Реферат

ФОРМИРОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ РАБОЧЕГО КОНТУРА

***Содержание***

1. Основные положения по формированию расчетной схемы

2. Распределение теплоперепада по ступеням турбины

3. Компоновка системы регенерации

4. Компоновка системы теплофикации. Отбор пара на собственные нужды

Литература

***1. Основные положения по формированию расчетной схемы***

В результате выбора параметров теплоносителя и рабочего тела определены параметры рабочего тела в характерных точках цикла. Определены также параметры рабочего тела в системе промежуточной сепарации и промежуточного перегрева пара. Расход пара через основные ветви контура, в которые включены цилиндры проточной части главной турбины, определяет мощность цилиндров и, следовательно, мощность паровой турбины в целом.

Схема рабочего контура достаточно сложная. Наряду с основным трактом движения рабочего тела имеется большое количество параллельно включенных ветвей.

В основном это отборы греющего пара на различные потребители: пароперегреватель (их может быть два), водоподогреватели системы регенерации, деаэратор, паротурбинный привод питательного насоса (если он предусмотрен в схеме), нагреватели сетевой воды системы теплофикации и другие потребители пара - потребители собственных нужд (обычно их сводят в общую группу, питающуюся из общего коллектора собственных нужд). Необходимо также учесть потери пара на протечки, которые принято относить к свежему пару. Для того, чтобы все эти дополнительные параллельно включенные ветви рабочего контура были замкнуты, в схеме необходимо предусмотреть линии возврата рабочего тела от всех указанных потребителей.

Расходами среды и тепловой энергии в рабочем контуре, связанными с продувкой парогенератора, в нашем расчете можно пренебречь. Это связано с тем, что обычно продувочная вода после охлаждения и очистки заканчивается в парогенератор или в иной элемент ПТУ (например, в деаэратор), поэтому потерь среды нет. Что касается тепловой энергии, то ее потери незначительны, так как на линии возврата среды устанавливают регенеративный теплообменник, поэтому потери тепла весьма незначительны (потери только в доохладителе).

Большинство из указанных дополнительных потребителей пара получает пар, отбираемый из проточной части турбины (как из ЦВД, так и из ЦНД). Для расчета таких параллельно включенных ветвей рабочего контура необходимо знать параметры пара не только на входе и выходе из соответствующих цилиндров ГТ (к настоящему этапу они уже определены), но и параметры пара до и после каждой ступени турбины. Для этого теплоперепад каждого цилиндра в целом необходимо распределить по ступеням турбины.

# ***2. Распределение теплоперепада по ступеням турбины***

В результате выбора количества цилиндров по проточной части турбины, выбора разделительного давления между цилиндрами и построения процессов расширения пара в цилиндрах определились значения адиабатического Н*a* и внутреннего Н i теплоперепадов. Необходимо выбрать количество ступеней в каждом цилиндре и произвести распределение общего теплоперепада по ступеням. Задача эта сложная и однозначного решения не имеет.

Принятое в расчет распределение теплоперепадов по ступеням оказывает влияние на экономичность собственно турбины (величина внутреннего КПД турбины h i), а также на экономичность цикла, так как эффективность регенерации тепла в цикле зависит от параметров отбираемого пара из проточной части турбины (отбор пара может быть осуществлен только на границах ступеней турбины).

Оптимизация распределения общего теплоперепада по ступеням должна быть произведена как в интересах экономичности проточной части турбины, так и в интересах экономичности регенеративного цикла. Для ПТУ обычно принимают компромиссное решение, удовлетворяющее в известной степени и интересам проточной части турбины, и интересам регенерации тепла в цикле.

Количество ступеней в цилиндре и распределение общего теплоперепада по ступеням с позиций оптимума проточной части турбины сводится к оценке оптимального среднего теплоперепада ступени, оценке количества ступеней и распределению общего теплоперепада по ступеням.

Рассматривая регенерацию тепла в цикле, мы отмечали, что с увеличением количества отборов эффективность регенерации растет. Однако, по мере увеличения количества отборов каждый дополнительный регенеративный подогреватель дает все меньший вклад в увеличение КПД цикла, в то же время сложность системы возрастает, поэтому растет ее стоимость, снижается надежность ПТУ. Детальный технико-экономический анализ ПТУ АЭС показывает, что количество регенеративных подогревателей целесообразно принимать не более 7, 8 (до 9).

Средний теплоперепад одной ступени можно оценить по известным в теории паровых турбин зависимостям или по прототипным данным (см. таблицы 6.4 и 6.5). Тогда количество ступеней турбины (или отдельного цилиндра) можно оценить

Z ст = Н i / H i стср. (1)

Заметим, что для обеспечения высокого внутреннего КПД каждой турбинной ступени в тихоходных турбинах целесообразно уменьшение теплоперепада, срабатываемого на одной ступени. В результате в такой турбине количество ступеней по потоку пара несколько увеличивается. Hапример, для быстроходного турбоагрегата К-1000-60/3000 Z ст = 5+5 = 10, а для тихоходных агрегатов эта величина составляет:

К-1000-60/1500-1 Z ст = 7+4+5 = 16; К-1000-60/1500-2 Z ст = 7+7 = 14.

