**Министерство образования**

### Российской Федерации

**Ивановский государственный энергетический университет**

**Кафедра тепловых электрических станций**

**РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ**

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО БЛОКА КОНДЕНСАЦИОННОЙ**

 **ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ**

**Методические указания к выполнению курсовой работы**

**по курсу “Общая энергетика”**

**для студентов дневного и заочного обучения**

**электроэнергетического факультета**

Иваново 2001

Составители: А.В.МОШКАРИН

Е.В. БАРОЧКИН

М.Ю. ЗОРИН

Редактор: Г.Г.ОРЛОВ

Настоящие методические указания служат для закрепления знаний студентами по курсу “Общая энергетика” и связаны с выполнением курсовой работы, заключающейся в расчете тепловой схемы энергетического блока конденсационной электростанции (КЭС).

Методические указания предназначены для студентов электроэнергетического факультета дневной и заочной форм обучения.

Методические указания утверждены цикловой методической комиссией ТЭФ.

Рецензент.

Кафедра “Атомных электрические станции” Ивановского государственного энергетического университета .

Рекомендации по выполнению курсовой работы

и исходные данные для выбора и расчета тепловой схемы

конденсационного блока

Студент выполняет курсовую работу для своих исходных данных. Они устанавливаются по данным табл. П I.I и П I.2 соответственно по последней и предпоследней цифрам шифра (личного номера) студента-заочника (см. приложение I). Работы, выполненные не по своему варианту, не рассматриваются.

При выполнении курсовой работы необходимо соблюдать следующие условия:

- расчеты сопровождать кратким пояснительным текстом, в котором указывать, какая величина взята из исходных данных, справочника, норм;

- вычисления проводить в единицах системы СИ, используя соответствующие таблицы и h-s– диаграмму.

Принципы выбора элементов системы регенерации, расчета регенеративных подогревателей в тепловой схеме, а также определения энергетических показателей турбоустановки и блока в целом изложены в [ I ]. Там же изложены и некоторые справочные данные. Поэтому перед началом выполнения расчетов студенту будет полезно ознакомиться с указанной литературой .

Выполненная курсовая работа высылается в деканат в сроки обусловленные учебным планом. Оформление в рукописи на листках размером 210х300 мм (по ГОСТ).

Задание, на основании данных таблиц П 1.1 и П 1.2 (приложение 1), приводится перед расчетом тепловой схемы турбоустановки.

После выполнения расчетов составляется краткое описание турбоустановки и дается реферат.

Примеры выполнения титульного листа, реферата и описания турбоустановки даны в приложении 2 (на трех листах) методических указаний.

Расчет тепловой схемы и определение

энергетических показателей теплоэнергетической

установки с конденсационной турбиной

Задание

Составить и рассчитать тепловую схему турбоустановки, выбрать паровой котел и вспомогательное оборудование при следующих исходных данных:

1. Номинальная мощность турбогенератора N = 70 МВт.
2. Начальные параметры и конечное давление в цикле: р0 = 60 бар,

t0 = 450°С,

рк = 0.05 бар.

1. Основные характеристики условного процесса турбины в *hs* - диаграмме:

а) потеря давления в органах регулирования турбины: Δрр1 = 4%, следова-

 тельно р’0 = (1-Δрр1 ) р0 = (1-0,04 ) р0 = 0,96р0,

б) внутренний относительный КПД турбины ηоi = 0,85.

1. В системе регенерации пять регенеративных подогревателей (m = 5); из них четыре поверхностного типа и один смешивающего - деаэратор. Давление в деаэраторе выбрать стандартным равным 6 бар.
2. Утечки цикла Dут = 1,5% от расхода пара на турбину ; подогрев воды в эжекторном и сальниковым подогревателях Δtэп = 4 °С и Δtсп = 4 °С.
3. Потери давления в паропроводах от камер отборов до поверхностных подогревателей принять Δр5= 4%, Δр4=5%, Δр2= 7%, Δр1= 8%.
4. Поверхностные подогреватели без охладителей пара и охладителей конденсата; слив конденсата каскадный; недогрев воды в подогревателях

δ tнед = 4 °C.

1. При расчете энергетических показателей блока принять:

- КПД котла ηК = 91 %,

- удельный расход электроэнергии на собственные нужды – рсн = 8 %.

Рис.1.Расчетная тепловая схема теплоэнергетической установки с турбиной К-80-75

Р5=43,8

Р4=20,4

Р3=3,0

Р2=2,5

Р1=0,45

# **ПК**

**Д-6**

1.Составление тепловой схемы

Г

T

рk,tпс,hпс

D4

t0,р0,h0

Dпв, tпв

рв5=90 бар

D5. (Δр5=4%)

П-5

Dk

рв4=95 бар

(Δр4=5%)

Dпр

П-4

рпн=100 бар

выпар (Dвып)

рд=6.0 бар

П-3

рв2 =9.0 бар

П-2 D2 (Δр2=7%)

рсп =10 бар

рв1 =10,5 бар

СП

D1, (Δр1=8 %)

П-1

Схема показана на рис.1.

По ходу воды в ней предусмотрены:

эжекторный подогреватель - ЭП;

регенеративный поверхностный подогреватель - П-1;

сальниковый подогреватель - СП;

регенеративный поверхностный подогреватель - П-2;

смешивающий регенеративный подогреватель (деаэратор) - П-3;

регенеративный поверхностный подогреватель - П-4;

регенеративный поверхностный подогреватель - П-5.

Восполнение утечек цикла осуществляется химически очищенной водой в конденсатор турбины. Вода на очистку забирается из обратного циркуляционного водовода. Для создания оптимальных условий коагуляции она подогревается до 40 °С отборным паром турбины .

2. Распределение подогревов питательной воды по

 регенеративным подогревателям

2.1 Давление пара в регенеративных отборах

При начальных параметрах р0*=* 60 бар, t0 = 450 °С по таблице III [ 2 ] определяем энтальпию пара: h0 = 3302,6 кДж / кг, а по табл. II температуру насыщения пара при начальном давлении р0=60 бар : t0н= 274,1 °С (t0н ≈ 274°С ) и при конечном давлении рк = 0,05 бар, tк *=* 32,8 °С (tк ≈ 33 °С).

