11.06.2020 гр.19-2 Техническое обслуживание турбинного оборудования. Захаров Г.П.

Практическая работа:ПОСТРОЕНИЕ ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ ПАРА В ГЛАВНОЙ ТУРБИНЕ В H,S – ДИАГРАММЕ

Расчет тепловых схем ТУ АЭС основан на уравнениях тепловых балансов, материальных балансов рабочего тела, а также на уравнениях для определения давлений потоков в узловых точках схемы.

При проектном расчете тепловой схемы на номинальной нагрузке потери давлений в ее элементах, а также в трубопроводах обвязки принимаются по приближенным значениям или по данным эксплуатации аналогичных ТУ.

Условный процесс расширения пара в турбине строится с использованием значений внутренних относительных КПД цилиндров турбины по состоянию перед их соплами. Основные характеристики турбин АЭС, в т.ч. и внутренние относительные КПД цилиндров по данным заводов–изготовителей приведены в [2].

Методика построения процесса расширения пара в турбине на номинальной нагрузке приведена в [1, 2, 4]. Для выбранной ТУ из [2, 3, 4] определяются значения внутренних относительных КПД для всех цилиндров основной турбины и турбопривода питательного насоса (ТПН) (hоi).

Построение процесса расширения пара в ЦВД.

Состояние пара перед стопорным клапаном турбины определяется параметрами Р0, t0, х0, которые обычно задаются либо определяются по прототипу.

Можно также в проектном расчете исходить из того, что известны термодинамические свойства пара на выходе из парогенератора (ПГ) и гидравлические сопротивления парового тракта от ПГ до СРК. Это сопротивление можно оценить величиной 4 – 6 % от давления в ПГ. Тогда давление перед СРК турбины определится как

Р0 = Рпг×(1 – DРпар) = (0,94…0,96)×Рпг

Р0 = 0,96×Рпг=0,96.6,27=6,019 МПа

По [5] можно определить значения

h0 = h’0×(1–x0) + h”0×x0,                       (4)

где h’0 и h”0 – энтальпия воды и сухого насыщенного пара на линии насыщения, соответственно.

х0 – степень сухости пара перед регулирующими органами турбины.

Один из способов расчета параметров в узловых точках на линии процесса расширения пара в турбине – использование программы МЭИ Water Steam Pro для расчета термодинамических параметров воды и водяного пара.

х0 =0.995

h0 = f (Р0,x0)

h0 =2776.504 кДж/кг

Потери давления в паровпускных устройствах турбины (DРпу) в соответствии с рекомендациями [2, 3] принимают равными

DРпу= (0,03 ¸ 0,05)×Р0,                      (5)

где Р0– давление перед регулирующими органами турбины;

Давление пара перед соплами первой ступени ЦВД (Р0¢), с учетом величины DРпу определится как

Р0¢ = (1 – DРпу)×Р0 (6)

Р0¢ = 0,95×Р0=0,95.6,019= 5,718 МПа

x’0=f(p’0,h0)=0.993

s0 = f(p’0,h0)=5,892 кДж/(кг.К)

Точка, характеризующая начало процесса расширения в ЦВД находится на пересечении изобары Р¢0 с линией энтальпии h0(рис. 2).

Энтальпия в конце действительного процесса расширения в ЦВД при заданном разделительном давлении (давлении за последней ступенью ЦВД) определится как

hIII = h0 – (h0 – hТIII)×hoiЦВД,                 (7)

hТIII = f (РIII,s0)= 2503,5 кДж/кг

hoiЦВД=0,83

hIII = h0 – (h0 – hТIII)×hoiЦВД=2776,5-(2776,5-2503,5)×0,83=2549,9 кДж/кг

где hТIII – энтальпия в конце адиабатического процесса расширения пара в ЦВД (определяется по h,S-диаграмме при s¢0 = s0);

Когда разделительное давление не задано (в проектном расчете) его можно определить, исходя из расчетной температуры ОК и ПВ на выходе из ПНД и ПВД системы регенерации (см. раздел 4).

(h0 – hТIII) – располагаемый или адиабатический теплоперепад в ЦВД.

Нрас=h0-hТIII=2776,5 – 2503,5=272,9 кДж/кг

Разность h0 – hIII называется действительным теплоперепадом ЦВД.