В практике проектирования паровых турбин обычно оценивают средний диаметр первой и последней ступеней турбины и строят плавную кривую, обеспечивающую плавность конфигурации проточной части турбины. Затем с учетом принятого отношения скоростей u/с (обычно оптимальное отношение u/с несколько возрастает вдоль проточной части турбины) строят кривую изменения теплоперепадов. Для проточной части турбины в целом эта кривая имеет вид, показанный на рисунке 1.



Рисунок 1 - Изменение теплоперепада ступени вдоль проточной части турбины

По характеру кривой видно, что на первых ступенях теплоперепад ступени возрастает незначительно, на последних ступенях в связи с более интенсивным увеличением удельного объема пара теплоперепад ступени увеличивается заметно.

Распределение теплоперепада по ступеням для ЦВД и ЦНД целесообразно производить индивидуально. В этой связи для ЦВД можно принять постоянство теплоперепада (одинаковый теплоперепад для всех ступеней - равномерное распределение теплоперепада). Для ЦНД желательно некоторое увеличение теплоперепада ступени вдоль проточной части. Это позволит сохранить достаточно высокий внутренний КПД всех ступеней ЦНД.

Так как пар на регенеративные отборы может отбираться только дискретно, т.е. после соответствующих ступеней ЦВД и ЦНД, то разбивка теплоперепадов по ступеням должна производиться также и с учетом интересов оптимизации регенерации тепла в цикле. Как уже отмечалось, для турбин с невысокими параметрами пара рекомендуется достаточно близкая к оптимальному, простая и широко распространенная равномерная разбивка теплоперепадов. Правда, с учетом целесообразности заметного увеличения теплоперепадов в конце проточной части турбины (см. рисунок 1) можно принять распределение теплоперепадов ступенчатое, но равномерное в пределах одного цилиндра проточной части турбины. (рисунок 2).



Рисунок 2 - Ступенчатое распределение теплоперепада по ступеням турбины:

а) - для турбины в составе ЦВД (I) и ЦНД (II);

б) - для турбины в составе ЦВД (I), ЦСД (II) и ЦНД (III)

Среднее значение теплоперепада для цилиндра можно принять по прототипным данным.

Принятое равномерное распределение теплоперепадов следует рассматривать как предварительное. Для выполнения ряда дополнительных условий при компоновке системы регенерации может появиться необходимость внести коррективы в принятое равномерное распределение теплоперепадов. Одним из таких дополнительных условий, обеспечивающих эффективность системы регенерации, является соблюдение равномерности нагрева питательной воды в регенеративных подогревателях. Необходимость коррекции равномерного распределения теплоперепадов может появиться и в связи с тем, что обычно количество ступеней в проточной части турбины заметно больше количества необходимых отборов пара на регенерацию, и поэтому не после каждой ступени предусматривают отбор пара. Это также может нарушить равномерность подогрева воды в водоподогревателях.

теплофикация рабочий контур параметр

В качестве примера приведем распределение теплоперепадов по ступеням турбины К-1000-60/3000:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  ЦВД 1-2 ступени | - | Hст = 129,47 кДж/кг (для двух ступеней)  |
| 3 | - |  71,00 |
| 4 | - |  60,97 |
|  5 | - |  67,79 |
|  ЦНД-1 | - |  141,25 |
| 2 | - |  105,95 |
| 3 | - |  126, 20 |
| 4 | - |  91,37 |
| 5 | - |  143,86 |

# ***3. Компоновка системы регенерации***

После выбора количества регенеративных подогревателей z можно оценить оптимальное значение температуры питательной воды tпвопт, которое должно быть получено после последнего подогревателя перед подачей питательной воды в парогенератор. Достаточно хороший результат дает формула

tпвопт = t3 + (0,75…0,85) Ч [z / (z + 1)] Ч (t4 - t3), (2)

где t3, t4 - температура рабочего тела в соответствующих точках цикла (на выходе из главного конденсатора и на входе в испаритель ПГ соответственно); z - количество регенеративных подогревателей.

Заметим, что иногда в схеме рабочего контура предусматривают подачу в поток питательной воды после последнего ПВД конденсата греющего пара из пароперегревателя. Обычно это вода той же температуры что и температура греющего пара. В такой точке смешения температура питательной воды повышается (на 4…5оС или даже несколько больше). Если принята такая схема рабочего контура, то этот дополнительный нагрев питательной воды перед ее подачей в ПГ можно учесть в формуле (2) занижением значения tпвопт на соответствующую величину. Однако допустимо и не учитывать этот фактор в виду его малости.