Один из способов распределения величины подогрева воды между регенеративными подогревателями основан на равенстве подогрева ее в подогревателях от температуры в конденсаторе (в данном примере 33 °С) до температуры насыщения в цикле (при р0=60 бар температура насыщения tн = =274,1 °С). При этом одним из подогревателей считается **водяной экономайзер** парового котла. Кроме регенеративных подогревателей в тепловых схемах ТЭС предусматриваются эжекторные и сальниковые подогреватели. При равномерном распределении подогрева воды по регенеративным подогревателям и при Δtэп= 3 °С и Δtсп= 5 °С величина подогрева питательной воды в каждом подогревателе определяется из следующей зависимости: .

В этом случае температура питательной воды за каждым подогревателем:

за ЭП tэп*=* tк + Δtэп= 32,8 + 4 = 36,8 °С;

за П-I t1 = tэп + Δtпод=36,8 + 38,88 = 75,68 °С;

за СП tсп = t1 + Δtсп=75,68 + 4 = 79,68 °С;

за П-2 t2 = tсп + Δtпод =79,68 + 38,88 = 118,56 °С;

за П-3 t3 = t2 + Δtпод =118,56 + 38,88 = 157,44 °С;

за П-4 t4 = t3 + Δtпод =157,44 + 38,88 = 196,32 °С;

за П-5 t5 = t4 + Δtпод=196,32+ 38,88 = 235,2 °С.

Примечание. Правильность определения температур за подогревателями рекомендуется проверить. Должно иметь место равенство

t5 + Δ tпод ≈ t0н.

В данном случае t5 + Δ tпод = 235,2 + 38,88 = 274,08 ≈ 274,1 °С.

2.2. Выбираем место установки деаэратора и давление в нем.

При заданном числе регенеративных подогревателе ***m*** = 5 в качестве деаэратора должен быть назначен подогреватель П-3. При t3 = 157,44°С давление в нем составит:

рд = рнас ≈ 5,74 бар.

Выбираем **стандартный** деаэратор на давление рд = 6 бар (Д - 6). По таблице II [2] для него определяем температуру и энтальпия воды :

температура воды tд = 158,84 °С;

энтальпия воды сtд= 670,4 °С.

Примечание. При выборе места установки деаэратора и давления пара в нем следует руководствоваться правилом: число регенеративных подогревателей высокого давления (ПВД) не должно быть больше числа подогревателей низкого давления (ПНД), поскольку ПВД, трубная система которых находиться под давлением питательных насосов, значительно дороже, чем ПНД. Поэтому, например, при ***m*** = 6 следует принимать три ПНД и два ПВД, а при ***m*** = 7 - три ПНД и три ПВД.

2.3. Устанавливаем давление в отборах

на регенеративные подогреватели.

а) Поверхностные подогреватели.

Давление пара поступающего в подогреватели этого типа определяется из условия нагрева питательной воды до определенных ранее температур при заданном недогреве воды

δ tнед = 4 °C.

Величина недогрева воды показывает значение необходимого температурного напора для передачи теплоты от конденсирующегося в подогревателе пара к нагреваемой воде.

Для подогревателя П-5 определяем температуру насыщения пара, поступающего в подогреватель:

tн5 = t5 + δ tнед = 235,2 + 4 = 239,2 °C.

Тогда давление пара, поступающего в подогреватель, определенное по таблицеI [2] при температуре 239,2 оС будет: р5 = 32,92 бар, и аналогично для остальных регенеративных подогревателей поверхностного типа :

для П-4 tн4 = t4 + δ tнед = 196,32 + 4 = 200,32 °C, р4 = 15,58 бар;

для П-2 tн2 = t2 + δ tнед = 118,56 + 4 = 122,56 °C, р2 = 2,12 бар;

для П-1 tн1 = t1 + δ tнед = 75,68 + 4 = 79,68 °C, р1= 0,47 бар.

Давление в камерах отбросов турбины должно быть выше, чем давление пара перед подогревателями; учитывается потеря в паропроводах (на трение и местные сопротивления). При заданных потерях, которые приведены в задании (см. табл. П 1.2) Δр5 = 4%, Δр4 = 5%, Δр2 = 7%, Δр1 = 8% имеем :

б) Деаэратор.

Давление в камере отбора на деаэратор Д-6 принимается р3ко **=** рдко = 9 бар (для всех вариантов) из условия его работы с неизменным давлением 6 бар без перехода на отбор вышестоящего подогревателя до нагрузки ~70 % от номинальной.

Известно, что с достаточной точностью можно считать, что при недогрузках давления в камерах нерегулируемых отборов изменяются пропорционально расходам пара через соответствующие ступени и, следовательно, пропорционально нагрузкам на турбину, т.е.

.

Поэтому с учетом потери давления в паропроводе от камеры отборов до деаэратора Δр3 = 5 % в данном случае имеем :

3. Построение условного процесса расширения пара

в турбине *hs -* диаграмме

Схема условного процесса расширения пара в турбине для настоящего случае дана на рис.2а Теоретический процесс расширения –( **а-в** ) и действительный – (**а - а\*- с\***) .

При принятых начальных параметрах р0 = 60 бар и t0 = 450°С по таблице III [ Л.2 ] имеем энтальпию и энтропию в начале процесса расширения:

h0= 3302,6 кДж / кг, S0 = 6,7214 кДж / ( кг \* К ).

При давлении в конце теоретического (адиабатного) расширения рК = 0,05 бар точка ”**в**” находится в области влажного насыщенного пара. В этом случае энтальпия пара в этой точке *hka*может быть определена аналитически из известного соотношения:

hка = сtк + xка \* rк [ кДж / кг ], где хка =

где: *сtк*– энтальпия воды на линии насыщения при конечном давлении адиабатного процесса расширения пара, т.е. при 0,05 бар,

хка –степень сухости пара,

rк – скрытая теплота парообразования.

При адиабатном процессе Sка =S0 = 6,7214 кДж / (кг \* К).

По таблице II 1.1[ П.2 ] при рк = 0,05 бар :

S’ = 0,4749 кДж / (кг \* К), **S**“- **S** ’ = 7,8698 кДж / (кг \* К),

ctk = 137,430 кДж / кг, **r**к = 2423,8 кДж / кг.