НД=Hрас.ηoiЦВД= h0 – hIII=2776,5 – 2503,5– 2549,9=226,6 кДж/кг

Точка на h,S – диаграмме, характеризующая конец действительного процесса расширения в ЦВД, находится на пересечении изобары РIII с линией энтальпии hIII (рис. 2). Эта же точка определяет влажность пара на выходе из ЦВД (на входе в сепаратор), хIII = хс.

хIII = хс= f (РIII, hIII)=0,880

В [3, 4] приведены усредненные значения hoi по цилиндрам в целом, без учета изменений этого КПД по отдельным ступеням (группам ступеней). Поэтому для получения условной линии действительного процесса расширения пара в цилиндре, достаточно соединить точки на h,S – диаграмме, характеризующие начало и конец этого процесса.

Определяем энтальпии в отборах и на выходе из ЦВД при идеальном процессе расширения.

hIид=f(pI,s0)= 2621,7 кДж/кг

hIIид=f(pII,s0)= 2564,0 кДж/кг

hIIIид=f(pIII,s0)= 2503,5 кДж/кг

Определим значения энтальпий в отборах и на выходе из ЦВД в действительном процессе расширения пара в ЦВД (с учетом значения η =0,83)

hI=h0-(h0-hIид).ηoiЦВД= 2776,5-(2776,5-2621,7).0,83= 2648,0 кДж/кг

hII=h0-(h0-hIIид).ηoiЦВД= 2776,5-(2776,5-2564,0).0,83=2600,0 кДж/кг

hIII=h0-(h0-hIIIид).ηoiЦВД= 2776,5-(2776,5-2503,5).0,83=2549,9 кДж/кг

На основании полученных давлений в отборах и полученных энтальпий пара определим значения энтропий, температуры и степени сухости пара в характерных точках процесса в ЦВД.

 sI=f(pI,hI)= 5,945 кДж/(кг.K)

sII=f(pII,hII)= 5,967 кДж/(кг.K)

sIII(pIII,hIII)= 5,992 кДж/(кг.K)

tI=ts=f(pI)= 224,1 °С

tII=ts=f (pII)= 207,4 °С

tIII=ts=f (pIII)= 190,6 °С

xI=f(tI,hI)= 0,916

xII=f(tII,hII)= 0,897

xIII=f(tIII,hIII)= 0,880

 Аналогично выполняется построение процесса расширения пара в других цилиндрах главной турбины и турбины привода питательного насоса.

Для определения параметров пара в камерах отборов главной турбины на линию действительного процесса расширения пара наносятся изобары, соответствующие давлениям в камерах отборов турбины. В точках пересечения изобар с линией действительного процесса расширения пара определяются энтальпии пара в камерах отборов.

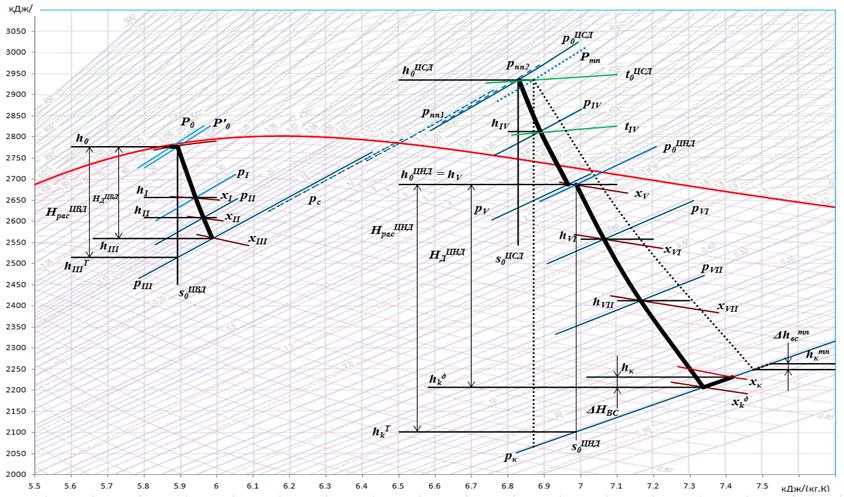


Рис. 2. Построение процесса расширения пара в турбине и в приводной турбине питательного насоса в h,S–диаграмме

Построение процесса расширения пара в ЦНД.