Принятое значение температуры питательной воды tпв определит место первого отбора пара на последний водоподогреватель. Так как на участке высокого давления подогреваемой воды должен быть применен подогреватель поверхностного типа, то температура греющей среды должна быть принята на несколько градусов больше температуры нагреваемой питательной воды на выходе из подогревателя. Для ПВД, в которых могут использоваться сравнительно дешевые простые углеродистые стали, температурный напор на "горячей" стороне подогревателя dt рекомендуется принимать весьма малым - около 1,5oС. Правда, в практике ЯЭУ АЭС величина dt обычно несколько больше - 3.4oС (до 5.6oС). Увеличение dt несколько снижает эффективность регенерации, но при этом существенно удешевляет ПВД, так как позволяет значительно уменьшить поверхность теплопередачи.

Приняв в расчет значение dt, можно уточнить температуру греющей среды tгс, следовательно, место отбора пара:

tгс = tпв + dt (3)

Так как в ЦВД в качестве греющей среды используется влажный пар, то температура греющей среды определяет ее давление. Следует при этом иметь в виду, что давление первого отбора должно быть принято с учетом потери давления в подводящем паропроводе (примерно в 3.5 %). Следовательно,

рот = (1,03…1,05) Чрs, (4)

где рs - давление насыщения при температуре греющей среды, определяемой по формуле (3).

Таким образом определяют место первого отбора пара для последнего ПВД.

Если необходимые параметры греющей среды для последнего водоподогревателя существенно отличаются от параметров, которые могут обеспечить отборы пара, обусловленные уже принятым распределением теплоперепада по ступеням, то это распределение нужно откорректировать.

В перечень регенеративных подогревателей воды должен быть включен и деаэратор, который предназначен для удаления растворенных в воде газов, но в балансах регенеративного тепла он должен рассматриваться как регенеративный подогреватель смешивающего типа. Его место в ряду подогревателей определяется принятым в нем давлением.

С точки зрения качества удаления из воды растворенных газов величина давления в деаэраторе практического значения не имеет. Но деаэратор делит все подогреватели на подогреватели низкого давления (ПНД) - до деаэратора и подогреватели высокого давления (ПВД) - после деаэратора. Поэтому целесообразно давление деаэрации принять возможно большим. Это позволяет получить более развитую систему регенерации на низком давлении питательной воды и несколько сокращенную систему на высоком давлении, что заметно удешевляет ЯЭУ. Правда, при этом усложняется конструкция и растет стоимость деаэратора.

И еще одно обстоятельство следует иметь в виду при выборе давления в деаэраторе. Hекоторые из примесей питательной воды, поступающие с присосами охлаждающей воды в конденсаторе, способны разлагаться в условиях повышенной температуры. К таким примесям можно отнести, например, бикарбонаты. Для более успешного удаления таких примесей также желательно повышение давления в деаэраторе (и, следовательно, температуры среды).а АЭС чаще всего применяются деаэраторы с давлением 0,7 МПа. Однако в некоторых проектируемых в настоящее время ЯЭУ АЭС предполагается принять более высокое давление в деаэраторе - порядка 1,2 МПа.

Для одноконтурных ЯЭУ АЭС, в которых систему регенерации обычно ограничивают только подогревателями низкого давления (для уменьшения выноса продуктов коррозии в ядерный реактор), от применения ПВД обычно отказываются. Тогда температура питательной воды определяется температурой и давлением в деаэраторе. Обычно эта температура заметно ниже оптимальной (например, в ЯЭУ ЧАЭС tпв составляет величину порядка 170оС, в то время как tпвопт несколько больше 200оС). Поэтому давление в деаэраторе - последнем регенеративном подогревателе воды - несколько выше давления по сравнению с деаэраторами двухконтурных ЯЭУ и составляет 0,.1,2 МПа (в ЯЭУ ЧАЭС давление в деаэраторе составляет 0,78 МПа).

Заметим, что в настоящее время для одноконтурных установок проявляется тенденция к повышению температуры питательной воды и развитию системы регенерации.

Отбор пара на деаэратор следует принимать в точке, имеющей давление на 40.45% выше давления в деаэраторе. Причина такого завышения заключается в том, что при снижении мощности ЯЭУ давление пара перед соплами турбины будет скользить вниз примерно пропорционально мощности турбины. В результате будет соответственно скользить вниз и давление отбираемого пара. Для того чтобы и на этих режимах сохранить неизменное давление в деаэраторе (сохраняется устойчивость работы деаэратора - исключается набухание воды от возможного ее вскипания и заброса воды в деаэраторную колонку, сохраняется постоянным подпор питательной воды на входе в питательный насос) давление греющего пара принимают выше давления в деаэраторе с последующим дросселированием пара на соответствующем автоматическом устройстве. Расчеты показывают, что запас по давлению в 40.45% обеспечит устойчивую работу деаэратора с постоянным давлением в диапазоне наиболее часто встречающихся мощностей ЯЭУ в 70.100%. Разумеется, на экономичности работы установки это сказывается отрицательно. Если же требуется работа ЯЭУ на меньших мощностях, то деаэратор переключают на предыдущий более высокий отбор или же на питание от БРУ-СН.

