*Министерство Образования РФ*

# *Иркутский Государственный Технический Университет*

*Кафедра теплоэнергетики*

##### *Пояснительная записка*

*к курсовому проекту по теме*

###### **Тепловой расчет паровой турбины**

**Т-100-130**

*Выполнил: студент*

*группы ЭСТ-99-1*

*Линевич Е.В.*

#### *Проверил: доцент*

*кафедры ТЭ*

*Кудряшов А.Н.*

## *Иркутск 2002*

**Описание турбоагрегата Т-100-130.**

Турбина Т-100-130 впервые была изготовлена в 1961 г. на ТМЗ мощьностью 100 МВт

На начальные параметры пара 12,75 Мпа и 5650С, на частоту вращения 50 1/с с двухступенчатым теплофикационным отбором пара и номинальной тепловой производительностью

186,2 МВт (160 Гкал/ч).

 Пар к стопорному клапану подводиться по двум паропроводам и затем по четырем паропроводам подводиться к регулирующим клапанам,привод которых осуществляется посредством сервомотора,рейки,зубчатого сектора и кулочкового вала.Открываясь последовательно,регулирующие клапаны подают пар в четыре ввареные в корпус сопловые коробки,откуда пар поступает на двухвенечную регулирующую ступень.Пройдя её и восемь нерегулируемых ступеней,пар через два патрубка покидает ЦВД и по четырём паровпускам

подводиться к кольцевой сопловой коробке ЦСД,отлитой заодно с корпусом.ЦСД содержит 14 степеней.После двенадцатой ступени производиться верхний , а после последней ступени-нижний теплофикационный отбор.

Из ЦСД по двум реверсивным трубам,установленным над турбиной ,пар направляется в ЦНД двухпоточной конструкции.На входе каждого потока установлена поворотная регулирующая диафрагма с одним ярусом окон ,реализуя дросельное парораспределение в ЦНД.В каждом потоке ЦНД имеется по две ступени.Последняя ступень имеет длину лопатки 550 мм при среднем диаметре 1915 мм ,что обеспечивает сумарную площадь выхода 3,3 м2.

Валопровод турбины состоит из роторов ЦВД,ЦСД,ЦНД и генератора.Роторы ЦВД и ЦСД соединены жесткой муфтой ,причём полумуфта ЦСД откована за одно целое с валом. Между роторами ЦСД и ЦНД ,ЦНД и генертора установлены полужёсткие муфты.Каждый из роторов уложен в двух опорных подшипниках.Комбинированый опорно-упорный подшипник расположен в корпусе среднего подшипника между ЦВД и ЦСД.

Конструкция ЦВД в большей степени унифицирована с конструкцией ЦВД турбины

Р-40-130/13.

Ротор ЦСД-комбинированый:Диски первых восьми ступеней откованы за одно целое с валом,а остальных-насаженына вал с натягом.

Корпус ЦСД имеет вертикальный технологический разъём,соединяющий литую переднюю и сварную заднюю часть.

Ротор ЦНД –сборный :четыре рабочих диска посажены на вал с натягом.

Корпус ЦНД состоит из трёх частей :средней сварно-литой и двух выходных сварных.

Корпуса ЦВД и ЦСД опираются на корпцса подшипников с помощью лап.Выходная часть ЦСД опирается лапами на переднюю часть ЦНД.

ЦНД имеет встроенные подшипники и опирается на фундаментные рамы своим опорным поясом.

Фикс-пункт находиться на пересечении продольной оси турбины и осей двух поперечных шпонок ,установленных на продольных рамах в области левого (переднего) выходного патрубка.Взаимная центровка корпусов цилиндров и подшипников осуществляется системой вертикальных и поперечных шпонок,установленных между лапами цилиндров и их опорными поверхностями.Расширение турбины происходит в основном от фикс-пункта в сторону переднего подшипника и частично в сторону генератора.

