cdot d_0} + 0,29} = 0,589, \quad (25)$$

т.е. скорость натекания струи на преграду $C_{\text{СТР}} = C_0 \cdot 0,589 = 42,77 \cdot 0,589 = 25,17$ м/с. Скорость C_0 определяется по формуле (9). Тогда относительный расход охлаждающей воды в струе вблизи перегородки можно определить

$$\bar{G} = \frac{G}{G_0} = 2,22 \cdot \left(\frac{a^1 \cdot l_{\text{К}}}{0,5 \cdot d_{\text{ОТВ}}} + 0,29 \right) = 3,621, \quad (26)$$

т.е. за счёт присоединённой массы расход в струе увеличивается более чем в 3,6 раза, заставляя интенсивно двигаться циркуляционные области, сформированные в камере. Относительный запас кинетической энергии струи вблизи перегородки, определённый по (17), составит:

$$\bar{e} = \frac{0,59}{\frac{a^1 \cdot l_{\text{К}}}{0,5 \cdot d_{\text{ОТВ}}} + 0,29} = 0,362 < 0,5, \quad (27)$$

а потери энергии в струе

$$\zeta = 1 - \bar{e} = 0,638. \quad (28)$$

Таким образом в вихревых циркуляционных областях должно превратиться в тепло 36,2 % кинетической энергии струи, на создание которой используется перепад давления $\Delta P_{\text{ж}}$.

Можно ожидать, что принятые размеры камеры дроссельного устройства и его компоновка из 5-и одинаковых камер обеспечит необходимый расход охлаждающей воды при заданных условиях работы системы впрысков.

Перегородки в дроссельном устройстве целесообразно выполнять утолщёнными и крепить их в корпусе приваркой по контуру. Это позволяет избежать протечек охлаждающей воды мимо дроссельного отверстия и снизить напряжения в перегородке путём перехода от схемы свободно опёртой пластины к схеме защемлённой по контуру пластине.

Предложенная конструкция ДУ работает в диапазоне изменения режима при пуске котла от момента толчка ротора турбины до достижения расхода перегретого пара на выходе из котла, равного 300 т/ч (~ 100 МВт электрической мощности), обеспечивая расход охлаждающей воды для работы впрысков равный 3,406 кг/с (12,26 т/ч).

Проходное отверстие диаметром 10,50 мм и длиной 2 мм выполнено со смещением от оси ДУ на 30 мм.

Перегородки свариваются в корпус таким образом, чтобы проходные отверстия были смещены друг относительно друга в двух соседних перегородках на 180°, чем исключается возможность использования части кинетической энергии струи при формировании истечения из второго отверстия камеры.

Литература

1. Котёл паровой КП-1000-25-545/542 (модель ТГМП-344а). Техническое описание и инструкции по эксплуатации. Министерство тяжёлого, энергетического и транспортного машиностроения. – Таганрог: Красный котельщик, 1989. – 100 с.
2. *Идельчик И. Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559с.
3. *Альтшуль А. Д.* Гидравлические сопротивления. – М.: Наука, 1970. – 216 с.
4. *Вукалович М. П.* Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. М.; Л.: Энергия, 1965. – 400 с.
5. *Прокопенко А. Г., Мысак И. С.* Стационарные, переменные и пусковые режимы энергоблоков ТЭС. – М: Энергоатомиздат, 1990. – 317 с.
6. *Марушкин А. Д., Иващенко С. С., Вакуленко Б. Ф.* Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС. – 1985. – 136 с.
7. Справочник по теории упругости / Под ред. П. Н. Варвака и А. Ф. Фролова. – Киев: Буревестник, 1971. – 418 с.
8. Жаропрочные стали и сплавы. Справочное издание / Масленков С. Б. – М.: Металлургия, 1983. – 192 с.

© Голощапов В.Н., Иванова Л.А., Касилов В.И., Козлоков А.Ю., 2007