Следует иметь в виду, что деаэратор - один из подогревателей системы регенерации. Поэтому принятый режим поддержания постоянного давления в деаэраторе нарушает оптимальное (обычно равномерное) распределение нагревов воды по ступеням регенерации с изменением мощности установки. Действительно, с изменением нагрузки установки во всех водоподогревателях системы регенерации изменяется температурный режим, так как изменяется давление греющего пара в точках отбора, а на выходе из деаэратора температура питательной воды остается неизменной. В этой связи в последнее время изучается вопрос внедрения деаэраторов со скользящим давлением пара. Такое решение может оказаться целесообразным для установки, работающей с мало изменяющейся нагрузкой. Однако в практике отечественной стационарной атомной энергетики, даже работающей в базовых режимах, скользящее давление пара в деаэраторе пока применения не получило.

Превышение давления пара в отборе на деаэратор по сравнению с давлением в деаэраторе позволяет принять схему, в которой от общего отбора может питаться и деаэратор (через дросселирующее устройство), и следующий за ним подогреватель высокого давления - первый ПВД (непосредственно паром отбора). По такой схеме, например, выполнено подключение элементов ПТУ с турбиной К-1000-60/1500.

Это способствует уменьшению количества отборов пара из турбины и, таким образом, упрощает ее конструкцию. Правда, при этом первый ПВД становится заметно менее эффективным по сравнению с последующими ПВД, так как степень нагрева воды в нем обычно незначительна. Это привело к тому, что в указанной выше установке с таким вариантом подключения ПВД предлагается ПВД5 (первый ПВД после деаэратора) из схемы исключить.

Рекомендуется также один из регенеративных подогревателей подключить так, чтобы он обогревался частью пара, идущего на промежуточную сепарацию и перегрев, т.е. после последней ступени ЦВД. Реализация этой рекомендации позволит сократить количество отборных выводов из корпуса турбины и, следовательно, упростить ее конструкцию.

Все остальные регенеративные подогреватели распределяют между отборами пара так, чтобы сохранить по возможности равномерность подогрева воды.

Для оценки возможности реализации этого требования определяют значения температуры питательной воды на входе и выходе системы регенерации в целом, делят приращения температуры на количество подогревателей и получают рациональное значение повышения температуры питательной воды в одном подогревателе.

Следует иметь в виду, что обеспечить равномерность нагрева питательной воды в системе регенерации не всегда возможно. Это объясняется рядом решений, ранее принятых при выборе элементов расчетной схемы: точка разделения параметров пара между ЦВД и ЦНД и окончание расширения пара в ЦВД, подключение последнего ПВД, подключение деаэратора. Если принято решение о подключении первого ПВД на общий отбор с деаэратором, а также о подключении одного из подогревателей на выход из ЦВД, то это вносит дополнительные трудности в обеспечении равномерного нагрева питательной воды в системе регенерации. С учетом указанных особенностей принимают максимально возможную равномерность нагрева воды и для нее определяют требующееся распределение теплоперепада в турбине. Заметим, что если турбина имеет большее число ступеней чем требуется точек отбора пара, то появляются так называемые "пропущенные ступени" (например, на тихоходных ТА). Тогда теплоперепад на них принимают меньше теплоперепада на ступенях с отбором пара.

В результате можно построить распределение теплоперепадов по ступеням турбины, которое обеспечит наиболее возможный равномерный нагрев воды в системе регенерации. Полученное распределение теплоперепадов сравнивают с ранее принятым равномерным распределением. Сопоставляя эти два варианта целесообразно принять окончательный компромиссный вариант распределения теплоперепадов в проточной части турбины. Таким образом принимают окончательное решение о подключении подогревателей воды к отборам пара в турбине. Более детальные рекомендации по обеспечению нагрева питательной воды даны в примере расчета ЯЭУ АЭС (см. п.13.2.3 и 13.2.4).

При окончательном решении вопросов включения регенеративных подогревателей в схему рабочего контура необходимо выбрать тип подогревателей - смешивающий или поверхностный.

Подогреватели смешивающего типа позволяют более полно использовать тепловую энергию отбираемого пара. В реальных установках температура нагреваемой воды на выходе из такого подогревателя может достичь температуры насыщения при давлении смешения. Заметим, что к подогревателям смешивающего типа следует отнести и деаэратор, в котором теплообмен организован аналогичным образом.

Однако применение водоподогревателей смешивающего типа ставит проблему обеспечения направленного потока нагреваемой среды от точек меньшего давления (от более ранних водоподогревателей) к точкам большего давления (более поздние водоподогреватели). Чтобы решить эту задачу, для каждого подогревателя устанавливают прокачивающий насос, что заметно усложняет систему регенерации. Для первых подогревателей, которые подключены к последним отборам пара, проблема может быть решена значительно проще. Действительно, разность давлений в соседних отборах пара невелика. Поэтому для ее преодоления можно использовать установку водоподогревателей на разных уровнях возвышения.