Тогда xка **=**  = = 0,79 ,

hка **=** сtк + xка \* rк **=** 137,430 + 0,79 \* 2423,8 = 2052,232 кДж / кг.

При принятой потере давления в органах регулирования, которая приведена в задании (см. табл. П 1.2) Δрр1 = 4% имеем давление перед соплами первой ступени турбины :

р**’**0 = (1-Δр1 ) р0 = (1-0,04 ) р0 = 0,96 \* р0 = 0,96 \* 60 = 57,6 бар.

По линии дросселирования ( h - пост.) до давленияр’0 = 57,6 бар получаем точку “**а\*** ”.

При заданном внутреннем относительном КПД турбины ( без учета потерь с выходной скоростью последней ступени ) имеем энтальпию в точке “**с\*** ”:

hк\* = h0 - ηоi (h0 - hка ) = 3302,6 - 0,85 (3302,6 - 2052,2) =

 = 3302,6 – 1062,84 = 2239,8 кДж / кг.

Для нахождения точки **с\*** необходимо найти на h-s – диаграмме пересечение изоэнтальпы hк\*  с изобарой рк  (т.е. в данном варианте пересечение изоэнтальпы hк\* = 2239,8 кДж / кг с изобарой рк = 0,05 бар ), тогда используемый теплоперепад в турбине:

Hi = h0– h\*к = 3302,6 – 2239,8 **= 1062,8 кДж / кг**.

На линии действительного процесса расширения пара в турбине “ **а\*- с\*** ” находятся изобары р5к.о.=34,29 бар, р4к.о.=16,4 бар, р3к.о.=9 бар, р2к.о.=2,28 бар, р1к.о.=0,51 бар. Схема процесса с изобарами в камерах отборов дана на рис. 2.б.

Полученные значения энтальпий h0, hка, hк\*и hкнаносятся на hs - диаграмму из [Л.2] или [Л.3]; и получаются теоретический (**а - в**) и действительный (**а – а\* -c\***) процессы. Далее наносятся изобары р5к.о., р4к.о., р3к.о., р2к.о., р1к.о. В точках пересечения этих изобар с действительным процессом расширения пара необходимо найти соответствующие энтальпии и температуры пара на выходе из камер отборов турбины. Таким образом, по hs - диаграмме последовательно находятся значения энтальпий и температур пара (а также степень сухости пара (х) для подогревателей П-2 и П-1 ):

h5 = 3192 кДж / кг, t5к.о =388°С;

h4 = 3040 кДж / кг, t4к.о =305 °С;

h3 (hд ) = 2932 кДж / кг, t3к.о = 245 °С;

h2 = 2692 кДж /кг; х2к.о =0.995;

h1. =2508 кДж / кг, х1к.о = 0.94.

Условный процесс расширения пара в турбине в hs-диаграмме с нанесением параметров в соответствующих точках дается на рис.3. На диаграмме показаны также и давления пара на входе в регенеративные подогреватели: р5, р4, р3(рд), р2, р1 .

Параметры пара в камерах отборов на регенерацию и давления перед подогревателями приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Параметры пара в камерах отборов турбины К-80-75 на

регенерацию и давления перед подогревателями.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Отбор на подогреватель | Давление в камере от-бора, рк.о, бар  | Температура пара в камере отбора, tк.о °С, или (хк.о) | Энтальпия пара в камере отбора, h, кДж/кг | Потеря дав-ления в па-ропроводе, Δр, % | Давление пара перед подогревателем,рв., бар  |
| П-5 | 34.29 | 388 | 3192 | 4 | 32.92 |
| П-4 | 16.4 | 305 | 3040 | 5 | 15.58 |
| П-3(D-6) | 9.0 | 245 | 2932 | 5 | 6.0 |
| П-2 | 2.28 | (x=0.995) | 2692 | 7 | 2.12 |
| П-1 | 0.51 | (x=0.94) | 2508 | 8 | 0.47 |

р0.=57.6 бар

t₀=435ºС

р0=75 бар

р0=60 бар

а

t₀=435ºC

а

h₀

р5=43,8 бар

а\*

h₀=3242.4kДж/кг

Ha=1272.1 кДж/кг

П-5

h5=3138 kДж/кг

р4=20,4 бар

h4=3000

а\*

Х=1

П-4

р3=9,0 бар

h3=hg=2864

Х=1

Hi=1011.1 кДж/кг

/кг



 П-3

(D-6)

П-1

 р2=2,6

h2=2682

П-2

р1=0,5 бар

h1=2471

с\*

рk=0.04

с\*

h’k=2199,3

в

hка

рk=0.04

hkа=1970,3 kДж/кг

Sка=S0=6,5420 kДж/кг

в

hk\*=2199.3

Рис. 2б. Схема условного процесса с изобарами в камерах отборов турбины на регенерацию.

Рис. 2а. Схема условного процесса расширения пара в турбине в h-s –диаграмме

4. Параметры пара, питательной воды и конденсата

(дренажей) в системе регенерации

При деаэраторе Д-6 (рд=6 бар), установке его на отметке 25 м, суммарном гидравлическом сопротивлении трубной системы трубопроводов и арматуры каждого ПНД по водяной стороне ΔрПНД =1 бар, сопротивлении эжекторного и сальникового подогревателей ΔрЭП =ΔрСП =0,5 бар и рк = 0,04 бар имеем давление на нагнетании конденсатных насосов:

ркн = рд + Hдеа / 10,197+2\* ΔрПНД + 2\*(ΔрЭП ÷ΔрСП ) –рк = 6,0 + Hдеа / 10,197+ 2 \* 1 + 2 \* 0,5 - 0,04 = 11,41бар ≅ 12 бар (для всех вариантов).

 где 10,197метра – высота столба воды эквивалентная давлению в 1 бар, а Hдеа= 25метров - высота, на которой, как правило, устанавливаются деаэраторы**.** Соответствующие давления питательной воды по тракту ПНД проставляются в расчетной тепловой схеме (рис.1).