**Тепловой расчет паровой турбины**

Исходные данные:

 –абсолютное давление пара Ро=12,8 Мпа

 –температура То=838 К=555о С;

 - абсолютное давление в верхнем теплофикационном отборе PT1=0,18мПа

 -расход пара в этот отбор GT1=33 кг/c

 - абсолютное давление в нижнем теплофикационном отборе PT2=0,09 мПа

 -расход пара в отбор GT2=50 кг/с

 –номинальная электрическая мощность Nн=100МВт;

 –максимальная электрическая мощность Nmax=120 МВт

 –абсолютное давление пара в конденсаторе Рк=5,7 кПа

 –температура питательной воды Тпв=505 К=232о С;

 –номинальная частота вращения ротора турбины ω=50 с-1;

 –средний диаметр регулирующей ступени dрср=0,96 м;

 – Типоразмер: Т-100/120-130, Завод изготовитель- УТМЗ.

1. Предварительное построение теплового процесса

*турбины в h-S диаграмме.*

Потеря давления в стопорном и регулирующем клапанах вследствии дросселирования составляет 3-5% от Ро, Следовательно давление перед соплами регулирующей ступени будет равно.



ему отвечает температура То’=836 К и энтальпия hо=3510 кДж/кг.

Потеря давления в выхлопном патрубке



где λ=0,04 , Сп=120 м/с.

Давление пара за последней ступенью турбины

Рz=Рк+ΔРк=5,7+0,328=6,03 кПа.

Параметры пара в конце изоэнтропийного расширения: энтальпия h2t=2050 кДж/кг

,степень сухости x=0,789

Изоэнтропийный перепад, приходящийся на турбину Но=h0-h2t кДж/кг, где

h0  = 3510кДж/кг, h2t = 2050кДж/кг.

 кДж/кг

 Действительный перепад энтальпий. Нi= кДж/кг

 кДж/кг,  кДж/кг

 кДж/кг

Параметры снятые с h-S диаграммы:

–располагаемый теплоперепад – Но=1832 кДж/кг;

–действительный теплоперепад – Нi=1466 кДж/кг;

–энтальпия пара при параметрах торможения – hо=3325 кДж/кг;

–энтальпия пара в конце изоэнтропийного расширения – h2t=2188 кДж/кг.

Расход пара на турбину определяется из формулы:

,

где kp коэффициент регенерации, его принимаем по таблице, и он равен kp=1,13 ;

ηм, ηэг –механический кпд и кпд электрогенератора соответственно, принимаем по 0,985%.

кг/с.

*2. Расчет регулирующей ступени.*

Определение кинематических параметров потока

*и относительного лопаточного КПД.*

Регулирующая ступень – двухвенечная.

Расчет производим для соотношений U/Co=0,20; 0,25; 0,30.