В практике создания ЯЭУ АЭС смешивающие подогреватели широкого распространения не нашли (кроме термических деаэраторов). Первые два водоподогревателя смешивающего типа установлены в ПТУ с турбиной К-1000-60/3000. За счет разных возвышений этих водоподогревателей обеспечивается безнасосный направленный поток подогреваемой среды.

В технической литературе иногда высказывается мнение, что тенденция по внедрению смешивающих подогревателей себя изжила. Вместе с тем некоторые исследователи отмечают заметное повышение экономичности энергоустановки за счет замены поверхностных подогревателей на смешивающие. Так, например, исследования экономичности энергоустановки с турбоагрегатом К-1000-60/1500-2 (Запорожская АЭС) показывают, что переход к подогревателям смешивающего типа в ПHД 1 и 2 повышает экономичность этой ЯЭУ соответственно на 0,8 и 0,115%. Правда, в более современной устаноке АЭС - 2006 с быстроходной турбиной разработчик решил ПНД-1 смешивающего типа заменить на поверхностный, и только ПНД-2 оставил смешивающего типа. Это можно объяснить стремлением уменьшить массогабаритные показатели этого ПНД, упростить схему компоновки конденсатно-питательной системы.

Подогреватели поверхностного типа по тепловой эффективности уступают подогревателям смешивающего типа. Это связано с тем, что при конечной (а иногда и существенно ограниченной) величине поверхности теплопередачи тепло греющей среды не может быть использовано так же эффективно, как в смешивающем подогревателе, так как температура нагреваемой среды на выходе из подогревателя не может быть поднята до температуры греющей среды. Температура нагреваемой среды должна быть ниже температуры греющей среды на несколько градусов (обычно на 3…4оС). Таким образом, в поверхностном подогревателе с конечными размерами поверхности теплопередачи для достижения той же температуры питательной воды, что и в смешивающем подогревателе, потребуется более ранний отбор пара (с более высокой температурой греющей среды). Это приводит к некоторой недовыработке турбиной механической энергии и, следовательно, к снижению экономичности энергоблока.

Достоинством поверхностного подогревателя является то, что схема его включения не связана с давлением теплообменивающихся сред, находящихся в различных полостях и разделенных поверхностью теплопередачи.

Однако, для поверхностных водоподогревателей возникает проблема обеспечения возврата конденсата греющего пара в рабочий контур.

Самый эффективный с термодинамической точки зрения способ сводится к тому, что конденсат греющего пара из каждого водоподогревателя дренажным насосом закачивается в рабочий контур в точку на выходе из подогревателя. Такая схема включения поверхностного подогревателя приближает его по тепловой эффективности к смешивающему подогревателю. Основной недостаток такой схемы - ее сложность, большое количество насосов, дополнительные затраты энергии на приводы насосов.

Для упрощения схемы может быть применен безнасосный каскадный слив дренажа с более позднего подогревателя, где давление греющей среды выше, на более ранний, где давление греющей среды ниже.

Если при этом каскадный слив дренажа направить в полость греющей среды нижерасположенного подогревателя, то тепловая энергия дренируемого слива может быть частично использована для нагрева питательной воды в ниже расположенном подогревателе. Правда, при этом тепловая энергия греющей среды используется уже на более низком энергетическом уровне и поэтому менее эффективно.

Если каскадными сливами охватить все поверхностные подогреватели, в том числе последний из них замкнуть на главный конденсатор, то необходимость в дренажных насосах полностью отпадет. Однако при этом значительная доля тепловой энергии переводится на более низкий энергетический уровень или же вообще сбрасывается в главный конденсатор и далее - в окружающую среду. Это существенно снижает экономичность рабочего контура.

Практически в установках для ПHД применяют каскадный слив дренажей, но с охватом небольшого количества водоподогревателей. Последний в такой группе водоподогреватель обслуживается общим групповым дренажным насосом. Такая компоновка сливов позволяет существенно упростить схему рабочего контура при незначительной потере экономичности. Количество групп со своими дренажными насосами обычно небольшое - две-три.

Для ПВД обычно применяют только каскадный слив. Это объясняется трудностями создания дренажных насосов относительно небольшой подачи при значительной температуре перекачиваемой среды и высоком ее давлении.