р’0=72 бар

р0=75 бар

t0=435ºC

h0=324,4

42,2

 371ºC

43.3

П-5

h5=3138 кДж/кг

П-1

h4=3000 кДж/кг

19,4

 292ºC

20,4

Hi=1011.1 кДж/кг

 9,0 212ºC 6,0

H0=1272.1 кДж/кг

П-3

(Д-6)

П-4

h3=2864 кДж/кг

П-2

2,6 2,4

x2=0,984

0,46

 h2=2682 кДж/кг

0,5

h1=2471 кДж/кг

рk=0,04 бар

h\*k=2199,3

x1=0,925

x=0.854

hka=1970,3

xka=0,76

**Рис. 3. Процесс расширения пара в турбине К-80-75**

Давление на нагнетании питательного насоса принимаем, бар,

рпн =1,3 р0 = 1,3 \* 60 = 78 бар ≅ 80 бар.

При других значениях р0 величина рпн округляется до значения кратного 5 бар, например при р0 =70 бар полученное значение рпн = 1,3 **\*** 70 = 91 бар округляется до 90 бар.

Давление питательной воды за ПВД определяется исходя из гидравлического сопротивления каждого подогревателя с относящимися к нему трубопроводами и арматурой : ΔрПВД = 5 бар. В данном варианте:

рв4= рпн –ΔрПВД  **=**80– 5 **=** 75 бар; рв5**=** рв4–ΔрПВД=75 – 5 = 70 бар.

**Температура питательной воды за поверхностными подогревателями определена ранее при расчете распределения подогрева питательной воды по регенеративным подогревателям (стр 6) и в рассчитываемом варианте составляет:**

tЭП = 36.8°С ; t1 = 75,68°С ; tСП = 79,68°С ;

t2 = 118,56°С ; t4 = 196,32°С ; t5 = 235,2°С ;

Температура питательной воды за деаэратором (П-3) соответствует температуре насыщения при давлении в деаэраторе рд*.* Для рассчитываемого варианта рд= 6 бар. Этому давлению соответствует температура насыщения tн= =158,8 °С (таблица II [Л.2] ).

Энтальпия питательной воды за подогревателями устанавливается по значению температур и давлений по таблице III [Л.2]:

Для подогревателя П-5 при рв5=70бар, t5 =235,2°C энтальпия питательной воды будет: ct5=1013,8 КДж/кг, для П-4 при рв4=75 бар, t4 =196.32 °C: ct4 = 839,4 КДж/кг, для П-2 при рв2=9 бар, t2 =118,56°C: ct2=489,2 КДж/кг, для П-1 при рв1=10,5 бар, t1 =75,68 °C: ct1=318 КДж/кг .

Температура и энтальпия питательной воды за деаэратором определяется давлением в деаэраторе, они приведены выше.

Температуры конденсата, выходящего из поверхностных регенеративных подогревателей, соответствуют давлению пара в подогревателе; они устанавливаются по данным таблицы II [Л.2]. **Отметим, что эти температуры** **были уже определены на стр.7 в разделе 2.3**, например для подогревателя П5 при давлениир5 = 42,2 бар температура конденсата (которая равна температуре насыщения) имеет значение tн5 = 253,5°С, для П4 при р4 = 19,5 бар значение tн4 = 211,2°С и т.д.

**Энтальпии конденсата** определяются по тем же давлениям пара в подогревателе, по табл.II [ Л.2 ] и значение сtн равно табличному значению энтальпии воды на линии насыщения h’, таким образомприр5 = 32,92 барсtн5 = h’= 1033,8 КДж/кг, прир4 **=**15,58 бар сtн4 = h’ = 852,4КДж/кг, прир2 **=** 2,12 барсtн2= h’ =512,1 КДж/кг, прир1= 0,47бар сtн1 =h’ =331,6 КДж/кгЗначения параметров пара, питательной воды и конденсата сводятся в **таблицу 2.**

**Внимание.** В настоящем примере расчета повышение энтальпии пара и температуры питательной воды в питательном и конденсатном насосах Δt’пн ,Δt’кн вследствие перехода объемных и гидравлических потерь в теплоту перекачиваемой жидкости учитывается для всех вариантов одинаковыми значениями Δt’пн**=**5,5 КДж/кг, Δt’кн **=** 1,2КДж/кг. Значения этих величин приведены также в таблице 2 на странице 13.

5. Баланс пара, питательной и добавочной воды.

При принятом методе расчета тепловой схемы, в котором все расходы пара и воды в ее элементах выражаются через расход потерь пара на турбину

“D”, а утечки цикла сосредоточены в месте наивысшего температурного уровня рабочего тепла, имеем :

- необходимую производительность котельного агрегата блока,

Dка =D+ Dут;

- количество питательной воды, подаваемой в котел питательного насоса,

Dпв = Dка;

Подставляя обусловленные значения величин, имеем :

 Dка = D + 0,015 D = 1,015 D;

 Dпв = 1,015 D.

6. Расчеты по системе регенерации и подсчет расходапара на турбину.

6.1. Расчет ПВД.

Расчетная схема ПВД с необходимыми расчетными данными (энтальпиями пара, питательной воды и дренажа ) из таблицы 2 дается на рис.4.

Уравнения теплового баланса подогревателей :

D5 ( h5 – сtн5 ) = K5 D пв ( сt5 - сt4 );

D4 ( h4 – сtн4 ) + D5 ( сtн5 – сtн4 ) = K4 D пв (сt4 - сtпн);

где коэффициенты рассеяния тепла принимаем (для всех вариантов):

K5 = 1,009; K4 = 1,008;

Подставляя в уравнение известные величины имеем :

D5 ( 3192 – 1034,1 ) = 1,009 \* 1,015 D (1013,8 - 839,4);

D5 = 0,0827699 D.

D4 (3040 – 853,2) + 0,0827699 D \* (1034,1 – 853,2) = 1,008 \* 1,015 D \* (839,43 - 675,9);

2186,8\*D4 +14,793075D= 167,310814 D;

D4 = ;

D4 = 0,0696624 D.

Таким образом имеем, слив конденсата из ПВД в деаэратор:

D4 + D5 = 0,1524323D.