Параметры пара на входе в ЦНД определяются параметрами пара на выходе из СПП.

Потери давления до СПП (DРТ)

 ΔpТ=0.02%

PТ=pIII.(1-ΔpТ)=1,273.(1-0,02)= 1,247 МПа

sТ= f(pТ,xIII)= 6,508 кДж/(кг.K)

hТ= f(pТ,xIII)=2781,1 кДж/кг

 Потери давления в СПП (DРспп), согласно [3, 4] определяют по формуле

DРспп= 0,08×Рразд, (8)

 Этот перепад равномерно распределяем между сепаратором и ступенями перегрева пара. Обозначив число ступеней в СПП (сепаратор, 1-я и 2-я ступени перегрева).

Состояние пара за сепаратором.

 Рс = Рразд×(1– DРс) (9)

Δpc=0.02%

pс=pТ.(1-Δpc)= 1,247.(1-0,02)= 1,222 Мпа

tс=ts= f(pc)= 188,8°С

 Конструкция сепарационных устройств современных СПП обеспечивает влажность пара на выходе из сепаратора не более 1 %, т.е. хсвых = 0,99.

По Рс и хсвых по h,S – диаграмме или с использованием соотношения (4) и [5] определяем энтальпию пара на выходе из сепаратора (hcвых).

sс= f(pc, хсвых)= 6,515 кДж/(кг.K)

hс= f(pc, хсвых)= 2784,4 кДж/кг

 Состояние пара за первой ступенью пароперегревателя (ПП1) определяется давлением пара за первой ступенью (Рпп1), которое можно рассчитать с помощью (9), и температурой tПП1, которая определяется по заводским данным [3, 4]

 Рпп1 » Рс×(1– DРпп1)

Δpпп1= 0.03%

pпп1=pс.(1-Δpпп1)= 1,222.(1-0,03)= 1,186 МПа

 Для определения температуры и энтальпии на выходе из ПП1, можно задаться величиной перегрева пара на выходе из ПП1. Она обычно колеблется в диапазоне 5… 10 °С. По найденной tпп1 определяем hпп1и sпп1.

 ts,пп1= f(pпп1)=187,4

tпп1=ts,пп1+10=197,4 °С

sпп1= f(pпп1, tпп1)= 6,584 кДж/(кг.K)

hпп1= f(pпп1, tпп1)= 2810,3 кДж/кг

 Состояние пара за второй ступенью пароперегревателя (hПП2) определяется аналогично первой ступени.

Рпп2 » Рпп1×(1– DРспп/n),

tпп2= 250 °С

Δpпп2= 0.03%

pпп2=pпп1.(1-Δpпп2)= 1,186.(1-0,03)= 1,150 МПа

sпп2= f(pпп2, tпп2)= 6,853 кДж/(кг.K)

hпп2= f(pпп2, tпп2)= 2937,5 кДж/кг

tпп2 – определяется по заводским данным [3, 4]

Процесс расширения пара в части среднего давления строится аналогично ЦВД. Состояние пара перед соплами первой ступени ЦСД, принимая дросселирование в клапанах ЦСД в соответствии с (2), определится

 Рцсд » (1 – DРпу)×Рпп2, hцсд = hпп2

 Начальная точка процесса расширения пара в ЦСД находится на пересечении изобары РЦСД и линии энтальпии hЦСД. Конечная точка процесса расширения пара в ЦСД определяется давлением за последней ступенью ЦСД (Рцсдвых, см. [3, 4]).

 p0ЦCД=pп2.(1-Δpпу)= 1,150.(1-0,02)= 1.127 МПа

t0ЦCД= 250 °С

h0=hпп2= 2937.5 кДж/кг

s0(p0,t0)= 6.864 кДж/(кг.K)

 Построение процесса расширения пара в ЦНД.

В турбинах, где отсутствует ЦСД, состояние пара на входе в ЦНД определяется аналогично тому, как описано выше для ЦСД.