*Таблица №1. Расчет регулирующей ступени.*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №п/п | Расчетные величины и формулы | Размерность | U/C0 |
| 0,2 | 0,25 | 0,3 |
| 1 |  | м/с | 150,7 |
| 2 |  | м/с | 753,5 | 602,8 | 502,3 |
| 3 |  | кДж/кг | 283,8 | 181,7 | 126,2 |
| 4 | (принимаем) | – | 0,07 |
| 5 | = | кДж/кг | 264,0 | 169,0 | 117,4 |
| 6 |  | м/с | 726,0 | 581,0 | 484,4 |
| 7 |  (принимаем) | – | 0,96 |
| 8 |  | м/с | 694,1 | 558,1 | 462,9 |
| 9 |  (принимаем) | град | 14 |
| 10 |  (из треугольника скоростей) | м/с | 549,1 | 413,5 | 318,8 |
| 11 |  (из треугольника скоростей) | град | 17,8 | 19,0 | 20,6 |
| 12 |  | град | 15,8 | 17,0 | 20,6 |
| 13 |  (принимаем) | – | 0,02 |
| 14 |  | м/с | 559,9 | 422,2 | 326,6 |
| 15 |  (из графика) | – | 0,880 | 0,898 | 0,909 |
| 16 |  | м/с | 492,2 | 397,1 | 296,9 |
| 17 |  (из графика) | м/с | 349,6 | 239,1 | 161,3 |
| 18 |  (из графика) | град | 22,51 | 27,78 | 35,83 |
| 19 | (принимаем) | - |  | 0,02 |  |
| 20 |  | м/с | 365,5 | 253,8 | 176,2 |
| 21 | (из графика) | - | 0,905 | 0,922 | 0,93 |
| 22 |  | м/с | 330,8 | 234,0 | 163,9 |
| 23 |  | град | 16,51 | 21,78 | 29,83 |
| 24 |  | м/с | 191,1 | 109,7 | 82,1 |
| 25 |  (из графика) | град | 29,45 | 52,7 | 82,83 |
| 26 |  | - |  | 0,03 |  |
| 27 |  | м/с | 201,0 | 151,4 | 119,6 |
| 28 | (из графика) | - | 0,926 | 0,933 | 0,941 |
| 29 |  | град | 14,45 | 37,7 | 67,83 |
| 30 |  | м/с | 186,1 | 141,3 | 112,5 |
| 31 |  | м/с | 55,2 | 96,4 | 150,3 |
| 32 |  | град | 57,44 | 114,5 | 136,2 |
| 33 |  | кДж/кг | 5,69 | 3,63 | 2,51 |
| 34 |  | кДж/кг | 5,69 | 3,63 | 2,51 |
| 35 |  | кДж/кг | 8,52 | 5,44 | 3,76 |
| 36 |  | кДж/кг | 20,5 | 13,04 | 9,1 |
| 37 |  | кДж/кг | 35,3 | 17,27 | 9,3 |
| 38 |  | кДж/кг | 12,1 | 4,83 | 2,1 |
| 39 |  | кДж/кг | 2,9 | 1,48 | 0,8 |
| 40 |  | кДж/кг | 1,5 | 4,64 | 11,3 |
| 41 |  | кДж/кг | 72,3 | 41,26 | 32,6 |
| 42 |  | – | 0,745 | 0,771 | 0,742 |
| 43 |  | м/с | 673,5 | 541,5 | 449,2 |
| 44 |  | м/с | 323,0 | 211,5 | 130,8 |
| 45 |  | м/с | 317,2 | 217,3 | 142,1 |
| 46 |  | м/с | 29,7 | 39,9 | 108,5 |
| 47 |  | м/с | 1343,4 | 930,3 | 613,6 |
| 48 |  | – | 0,720 | 0,772 | 0,740 |
| 49 |  (из h-S диаграммы) | МПа | 5,4 | 6,73 | 8,7 |
| 50 |  (из h-S диаграммы) | оС | 430 | 475 | 502 |
| 51 |  (по таблицам) | м3/кг | 0,056 | 0,046 | 0,038 |
| 52 |  (принимаем) | – | 1 |
| 53 |   | м | 0,0164 | 0,0158 | 0,0166 |
| 54 |   | м | 0,018 | 0,018 | 0,019 |
| 55 |  (из h-S диаграммы) | МПа | 5,3 | 7,25 | 8,6 |
| 56 |  (из h-S диаграммы) | оС | 441 | 479 | 505 |
| 57 |  (по таблицам) | м3/кг | 0,0585 | 0,0445 | 0,0388 |
| 58 |  | м | 0,021 | 0,0194 | 0,02 |
| 59 |  | м | 0,023 | 0,0214 | 0,022 |
| 60 |  (из h-S диаграммы) | МПа | 5,2 | 7,2 | 8,5 |
| 61 | (из h-S диаграммы) | оС | 440 | 480 | 502 |
| 62 |  (по таблицам) | м3/кг | 0,0597 | 0,0447 | 0,039 |
| 63 |  | м | 0,03 | 0,025 | 0,023 |
| 64 |  | м | 0,031 | 0,026 | 0,024 |
| 65 |  (из h-S диаграммы) | МПа | 5,0 | 7,1 | 8,4 |
| 66 | (из h-S диаграммы) | K | 437 | 477 | 500 |
| 67 |  (по таблицам) | м3/кг | 0,062 | 0,045 | 0,0396 |
| 68 |  | м | 0,048 | 0,025 | 0,019 |
| 69 |  (формула приведена ниже) | КВт | 129,7 | 156,0 | 201,2 |
| 70 |  | – | 0,034 | 0,065 | 0,12 |
| 71 |  | – | 0,741 | 0,766 | 0,730 |
| 72 |  | кВт | 27895 | 18342 | 12216 |
| 73 | ,  | м/с | 630 | 644 | 652 |
| 74 |  | – | 0,30 | 0,30 | 0,20 |
| 75 | Профиль лопатки (из таблиц) | – | P-23-14A |  P-60-38A | P-80-66A |