В случае, если в системе регенерации три ПВД (например при m = 7), должно быть составлено уравнение теплового баланса третьего подогревателя:

D3 (h3 – сtн3) + (D4 + D5 ) ( сtн4 – сtн3 ) = K3 Dпв (сt3 - сtпн).

Питательная вода в котлоагрегат:

сt5=1078,8 кДж/кг, Dпв

П-5

D5: h=3192 кДж/кг

 Пар из отбора турбины

сtн5=1034,1 кДж/кг

 D5

сt4=839,4 кДж/кг

D4: h=3040 кДж/кг

Пар отбора турбины

П-4

D4+D5

Рис. 4. Расчетная схема ПВД

Питательная вода из деаэратора

Питательный насос

сtпн=675,9 кДж/кг

Конденсат в деаэратор

сtн4=853,2кДж/кг

6.2. Расчет деаэратора.

Расчетная схема с необходимыми расчетными данными дана на рис.5.

Уравнение теплового баланса запишем в следующем виде, исходя из условия, что пар «выпара» деаэратора не учитывается в тепловом балансе, т.к. его величина невелика:

Dд  ( h3 - сtд ) + ( D4 + D5 ) ( сtH4 - сtд ) = K3 [D’пв ( сtд - сt2 ) ].

Количество питательной воды, идущей из ПНД, (**D**’пв) определяется из материального баланса деаэратора :

D’пв = Dпв - (D5 + D4 + Dд ) = 1,015D - 0,1524323D - Dд = 0,8625677D - Dд

Тогда при Кд = 1,007 (для всех вариатов):

Dд (2932-670,4)+0,1524323D (853,2 - 670,4)=1,007[(0,8625677D-Dд) (670,4–489,2 )]

2261,6 Dд + 27,864624 D =157,391348D – 182,4684 Dд ;

2444,0684 Dд = 129,526724 D;

Dд = 0,0529964D.

В этом случае:

D’пв = 0,8625677D - 0,0529964D= 0,8095713 D

Таблица 2

Параметры питательной воды и конденсата в системе регенерации турбины К – 80 – 75

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Подогреватели | Пар в камереотбора | ПотеряДавления впаро-проводеΔр1,% | Пар у регенеративного подогревателя | Питательная вода за подогревателями | Повышение энтальпии воды в подо-гревателе Δсt,кДж/кг | Слив конденсата из подогревателей |
| р,бар | h,кДжкг | tн,°С | р, бар | h,кДжкг | tн,°С | рв,Бар | t,°С | сt,кДжкг | tн,°С | сtн,кДжкг |
| **1** | **2** | **3** | **4** | **5** | **6** | **7** | **8** | **9** | **10** | **11** | **12** | **13** | **14** |
| П –5 | 34,29 |  |  | 4 | 32,92 | 3192 | 239,2 | 70 | 235,2 | 1013,8 | 195,5 | 239,2 | 1034,1 |
| П –4 | 16,4 |  |  | 5 | 15,58 | 3040 | 200,32 | 75 | 196,32 | 839,4 | 207,4 | 200,32 | 853,2 |
| За питательным насосом | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | 100 | 158,8 | 675,9 | 5,51) | \_\_ | \_\_ |
| Д –6 (П –3) | 9,0 |  |  | \_\_ | 6,0 | 2932 | 158,8 | 6,0 | 158,8 | 670,4 | 159,4 | 158,8 | \_\_ |
| П –2 | 2,28 |  |  | 7 | 2,12 | 2692 | 122,56 | 9,0 | 118,56 | 489,2 | 178,2 | 122,56 | 513,7 |
| СП | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | 10,0 | 79,3 | 332,8 | 20,8 | \_\_ | \_\_ |
| П –1 | 0,51 |  |  | 8 | 0,47 | 2508 | 79,68 | 10,5 | 75,68 | 318 | 177,0 | 79,68 | 331,9 |
| ЭП | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | 11,5 | 32,0 | 135,0 | 12,4 | \_\_ | \_\_ |
| За конден. насосом | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | 12,0 | 29,0 | 122,6 |  1,22) | \_\_ | \_\_ |
| Конденсатор | 0,05 |  |  | \_\_ | \_\_ | \_\_ | \_\_ | 0,04 | 29 | 121,4 | \_\_ | \_\_ | \_\_ |

1)-повышение энтальпии в питательном насосе

2)- повышение энтальпии в конденсатном насосе

Dпв

Расход конденсата из П-4

D5+D4

сtпн=675,9 кДж/кг

Питательный насос

сtд=670,4 кДж.кг

Dпв=D'пв+D5+D4+Dд

D3=Dд: h=2932 кДж/кг

Пар из отбора турбины

 D’пв

Д-6

#####

ct2=489,2 кДж/кг

 D’пв

#####

Рис. 5. Расчетная схема деаэратора

6.3. Расчет ПНД.

Расчетная схема ПНД с необходимыми данными дана об энтальпии потоков теплоносителей дается на рис.6 .

Уравнение теплового баланса для П – 2:

D2 ( h2 - сtн2 ) = K2D’пв ( сt2 - сtсп );

где ctсп – энтальпия пара за сальниковым подогревателем (из табл.2, стр.13).

D2 ( 2692 – 513,7) = 1,005 \* 0,816836 D ( 489,2 – 332,8 );

D2 = = 0,06215224 D ;

D2 = 0,06215224 D.

Уравнение теплового баланса для П – 1:

D1( h1- ctн1) + D2 ( ctн2 - ctн1 ) = K1D’пв ( ct1 - ctэп );

D1( 2508 – 331,9 ) +0,06215224 D (513,7- 331,9 )=1,004\*0,8095713 D (318-135);

2176,1 D1 + 11,29927723D = 148,74415 D ;

D1 = ; D1 = 0,063161 D.

6.4. Суммарные расходы пара в отборы турбины

и расход пара в конденсатор.

Согласно расчетной тепловой схеме рис.1 и выполненным расчетам по определению расходов пара на подключенные подогреватели, расходы пара из отборов турбины равны:

DV = D5 = 0,0827699 D;

DIV = D4 = 0,0696624 D;

DIII = Dд = 0,0529964D;

DII = D2 = 0,06215224 D;

DI = D1 = 0,063161 D.