Для турбин, в которых присутствует ЦСД, состояние пара перед соплами первой ступени ЦНД (Рцнд, hцнд), принимая величину дросселирования в размере, рекомендуемом [3, 4], определится

Рцнд = (1 – DРпу)× Рцсдвых hцнд = hцсдвых

Начальная точка процесса расширения в ЦНД на h,S – диаграмме находится на пересечении изобары РЦНД и линии энтальпии hЦНД.

p0ЦНД=pвыхЦСД.(1-ΔpПУ)= 0,275.(1-0,05)= 0.261 МПа

h0=hV= 2708.1 кДж/кг

s0(p0,h0)= 7.011 кДж/(кг.K)

 Параметры в конце действительного процесса расширения пара в ЦНД определятся давлением за последней ступенью Рк и hoiЦНД [3, 4].

 Рк =0,0045 Мпа

hoiЦНД=0,82

hкид= f (pк, s0цнд)= 2125,6 кДж/кг

 Энтальпия пара в конце действительного процесса расширения в ЦНД (hkд) определится из соотношения

hkд = hцнд – (hцнд – hкад)× hoiцнд,

где hкад – энтальпия в конце адиабатического процесса расширения пара в ЦНД.

Параметры пара в камерах отборов ЦСД и ЦНД определяются аналогично тому, как это описано для ЦВД.

 hkд = h0цнд – (h0цнд – hкид)× hoiцнд =2708-(2708-2125,6) .0,82= 2230,5 кДж/кг

 Состояние пара на входе в конденсатор главной турбины с учетом потерь с выходной скоростью в последней ступени ЦНД (Dhв.с.) определится

 hк = hkд + Dhв.с. (10)

по [4]: Dhв.с.= 24 кДж/кг

hк = hkд + Dhв.с.= 2254,5 кДж/кг

 Аналогично выполняется построение процесса расширения пара в других цилиндрах главной турбины и турбины привода питательного насоса.

Для определения параметров пара в камерах отборов главной турбины на линию действительного процесса расширения пара наносятся изобары, соответствующие давлениям в камерах отборов турбины. В точках пересечения изобар с линией действительного процесса расширения пара определяются энтальпии пара в камерах отборов.

Определяем энтальпии в отборах и на выходе из ЦНД при идеальном процессе расширения.

 hIVид(pIV,s0)= 2811,9 кДж/кг

hVид(pV,s0)= 2657,7 кДж/кг

hVIид(pVI,s0)= 2550,2 кДж/кг

hVIIид(pVII,s0)= 2372,6 кДж/кг

 Определим значения энтальпий в отборах и на выходе из ЦНД в действительном процессе расширения пара в ЦНД (с учетом значения η =0,82)

 hIV=h0-(h0-hIVид).ηoiЦНД=2937,6-(2937,6-2811,9).0,82=2834,5кДж/кг

hV=h0-(h0-hVид).ηoiЦНД=2937,6-(2937,6-2657,7).0,82=2708,0 кДж/кг

hVI=h0-(h0-hVIид).ηoiЦНД=2937,6-(2937,6-2550,2).0,82=2578,6 кДж/кг

hVII=h0-(h0-hVIIид).ηoiЦНД=2937,6-(2937,6-2372,6).0,82=2433,0 кДж/кг

hкд=h0-(h0-hkид).ηoiЦНД=2937,6-(2937,6-2125,6).0,82=2230,5 кДж/кг

 На основании полученных давлений в отборах и полученных энтальпий пара определим значения энтропий, температуры и степени сухости пара в характерных точках процесса в ЦНД.

 sIV(pIV,hIV)= 6,913 кДж/(кг.K)

sV(pV,hV)= 6,989 кДж/(кг.K)

sVI(pVI,hVI)= 7,088 кДж/(кг.K)

sVII(pVII,hVII)= 7,187 кДж/(кг.K)

skд(pk,hkд)= 7,356 кДж/(кг.K)

tIV(pIV,hIV)= 193,4 °С

tV(pV)= 130,5 °С

tVI(pVI)= 100,4 °С

tVII(pVII)= 70,2 °С

tk(pk)= 31,0 °С

xIV(tIV,hIV)= перегретый пар

xV(tV,hV)= 0,994

xVI(tVI,hVI)= 0,956

xVII(tVII,hVII)= 0,917

xкд(tk, hkд)= 0,865

hk= hkд +ΔhвсЦНД=2254,5 кДж/кг

xk(рk,hk)= 0,875

 Построение процесса в приводной турбине питательного насоса.