 ,

 где , А=2, ,  , B=0,3 , k=2,число рабочих венцов,

*5. Тепловой расчет нерегулируемых ступеней.*

Удельный объем пара в точке 2:

 , [м3/кг] (из h-S диаграммы).

x=0.885; = 0.01 м3/кг, = 22,0 м3/кг

Uz =(1-x)+ x =0,01(1-0,885)+22,0\*0,885=19,47кг/м3

Потеря с выходной скоростью – кДж/кг (принимаем).

Скорость потока, выходящего из последней ступени находится по формуле:

 м/с.

Рассчитываем расход пара при работе турбины в конденсационном режиме:

 кг/с.

Расход пара в конденсатор:  кг/с.

Так как ЧНД – двухпоточный, то  кг/с.

Средний диаметр последней ступени турбины находим из уравнения:

 м.

 м.

Принимаем ,что диаметр первой нерегулируемой ступени-d1 = 0,45dz = 0,796 м

Последней ступени ЦВД-м

Последней ступени ЦСД- м.

По известным диаметрам d1,,  и , а так же по принятому оптимальному отношению скоростей определяем располагаемые перепады энтальпий в этих ступенях по формуле:

, кДж/кг

Для упрощения расчетов можно в первом приближении принять , принимаем 

 кДж/кг

 кДж/кг

 кДж/кг

Определенные по этой зависимости располагаемые перепады энтальпий наносятся на диаграмму и соединяются плавной кривой

По этой диаграмме находим средние перепады энтальпий в ЦВД, ЦСД и ЦНД



 кДж/кг

 кДж/кг

 кДж/кг

После нахождения среднего перепада энтальпий, определяем число ступеней соответствующего цилиндра. Где - располагаемый перепад энтальпий на соответствующий цилиндр, определяемый по ранее построенному процессу расширения пара в h-s диаграмме.



;

;



Делим отрезок ,проточной части ЦНД, на (Z-1) частей, проводим ординаты и снимаем значения средних диаметров всех трёх ступеней ЦНД:

=1,5 м ; =1,3 м ; =1,77 м.

На основании полученных диаметров определяем располагаемые теплоперепады энтальпий на каждую ступень.

 кДж/кг

 кДж/кг

 кДж/кг

Сумма полученных перепадов энтальпий на ступени должна быть равна перепаду энтальпий на соответствующий цилиндр:;65,25+76,05+154,6=295,9=373;

=373-295,9=88,1 кДж/кг

Окончательный перепад энтальпий на ступень:







**Список использованной литературы:**

1. Лекции по курсу «Турбины ТЭС и АЭС», А.Н. Кудряшов
2. «Тепловой расчет паровой турбины», метод. указания, А.Н. Кудряшов, А.Г. Фролов, 2-изд., дополн. и перераб. – Иркутск, 1997.-64с.
3. «Стационарные паровые турбины», А.Д. Трухний, 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990.- 640с.
4. «Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара», М.П. Вукалович, М-Л., издательство «Энергия», 1965. – 400с.