И следовательно, суммарный расход пара на все отборы составит:

Σ Dотб = 0,33074194 D.

Расход пара в конденсатор турбины определяется из уравнения, характеризующего баланс потоков пара в турбине:

Dк = D - Σ Dотб = D -0,33074194 D ; Dк = 0,66925806 D.

Правильность выполненных расчетов устанавливается подсчетом расхода пара в конденсаторе по балансу потоков конденсата в тепловой схеме:

D\*к = D’пв – (D1+D2+Dку)= 0,8095713 D -(0,063161 Dк+0,06215224 D +0,015 D)= 0,8095713 D - 0,14031324 D = 0,646072 D;

D\*к = 0,66925806 D.

D\*к = Dк , что свидетельствует о правильности расчетов.

6.5. Определение расхода пара на турбину.

Расход пара на турбину подсчитываем по уравнению, основанному на балансе мощностей потоков пара в ней, МВт,

Σ Nm = Nэ = К Σ Dm Him ,

где: ,

Him – используемые тепловые перепады в турбине соответствующих расходов пара из отборов; (определяли в разделе 2.3)

Dm \* Him– произведение этих величин показывает количество энергии, которое вырабатывает поток пара, проходящий до отбора;

ηм– механический КПД (определяет потери на трение в подшипниках турбоагрегата);

ηэ – КПД электрогенератора.

 Значения ηм и ηэ приняты по таблице I (прилож. 3 [Л.I]) при номинальной мощности турбоагрегата **N**э = 80 МВт. **В курсовой работе значения** **этих КПД те же.**

сt2=511,0 кДж/кг

Dпв

П-2

сtн2=529,6 кДж/кг

 D2

D2: h2=2682 кДж/кг

Пар из отбора турбины

сtс п =332,8 кДж/кг

СП

сt1=312,0 кДж/кг

D1: h1=2471 кДж/кг

Пар из отбора турбины

П-1

сtэп=135,0 кДж/кг

ЭП

сtкн=122,6 кДж/кг

Рис. 6. Расчетная схема ПНД

В конденсатор турбины

КН

Определяем величину Dm \* Him  для каждого отбора:

DV ( h0 - h5 ) = 0,0988066 D ( 3242,4 - 3138 ) = 10,315409 D;

DIV ( h0 - h4 ) = 0,0922986 D ( 3242,4 - 3000 ) = 22,373181 D;

DIII ( h0 - h3 ) = 0,03766 D ( 3242,4 - 2864 ) =14,250544 D;

DII ( h0 - h2 ) = 0,0658349 D ( 3242,4 - 2682 ) = 36,893878 D;

DI ( h0 - h1 ) = 0,059328 D ( 3242,4 - 2471 ) = 45,765619 D

Определяем количество энергии, которое вырабатывает поток пара, проходящий через всю турбину в конденсатор:

Dк Hi = 0,646072 D \* 1043,1 = 673,9177 D.

Суммируем полученные выше выражения:

Σ Dm Him= DV (h0 - h5 ) + DIV (h0 - h4 ) + DIII (h0 - h3) + DII (h0 - h2) + DI (h0 - h1 ) + + DкHi= 10,315409D+ 22,373181D + 14,250544D + 36,893878D + 45,765619D + + 673,9177 D = 803,516331D.

Таким образом Σ Dm Him = 803,516331D.

Тогда Σ Nm = Nэ = К Σ Dm Him, следовательно:

80 МВт = 0,0002711 \* 803,516331D = 0,217833 D.

Расход пара на турбину*:* D = 80 / 0,217833 = 367,253 т / ч.

Проверку правильности определения расхода пара на турбину сделаем подсчетом “D” по уравнению мощности, т / ч, :

D = dэ Nэ + Σ yт Dэт.

Здесь удельный расход пара на выработку электрической энергии:

,

где : ηм– механический КПД ;

ηэ – КПД электрогенератора;

Hi - используемый теплоперепад в турбине;

yт*–* коэффициент недовыработки мощности турбины.

Определяем коэффициенты недовыработки мощности турбины:

Таким образом, коэффициент недовыработки, например, пятого отбора у5 =0,8999 (у5 ≅0,9) показывает, что поток пара направленный в этот отбор выработал только 1 - у5 = 1 - 0,9 = 0,1 или 10% энергии, от энергии, которую он мог выработать, если бы он прошел через всю проточную часть турбины до конденсатора. Соответственно, коэффициент недовыработки потока пара, направленного в первый отбор у1 ≅ 0,26, и следовательно, этот поток выработал при прохождении проточной части турбины от ее начала до места отбора 1 – у1 = 1 – 0,26 = 0,74 или 74% потенциально имевшейся в нем энергии. Аналогичные выводы можно сделать по остальным потокам пара, направляемым в соответствующие отборы.

Определяем произведение yт **D**эт :

у5 DV = 0,8999 \* 0,0988066 D = 0,088916 D;

у4 DIV = 0,7676 \* 0,0922986 D = 0,070848 D;

у3 DIII = 0,6372 \* 0,03766 D = 0,023997 D;

у2 DII = 0,46275 \* 0,065835 D = 0,030465 D;

у1 DI = 0,2605 \* 0,059328 D = 0,015455 D

Σ yт Dэт = 0,229681 D

Тогда расчет расхода пара на турбину из уравнения мощности:

D = dэ Nэ + Σ yт Dэт;

D= 3,53561 \* 80 + 0,229681 D;

0,770319 D= 282,8849 ;

D= = 367,231 т / ч.

Невязка, равная ΔD=367,253 -367,231 =0,022 т / ч, ничтожно мала (бD = 0,006% ).

Расход пара на регенеративные подогреватели:

ПВД – 5: D5 = 0,0988066D = 0,0988066 \* 367,253 ≅ 36,287 т / ч ;

ПВД – 4: D4 = 0,0922986 D = 0,0922986 \* 367,253 ≅ 33,897 т / ч ;

Д – 6: Dд = 0,03766 D = 0,03766 \* 367,253 ≅ 13,831 т / ч ;

ПНД – 2: Dк = 0,0658349 D = 0,0658349 \* 367,253 ≅ 24,178 т / ч ;

ПНД – 1: D1 = 0,059328 D = 0,059328 \* 367,253 ≅ 21,788 т / ч ;

7. Энергетические показатели турбоустановки и блока котел-турбина**.**

7.1. Показатели турбоустановки.