Состояние пара перед соплами первой ступени приводной турбины определяется гидравлическими сопротивлениями участка паропровода от СПП до приводной турбины и паровпускных устройств.

В соответствии с [3, 4] гидравлическое сопротивление паропроводов (DРПП) рекомендуется принимать из расчета

DРпп = (0,04¸0,09)Рпп2,                    (11)

 Тогда давление перед соплами первой ступени приводной турбины (Ртп) определится на основании соотношения (5) и (11).

Окончательно

 Ртп = Рпп2×(1 – DРпп – DРпу)               (12)

Начальная точка процесса расширения пара в приводной турбине на h,S – диаграмме находится на пересечении изобары РТПс линией энтальпии hпп2.

Энтальпия в конце действительного процесса расширения пара в турбине привода питательного насоса и энтальпия пара на входе в конденсатор приводной турбины определяется значением давления за последней ступенью Рктп, усредненным КПД приводной турбины hoiтп и потерями с выходной скоростью в приводной турбине hв.с.ТП, аналогично тому, как это определялось в ЦНД главной турбины.

 DРпп = 0.09 %

DРпу =0.02 %

Ртп = Рпп2×(1 – DРпп – DРпу)= 1,024 МПа

hв.с.ТП =14 кДж/кг

hтпид=f(pтп, sпп2)= 2077,1 кДж/кг

hoiтп=0,79

xтп=f(pтп, sпп2)= 0,804

hтп=hпп2-(hпп2-hтпид).ηoiТП= 2257,8 кДж/кг

hk=hтп+hв.с.ТП=2271,8 кДж/кг

 по [3] мощность приводной турбины питательного насоса

Wтп= 11600    кВт

Определяется расход парп в турбине по формуле

 Dтп=Wтп/(hтп-hктп)= 17,1 кг/с

 На основании полученных параметров пара на входе и выходе цилиндров главной турбины, турбины привода питательного насоса строится процесс расширения пара в h,S – диаграмме (рис.2.).

Давление в деаэраторе постоянное и поддерживается оно специальным регулятором давления. Поэтому давление в отборе для питания греющим паром деаэратор должно быть выше, чем давление в деаэраторе. Причем, это превышение должно компенсировать не только гидравлическое сопротивление тракта от турбины до деаэратора, но и возможные колебания давления в камере отбора турбины, связанные с изменениями нагрузки. Обычно деаэратор использует греющий пар следующего за ним подогревателя высокого давления.

Температура конденсата греющего пара в подогревателях, где не предусмотрено охлаждение конденсата, равна температуре насыщения при давлении в подогревателе. Температура конденсата греющего пара в подогревателях с охлаждением дренажа принимается примерно такой же, как температура насыщения в предыдущем по ходу воды подогревателе.

Энтальпия греющего пара в регенеративных, сетевых подогревателях и деаэраторе, с учетом путевых потерь теплоты в окружающую среду, должна быть уменьшена по сравнению с энтальпией в камере отбора путем умножения на соответствующий коэффициент потерь теплоты (hпт). Расчет путевых потерь теплоты можно выполнить по формуле [1]

 hпот i = 1 – 0,001×i,                                                                               (16)

 здесь i имеет то же значение, что и в (1).

Т.о. коэффициенты тепловых потерь при транспорте греющего пара от Т к различным регенеративным подогревателям будут иметь значения:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |
|  | |  | | --- | | hпот 7 = 0,993 hпот 6 = 0,994 hпот 5 = 0,995 | |  |  |
|  |  | |  | | --- | | hпот 4 = 0,996 hпот 3 = 0,997 hпот 2 = 0,998 hпот 1 = 0,999 | |
|  |  |  |

Полученные результаты приведены в таблице 2. Значения расходов определяются в 5 части.

Таблица 2.