В качестве иллюстрации приведем компоновку сливов дренажей для некоторых ПТУ:

а) в ПТУ с турбиной К-1000-60/3000 семь подогревателей (два ПВД поверхностного типа, три ПНД поверхностного типа, два ПНД смешивающего типа - первые два). Сливы дренажей организованы по ветвям:

ПВД-7 - ПВД-6 - в деаэратор;

ПНД-5 - насосом сепарата (параллельно откачке сепарата) на выход из ПНД-5 (в деаэратор);

ПНД-4 - ПНД-3 - в ПНД-2 смешивающего типа;

б) в ПТУ с турбиной К-1000-60/1500 семь поверхностных водоподогревателей (три ПВД и четыре ПНД). Сливы дренажей организованы по ветвям:

ПВД-7 - ПВД-6 - в деаэратор;

ПВД-5 - ПНД-4 - ПНД-3 - дренажным насосом на выход из ПНД-3;

ПНД-2 - ПНД-1 - дренажным насосом на выход из ПНД-1; как уже отмечалось, в настоящее время ПВД-5 из системы исключен;

в) в ПТУ с турбиной К-220-44 восемь поверхностных водоподогревателей (три ПВД и пять ПНД). Сливы дренажей организованы по ветвям:

ПВД-8 - ПВД-7 - ПВД-6 - в деаэратор;

ПНД-5 - ПНД-4 - дренажным насосом на выход из ПНД-4;

ПНД-3 - ПНД-2 - дренажным насосом на выход из ПНД-2;

ПНД-1 - каскадно через гидрозатвор в главный конденсатор.

В поверхностных подогревателях может предусматриваться только конденсация греющего пара или же его конденсация с последующим охлаждением конденсата (в зоне охладителя дренажа - ОД). Если греющая среда - перегретый пар (например, в подогревателе, подключенном на первые отборы из ЦНД, работающих на перегретом паре), то перед конденсацией греющий пар должен пройти зону охлаждения пара (пароохладитель - ПО). Такие дополнительные теплообменники (охладитель дренажа и пароохладитель) для ПНД могут выделяться в отдельные конструкции (выносные ОД, ПО), а в ПВД чаще всего компонуют на общей теплопередающей поверхности в общей конструкции водоподогревателя (встроенный ОД). Правда, для АЭС пароохладитель дает столь незначительный вклад в общий тепловой баланс, что его обычно выполняют встроенным. Диаграммы t-q таких водоподогревателей имеют вид, показанный на рисунке 3.

Зона пароохлаждения - неизбежный элемент водоподогревателя, если греющая среда - перегретый пар. Зона охлаждения дренажа может быть предусмотрена по решению конструктора ЯЭУ, но может и отсутствовать.

Применение охладителей дренажа несколько снижает потерю тепловой энергии с дренажными каскадными сливами и улучшает вклад системы регенерации в повышение экономичности рабочего контура. Правда, система регенерации при этом заметно усложняется, особенно если охладители дренажа выполнены в виде выносных конструкций.



Рисунок 3 - Диаграммы *t-q* поверхностных регенеративных подогревателей:

а) - водоподогреватель с конденсацией греющей среды;

б) - водоподогреватель с конденсацией греющей среды и охлаждением дренажа;

в) - водоподогреватель с пароохлаждением и конденсацией греющей среды

Если в компоновке сливов дренажей воды применяется комбинация каскадных сливов и дренажных насосов, то охладители дренажа целесообразно предусмотреть только для тех подогревателей, у которых дренаж каскадно сливается в нижерасположенный подогреватель. Для водоподогревателей с дренажными насосами предусматривать охладители дренажа нецелесообразно.

Заметим, что некоторые исследователи отмечают сравнительно малый вклад охладителей дренажа в эффективность системы регенерации в целом. В связи с этим высказывается соображение, что в случае понижения надежности какого-либо выносного охладителя дренажа (например, трудноустранимая течь) и, таким образом, понижения надежности энергоблока, такой охладитель дренажа целесообразно из схемы исключить. Так, например, поступили с охладителями дренажа всех ПHД (кроме ПHД1) в схеме одноконтурной ЯЭУ на ЧАЭС.

В качестве примера на рисунке 4 показана компоновка системы регенерации и сливов дренажей поверхностных водоподогревателей, принятая в ПТУ АЭС Украины. Наличие у некоторых поверхностных подогревателей охладителей дренажа (независимо от вида - выносных или встроенных) показано условным изображением дополнительного змеевика.

При анализе схем реальных энергоустановок АЭС следует иметь в виду, что на разработку системы регенерации наложили отпечаток не только соображения экономичности ЯЭУ, но и ряд других факторов: сложность и надежность системы регенерации в целом, стоимость комплектующего оборудования, трудность поставок комплектующего оборудования заводами-изготовителями, трудности в обеспечении ремонта оборудования и др.

Иногда с учетом подобных факторов в систему регенерации вносились изменения в процессе модернизации ЯЭУ. Эти факторы сказались и на компоновке схемы возврата дренажных сливов в рабочий контур. Например, в системе регенерации ПТУ с турбиной К-500-65/3000 (ЧАЭС) отказались от первоначально предусмотренных охладителей дренажа на всех ПНД, кроме первого, откуда дренаж греющей среды направляется непосредственно в главный конденсатор.

В установке с турбиной К-1000-60/1500-2 ПВД-5 исключили ввиду его слабого вклада в эффективность системы регенерации (разность давлений и, следовательно, температур греющей среды в деаэраторе и ПНД-5 небольшие. Они определяются степенью дросселирования пара в регулирующем клапане на входе в деаэратор).