Удельный расход пара на турбину, кг / кВт ,

dэ = D / Nэ = ( 367,253 \* 103 ) / ( 80 \* 103 ) = 4,59.

Удельный расход тепла на производство электроэнергии, кДж / кВт ,

где: сtпв = сt5 - энтальпия питательной воды за подогревателем № 5;

Qэ = 794588,59 кДж/ч - расход тепла на производство электроэнергии.

Абсолютный электрический КПД турбоустановки:

Расход тепла в турбинной установке на выработку электроэнергии, без учета затрат тепла на подогрев химически очищенной воды подаваемой в цикл паротурбинной установки для восполнения потерь, кДж / ч:

Qwэ = Qэ - Dдв (сtпв - сtприр ) = 794588,6 \* 103 - 7,35 ( 1078,8 - 62,94 ) \* 103 =

= 794588,6 \* 103 - 7466,57\* 103 = 787122,03,

где сtприр –энтальпия охлаждающей воды, поступающей в конденсатор из внешнего источника водоснабжения, температура воды в котором принимается 15 °С (**для всех** **вариантов**), и тогда сtприр =62,94 кДж / кг;

Dдв - количество химически очищенной воды подаваемой в цикл паротурбинной установки для восполнения потерь:

Dдв = 0,02D = 0,02\*367,253 = 7,35 т/ч

Удельный расход тепла на выработку электроэнергии ( без учета расхода на собственные нужды ), кДж / (кВт \* ч),

qwэ = **Q**wэ / **N**э = 787122,03 \* 103 / 80 \* 103 = 9839,02.

Коэффициент полезного действия турбоустановки по выработке электроэнергии:

Удельный расход тепла на Дж, Дж / Дж,

.

7.2. Показатели работы блока котел - турбина.

Коэффициэнт полезного действия блока по выработке электроэнергии без учета расхода на собственные нужды (брутто):

η брбл = ηwэ \* ηтр \* ηка .

ηwэ = 0,3659 - см. выше;

ηка = 0,90 – КПД котлоагрегата (приведен в задании).

КПД транспорта тепла (от котла до турбины): ηтр = Qэ / Qка.

Qэ = 794588,59 \* 103 - количество тепла, подведенного к турбоустановке (см. выше), кДж / ч.

Qка - тепловая мощность котла, кДж / ч.

Qка = Dка ( hпе - сtпв ) ,

где: hпе - энтальпия перегретого пара на выходе котла, кДж / кг.

При параметрах пара перед турбиной р0 = 75 бар, t0 = 435°C принимаются параметры его на выходе из котла: рпе = 1,13 \*P0 ≈ 85 бар;

tпе = t0 + 5°C = 440°C.

В этом случае по таблице III [Л.2] hпе = 3240,9 кДж / кг и при :

Dка . = 1.02D = 1,02 \* 367,253 = 375 т/ч ;

Qка = 375 (3240,9 - 1078,8) 103 = 810787,5 \* 103 кДж/кг.

Тогда КПД транспорта тепла (от котла до турбины):

ηтр = = 0,98.

КПД блока по выработке электроэнергии без учета расхода на собственные нужды (брутто):

η брбл = 0,3659 \* 0,98 \* 0,90 = 0,3227. ( 32,27% )

КПД “нетто” при заданном расходе на собственные нужды Pсн = 7%.(по заданию):

η нтбл = (1 - рсн / 100 ) \* η трбл = (1 - 7 / 100 ) 0,3227 = 0,3. ( 30,0% )

Известно, что в общем случае КПД ТЭС по выработке электроэнергии определяется из выражения:

η нт=Wэ **/** В**\***Qн ,

где: Wэ -количество электроэнергии, вырабатываемой на ТЭС;

В **–** расход топлива;

Qн - теплота сгорания топлива.

При этом произведение **Q**н\*η нт определяет количество химической энергии топлива превратившуюся в электрическую энергию и следовательно:

Wэ = Qн\*η нт

Удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт\*ч электроэнергии определяется из соотношения:

бунт= В / Wэ = 3600 / Qн\*η нт

Тепловую экономичность ТЭС оценивают путем определения расхода **условного** топлива необходимого для производства 1 кВт\*ч электрической энергии. Теплота сгорания 1кг **условного** топлива –29,3МДж/кг.

Таким образом:

бунт= 3600 / Qн\*η нт = 3600 / 29,3\*η нт  г / (кВт \* ч).

бунт= 122,87 / η нт =123 /η нт г / (кВт \* ч).

Определяем удельный расход условного топлива “нетто” на выработку

1 кВт\*ч электроэнергии :

бунт = 123 / η нтбл = 123 / 0,3 = 410,0 г / (кВт \* ч).

Список литературы.

1. Ушаков Г.А. Расчет тепловой схемы энергетического блока конденсационной электростанции: Учеб. Пособие / Иван. Энергетический. ин-т. - Иваново, 1979.
2. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А.. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. - М.: Изд-во стандартов, 1969.
3. Вукалович М.П.. Теплофизические свойства воды и водяного пара.

М.: Машиностроение, 1967.

1. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей. - М.: Энергия, 1974.