Таблица расчета параметров пара в камерах отбора турбины греющего пара.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | p | t | h | s | x | D |
|  | МПа | °С | кДж/кг | кДж/(кг К) |  | кг/c |
| отб I | 2,506 | 224 | 2648,05 | 5,945 | 0,916 | 61,6 |
| отб II | 1,810 | 207 | 2600,10 | 5,968 | 0,897 | 62,7 |
| отб III | 1,273 | 191 | 2549,94 | 5,992 | 0,881 | 63,7 |
| отб IV | 0,628 | 193 | 2834,51 | 6,913 | \_ | 84,8 |
| отб V | 0,275 | 131 | 2708,07 | 6,989 | 0,994 | 65,6 |
| отб VI | 0,103 | 100 | 2578,62 | 7,088 | 0,957 | 70,9 |
| отб VII | 0,031 | 70 | 2433,00 | 7,188 | 0,917 | 59,7 |
| гр. пар П1 | 0,029 | 68 | 2415,97 | 7,178 | 0,912 | 59,7 |
| гр. пар П2 | 0,094 | 98 | 2418,41 | 6,694 | 0,888 | 70,9 |
| гр. пар П3 | 0,254 | 128 | 2694,53 | 6,990 | 0,990 | 65,6 |
| гр. пар П4 | 0,587 | 158 | 2823,17 | 6,919 | \_ | 84,8 |
| гр. пар П5 | 1,201 | 188 | 2542,29 | 5,998 | 0,878 | 63,7 |
| гр. пар П6 | 1,724 | 205 | 2594,90 | 5,975 | 0,896 | 62,7 |
| гр. пар П7 | 2,409 | 222 | 2645,40 | 5,954 | 0,916 | 61,6 |

 Нагреваемая среда (основной конденсат и питательная вода) движутся по системе регенерации под напором, создаваемым конденсатными и питательными насосами. Напор, создаваемый питательным насосом, можно определить по формуле

 DРпн=Р0+DРпар+DРпг+DРпит+DРркп+DРпвд+DРгеод–Рд,(17)

 здесь DРпн – напор, создаваемый питательным насосом, МПа;

Р0 – давление пара перед СРК турбины, МПа;

DРпар – гидравлическое сопротивление паропроводов,

 DРпар = Р0×(0,03¸0,05);

DРпг – гидравлическое сопротивление парогенератора по стороне рабочего тела. В качестве приблизительной оценки DРПГдля расчета напора питательного насоса можно принять его равным 0,07¸0,09 МПа [3];

DРпит – гидравлическое сопротивление трубопроводов питательной воды от последнего ПВД до ПГ. DРпит = 0,2¸0,3 МПа [1, 3];

DРркп – сопротивление регулирующего клапана питания, DРркп » 1 МПа [3];

DРпвд – падение давления в системе ПВД. В расчетах тепловых схем можно использовать заводские данные о сопротивлениях ПВД, а также использовать приблизительную оценку этой величины,

DРпвд » 0,25×nпвд, МПа;

DРгеод – геодезический напор, определяется разницей в высотах мест установки парогенератора и деаэратора; DРгеод » 0,01DН, МПа ([DН] – м.вод.ст.)

Рд – давление в деаэраторе, МПа.

Напор конденсатного насоса при одноподъемной схеме установки насосов в тракте основного конденсата определяется формулой

 DРк.н = Рд + DРпнд + DРод + DРэ + DРо.г +

+ DРбоу + DРконд + DРрку+ DРгеод,                                      (18)

 где Рд – давление в деаэраторе, МПа;

DРпнд – гидравлическое сопротивление всех ПНД. Можно оценить по данным заводов-изготовителей, либо из соотношения DРпнд» 0,15×nпнд, МПа;

DРод – падение давления в вынесенных охладителях дренажей. В расчетах тепловых схем можно примерно оценить по формуле DРод » 0,05×nод, МПа;

DРэ – падение давления на охладителях эжекторов (основного и уплотнения).

DРэ » (0,05¸0,07)×nэ, МПа;

 DРо.г – падение давления в охладителе генератора, DРо.г » 0,1¸0,2 МПа;

DРбоу – гидравлическое сопротивление блочной обессоливающей установки. DРбоу » 0,3¸0,5 МПа;

DРконд – гидравлическое сопротивление соединительных трубопроводов тракта основного конденсата. DРконд » 0,1¸0,2 МПа;

DРрку – падение давления на регулирующем клапане уровня в конденсаторе,

0,2¸0,4 МПа;

DРгеод – геодезический напор, определяется разницей в высотах мест установки деаэратора и конденсатного насоса, МПа. DРгеод » 0,01×DН, МПа ([DН] – м.вод.ст.)