В общую схему возврата конденсата греющего пара поверхностных регенеративных водоподогревателей следует также включить возвраты сепарата сепаратора и конденсата греющего пара пароперегревателей. Выбор точки возврата сепарата и конденсата греющего пара - задача сложная и однозначного решения не имеет. Эти точки подбирают с учетом параметров сепарата и конденсата. Точки возврата целесообразно подобрать так, чтобы содержащаяся в них тепловая энергия частично использовалась в подогреве питательной воды.

Рисунок 4 - Схемы сливов дренажей систем регенерации: а) - ПТУ К-1000-60/3000; б) - ПТУ К-1000-60/1500-1 и К-1000-60/1500-2; в) - ПТУ К-220-44; г) - ПТУ К-500-65/3000

При выборе схемных решений можно руководствоваться соображениями, детально рассмотренными при компоновке системы регенерации. Дополнительно можно привести следующие рекомендации. Если можно подобрать точку слива с давлением среды меньше давления слива, то при этом исключается насос, обеспечивающий слив. В этом случае схема системы упрощается, увеличивается ее надежность, не требуются дополнительные энергозатраты на насос слива.

Что касается температуры среды, в которую осуществляется слив, то здесь общие рекомендации сводятся к следующему. Нужно стремиться к тому, чтобы температура сливаемой среды и среды, в которую осуществляется слив, были близки. Если температура сливаемой среды заметно ниже, то это приведет к "захолаживанию" основного потока среды, что отрицательно скажется на общем энергетическом балансе рабочего контура. Однако нецелесообразно также принимать точку слива со значительно меньшей температурой основного потока, так как при этом тепло, содержащееся в сливаемом потоке, переводится на заметно меньший энергетический уровень (происходит значительное "захолаживание" сливаемого потока). Это также отрицательно скажется на общем энергетическом балансе рабочего контура.

В каждом конкретном случае при выборе места слива следует учитывать соображения как по соотношению давлений сред, так и по соотношению их температур. Заметим, что в реальных установках при решении этого вопроса иногда принимались во внимание и иные соображения: простота прокладки трассы сливаемой среды и простота ее подключения, простота подключения слива, соображения унификации оборудования и пр.

В качестве примера приведем некоторые схемные решения в различных ПТУ.

В установке с турбиной К-1000-60/3000 сепарат из сепаратора вместе с конденсатом ПНД-5 насосом сепарата подается на выход ПНД-5 (на деаэратор). Конденсат греющего пара пароперегревателя насосом подается на выход ПВД-7 в питательный трубопровод после последнего водоподогревателя. Можно конденсат греющего пара пароперегревателя безнасосно подавать на специально предусмотренный поверхностный теплообменник, установленный на выходе питательной воды из последнего ПВД. После этого конденсат каскадно сливают в полость греющей среды последнего ПВД. Так, например, построена схема рабочего контура АЭС ФРГ "Библис". Схемное решение по конденсату греющего пара перегревателя на установке с турбиной К-1000-60/3000 и на АЭС "Библис" следует признать весьма рациональным. Оно приводит к некоторому повышению КПД установки.

В установке с турбиной К-1000-60/1500-2 сепарат насосом закачивается в деаэратор (хотя в расчетном режиме в насосе нет необходимости, сепарат может сливаться в деаэратор и самотеком). Конденсат греющего пара из первой ступени перегревателя каскадно сливается в греющую полость ПВД-6, а из второй ступени - каскадно в греющую полость ПВД-

В установке с турбиной К-220-44 сепарат через гидрозатвор каскадно сливается в греющую полость ПНД-3. Конденсат греющего пара первой ступени пароперегревателя сливается в полость деаэратора. Конденсат второй ступени пароперегревателя каскадно сливается в полость греющей среды ПВД-8.

# ***4. Компоновка системы теплофикации. Отбор пара на собственные нужды***

При разработке схемы рабочего контура в целом необходимо также разработать схему системы теплофикации и подключить ее к рабочему контуру.

В расчете в качестве исходных данных принимают тепловую нагрузку системы теплофикации (задается потребителем тепла) и температурный режим сетевой воды. Эти параметры могут быть оговорены в задании. Для двухконтурной установки обычно предусматривают несколько последовательно включенных подогревателей сетевой воды (два - три), при этом последний из них является пиковым (ПСВП), т.е. он работает только в холодное время года при полной тепловой нагрузке системы теплофикации.

Остальные подогреватели - основные первой и второй ступени (ПСВО1ст, ПСВО2ст). Для энергоблока с электрической мощностью 1000 МВт в расчет можно принять тепловую нагрузку системы теплофикации порядка 100 МВт. Если задана существенно иная мощность энергоблока, то тепловую нагрузку системы теплофикации можно принять пропорционально заданной мощности блока.

Температурный режим сетевой воды обычно составляет 70оС на входе в систему теплофикации, 150оС на выходе из нее. В некоторых случаях температуру сетевой воды на выходе принимают 130оС.