**П Р И Л О Ж Е Н И Я**

**Приложение 1**

**Таблица П 1.1**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Последняя цифра шифра | Мощ -ностьтур-бины**Nэ**,МВт | Начальные параметры | Основные характеристики условного процесса расширения пара в турбине  | Подогрев конденсата в подогревателях  |
| Давление рo,бар | Температураtо , °C | Потеря давления в органах регулирирования Δр1, % | Внутр.относ.К.П.Д.ηоi ,% | В эжекторном Δtэп °С  | В сальни-ковом  Δtэп °С |
| 0 | 70 | 60 | 450 | 4 | 85,0 | 4 | 4 |
| 1 | 75 | 65 | 455 | 5 | 86,0 | 5 | 4 |
| 2 | 80 | 70 | 450 | 6 | 86,5 | 6 | 3 |
| 3 | 65 | 80 | 480 | 6 | 87,0 | 5 | 3 |
| 4 | 75 | 90 | 460 | 5 | 89,0 | 6 | 4 |
| 5 | 70 | 80 | 450 | 4 | 90,0 | 5 | 4 |
| 6 | 70 | 70 | 425 | 4 | 86,0 | 6 | 4 |
| 7 | 80 | 80 | 430 | 5 | 87,0 | 5 | 3 |

**Таблица П 1.2**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| последняя цифра шифра | Конечное давление рк, бар | Утечка в схеме в % от расх. пара на турбинуDут | Число регенеративных подогревателей  | Недогрев в поверхностных. реген. подог. (до tн) δtнед, °С | Потеря давл. в паропроводах к поверхностным подогревателям ΔР,% ΔP5, ΔP4, ΔP2, ΔP1. | КПДкотлаηк,% | Расход электроенергии на собственные нужды Рсн, % |
|
|  0 | 0,06 | 1,5 | 5 | 6 | 4,5,7,8 | 88 | 6 |
|  1 | 0,05 | 2,0 | 6 | 5 | 4,5,7,8,9 | 89 | 7 |
|  2 | 0,04 | 2,5 | 6 | 4 | 4,5,6,7,8 | 90 | 8 |
|  3 | 0,03 | 2,0 | 5 | 4 | 4,5,6,7 | 88 | 8 |
|  4 | 0,03 | 2,5 | 6 | 5 | 4,5,7,8,9 | 89 | 7 |
|  5 | 0,04 | 2,0 | 5 | 6 | 4,5,6,7 | 90 | 6 |
|  6 | 0,05 | 1,5 | 5 | 4 | 4,5,7,8, | 91 | 8 |
|  7 | 0,06 | 2,0 | 5 | 5 | 4,5,7,8, | 89 | 7 |

Приложение 2

Лист . I

Министерство высшего и профессионального образования

Российской Федерации

Ивановский государственный энергетический университет

Кафедра ТЭС

КУРСОВАЯ РАБОТА

по курсу “ Общая энергетика ”

**СЧЕТ ТЕПРАЛОВОЙ СХЕМЫ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО**

**БЛОКА С КОНДЕНСАЦИОННОЙ ТУРБИНОЙ**

**К-80-75**

Выполнил студент гр.

Руководитель

Иваново - 200 г.

Р Е Ф Е Р А Т

Выполнен расчет тепловой схемы энергетического блока с турбиной

К-80-75. Система регенерации включает в себя два ПНД, деаэратор и два ПВД.

В результате расчета тепловой схемы получены следующие энергетические показатели :

1.Удельный расход тепла на производство электроэнергии

9932,357 кДж/КВт

2. Абсолютный электрический КПД турбоустановки: 36,25%

3.Удельный расход тепла на выработку электроэнергии

( без учета расхода на собственные нужды ), –9839.02 кДж/КВт\*ч

4.КПД блока по выработке электроэнергии без учета расхода на собственные нужды (брутто): η брбл = ( 32,27% )

5.КПД турбоустановки по выработке электроэнергии ηwэ = 36,59 %

6.КПД блока “нетто” ηбл = 30,0 %

7.Удельный расход условного топлива вунг = 410,0

Лист 3

Описание турбоустановки. Основное и вспомогательное

оборудование блока.

Энергетический блок мощностью 80 МВт включает турбогенератор в составе паровой турбины на параметры р0 = 75 бар, t0 = 435 °C с n = 3000 об/мин и электрического генератора переменного трехфазного тока с водородным охлаждением и котельный агрегат номинальной производительностью D = 380 т / ч и параметрами рк = 85 бар, tпе = 440 °C с естественной циркуляцией.

 Питательный насос блока имеет номинальные характеристики :

 производительность Qн = 430 м3 / ч ;

 напор на нагнетание рн = 100 бар.

Турбина имеет пять нерегулируемых отборов на регенерацию с давлением в камере отбора : 0,5; 2,6; 9,0; 20,5; 44 бар. Система регенерации включает два подогревателя низкого давления ( 2 х ПНД ) поверхностного типа, один подогреватель смешивающего типа (Д - 6) и два подогревателя высокого давления (2 х ПВД ) поверхностного типа. Слив конденсата греющего пара каскадный, из ПВД в деаэратор, из ПНД - в конденсатор.

Для использования тепла отработанного пара основных эжекторов конденсационной установки в схеме предусмотрен эжекторный подогреватель (ЭП) . Для использования тепла пара, прошедшего через концевые лабиринтные уплотнения, предусмотрен так называемый “сальниковый подогреватель” (СП).

Утечки цикла и потеря с продувкой котлоагрегата восполняются химически очищенной водой; подача ее производится в конденсатор турбины. Тепло продувочной воды котлоагрегата не используется.

СОДЕРЖАНИЕ

стр

Рекомендации по выполнению курсовой работы и исходные данные

 для выбора и расчета тепловой схемы конденсационного блок 3

Пример расчета тепловой схемы и определения энергетических

показателей теплоэнергетической установки с конденсационной турбиной 4

1. Составление тепловой схемы 5

2. Распределение подогревов питательной воды по регенеративным

подогревателям 6

 2.1 Давление пара в регенеративных отборах 6

 2.2 Выбор места установки деаэратора и давления в нем………………… 7

 2.3 Давление пара на регенеративные подогреватели……………………….7

3. Построение условного процесса расширения пара в турбине

в h-s - диаграмме 9

4. Параметры пара, питательной воды и конденсата (дренажей) в системе регенерации 11

5. Баланс пара, питательной и добавочной воды 13

6. Расчеты по системе регенерации и подсчет расхода пара на турбину 14

 6.1. Расчет ПВД 14

 6.2. Расчет деаэратора 15

 6.3 Расчет ПНД 17

 6.4. Суммарные расходы пара в отборы турбины и расход пара в

 конденсатор 18

 6.5. Определение расхода пара на турбину 18

7. Энергетические показатели турбоустановки и блока

котел – турбина 22

 7.1 Показатели турбоустановки 22

 7.2 Показатели работы блока котел – турбина 23

Список литературы. 24

Приложения 25

Приложение 1 26

Приложение 2 28