Если предусмотрена установка конденсатных насосов первого и второго подъемов, то для каждого из них составляются свои расчетные уравнения для определения потребного напора. Исходным для расчета напора насоса первого подъема является необходимое давление на всасе насоса второго подъема. Давления в узловых точках тракта основного конденсата определяются по напору конденсатного насоса с учетом гидравлических сопротивлений по водяной стороне ПНД.

Напор дренажных насосов рассчитывают по разности давлений между точками перекачки дренажа с учетом гидравлических сопротивлений трубопроводов.

DРдн = Рсм + DРтр + DРркр – Рп i,       (19)

 где Рсм – давление в камере смешения дренажа с основным конденсатом, МПа;

DРтр – гидравлическое сопротивление конденсатопроводов, 0,05 МПа;

DРркр – гидравлическое сопротивление регулирующего клапана расхода;

Рп i – давление греющего пара в i-ом ПНД, из которого осуществляется слив дренажа, МПа.

Полученные по (19) значения напоров дренажных насосов необходимы для определения повышения энтальпии конденсата в дренажном насосе. Повышение энтальпии воды в насосах (в кДж/кг) определяется по формуле

 Dhнас = DРнас×`vнас×103 / hнас,              (20)

 где DРнас – напор насоса в МПа;

vнас – средний удельный объем перекачиваемой среды в м3/кг, определяется по температуре и среднему давлению среды в насосе; (vнас » 0,001 м3/кг)

hнас – КПД насоса.

 (hпн » 0,8 ¸ 0,82, hкн » hдн » 0,76 ¸ 0,78).

 Таким образом палучаются

DРпн= 9,20 МПа

DРк.н1 =2,52 МПа

DРк.н2 =2,63 МПа

DРдн1 =1,28 МПа

DРдн2 =1,49 Мпа

Повышение энтальпии воды в насосах

 Dhпн = DРпн ×`vнас×103 / hпн = 11,218 кДж/кг

Dhк.н1 = DРк.н1 ×`vнас×103 / hк.н1 =3,229 кДж/кг

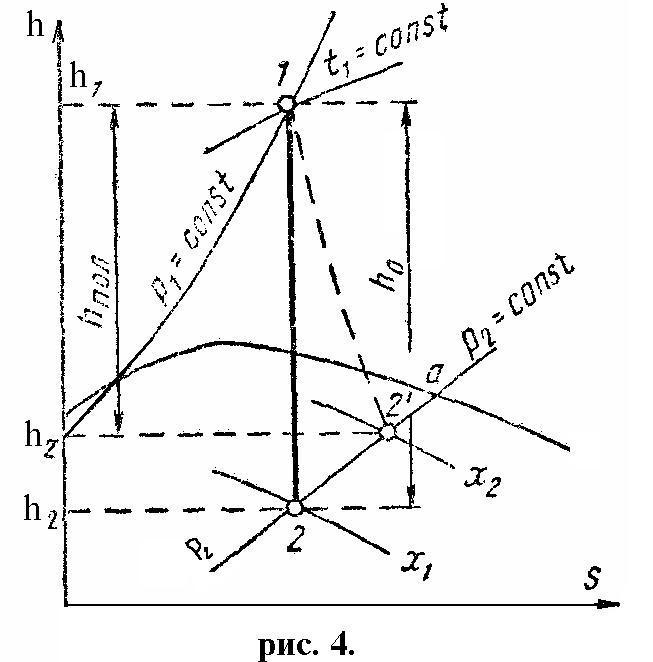
Dhк.н2 = DРк.н2 ×`vнас×103 / hк.н2 =3,371 кДж/кг

Dhдн1 = DРдн1×`vнас×103 / hдн1 =1,639 кДж/кг

Dhдн2 = DРдн2×`vнас×103 / hдн2 =1,929 кДж/кг

Задание:

1. Определить изменение термического к.п.д. и полезной работы 1 кг пара в цикле паросиловой установки с введением вторичного перегрева пара. Начальные параметры пара в цикле р1=3,5 МПа и , t1=4500С и р2=4,0 кПа. Вторичный перегрев пара производится при давлении 0,5 МПа до температуры 4300С. Работу насоса не учитывать (задача решается как 2-129) [1].

https://works.doklad.ru/images/RaEqed  


1. **Задание. По заданному варианту решите следующие задания.**