Выбрав количество сетевых подогревателей, назначают температуру сетевой воды на выходе из каждого подогревателя. При этом целесообразно ориентироваться на прототипные данные. Структура и параметры систем теплофикации отечественных двухконтурных АЭС приведены на рисунке 5. Параметры греющей среды на рисунке показаны по месту отбора пара, т.е. не приведены потери давления пара по подводящему тракту.

По принятому температурному режиму сетевой воды подбирают соответствующие отборы пара. При этом допускается работа подогревателей сетевой воды при неоптимальных температурных напорах, т.е. на выходе из подогревателя температурный напор может быть не 3.4оС (как в регенеративных подогревателях), а значительно больше - до 20.30оС. Иначе говоря, с учетом малой тепловой мощности системы теплофикации не требуется коррекция распределения теплоперепадов турбины в интересах повышения эффективности рабочего контура в целом.

Рисунок 5 Схемы систем теплофикации двухконтурных ЯЭУ АЭС:

а) - К-1000-60/3000; б) - К-1000-60/1500-2; в) - К-1000-60/1500-1; г) - К-220-44

Сливы конденсата греющего пара сетевых подогревателей обычно организуют каскадно с последующей закачкой дренажным насосом в основной поток рабочего тела. При этом точку возврата конденсата подбирают таким образом, чтобы температура дренажа была примерно равной температуре питательной воды или несколько ее превышала. Возможен также безнасосный возврат дренажа в полость греющей среды одного из водоподогревателей системы регенерации (см., например, схему рабочего контура одноконтурной ЯЭУ с ЯР РБМК-1000).

Охладителей дренажа в системе теплофикации, как правило, не предусматривают. В то же время в некоторых вариантах схемных решений они могут быть целесообразны. Например, в ЯЭУ с турбиной К-1000-60/1500-1 (ЮУАЭС) сброс конденсата греющего пара системы теплофикации предусмотрен каскадно с окончательным сбросом конденсата в главный конденсатор. Поэтому перед подачей на конденсатор конденсат греющего пара проходит через охладитель дренажа с тем, чтобы более полно использовать тепловую энергию греющей среды.

Для полного составления расчетной схемы рабочего контура необходимо также схемно решить вопрос отбора пара на собственные нужды (СН) и место возврата конденсата среды в контур.

Для двухконтурной установки отбор пара на СН обычно осуществляют непосредственно из рабочего контура - из соответствующего отбора пара на регенерацию. Точку отбора пара принимают такой, чтобы давление пара в системе СН составляло 1,0.1,2 МПа. Например, в ПТУ с турбиной К-1000-60/3000 это III отбор с давлением 9,8 кГс/см2, в ПТУ с турбиной К-1000-60/1500-2 это III отбор с давлением 12,3 кГс/см2. Что касается редукционного устройства питания системы СН от паропровода свежего пара (БРУ СН), то его следует рассматривать как резервное средство питания потребителей. В расчетной схеме рабочего контура эту ветвь можно не показывать.

Возврат конденсата пара собственных нужд в рабочий контур организуют по-разному в зависимости от глубины использования энергии пара в соответствующих потребителях системы. Для упрощения расчетов можно принять, что одна треть конденсата с температурой около 130оС и давлением 0,8.1,0 МПа (горячие сливы) направляется в деаэратор (СН1), а две трети конденсата (холодные сливы) - в главный конденсатор с параметрами конденсата конденсатора (СН2).

В расчетной схеме следует также учесть утечки пара, которые обычно относят к свежему пару (в количестве 0,003.0,005 от расхода пара на главную турбину). Восполнение утечек производится в таком же количестве в главный конденсатор (с параметрами конденсата конденсатора).

Все принятые схемные решения для рабочего контура следует зафиксировать на детально разработанной расчетной схеме. При этом можно ограничиться обобщенным изображением тех элементов схемы, которые в реальной установке представлены несколькими параллельно включенными элементами одинакового назначения: однопоточный ЦВД, обобщенный однопоточный ЦНД, главный конденсатор, сепаратор-пароперегреватель, деаэратор, регенеративные подогреватели, насосы и др.

На схеме должны быть представлены все отборы рабочего тела из рабочего контура и их возвраты, т.е. все ветви рабочего контура должны быть замкнуты.

# ***Литература***

1. Бойко В.И., Демянюк Д.Г. Перспективные ядерные топливные циклы и реакторы нового поколения. Томск: Изд-во ТПУ, 2005.

. Война и мир. О быстрых реакторах и медленных мыслях [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://www.warandpeace.ru, свободный.

. Джадд А. Реакторы-размножители на быстрых нейтронах. М.,2010.

. Энергетические реакторные установки на быстрых нейтронах [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://www.ippe. obninsk.ru/nd/niokr. php, свободный.

. И.Х. Ганев. Физика и расчет реактора. Учебное пособие для вузов. М, 2012, Энергоатомиздат.

. Л.В. Матвеев, А.П. Рудик. Почти все о ядерном реакторе. М., 2010, Энергоатомиздат