**Задание**

на курсовой проект паровой турбины типа К-500-65/3000 слушателя ИПК МГОУ, специальность 1010 Локтионова С.А. шифр 08

Разработать проект паровой турбины ПОАТ ХТЗ К-500-65/3000 (ЦВД).

**Исходные данные:**

1. Номинальная мощность ЦВД, МВт 48

2. Начальное давление пара, МПа 6,8

3. Начальная влажность пара, % 0,5

4. Противодавление за ЦВД, МПа 0,28

5. Парораспределение по выбору

6. Частота вращения, об/мин 3000

Графическая часть: вычертить продольный разрез ЦВД

Руководитель проекта Томаров Г.В. **Краткое описание конструкции турбины К-500-65-3000-2**

Конденсационная паровая турбина ПОАТ ХТЗ типа К-500-65-3000-2 без регулируемых отборов пара, с однократным двухступенчатым пароперегревом, устанавливается на одноконтурной АЭС с ректором типа РБМК-1000. Она предназначена для преобразования тепловой энергии водяного пара в механическую энергию вращения роторов турбогенераторов типа ТВВ-500-2У3.

Турбина работает с частотой вращения n=50c-1 и представляет собой одновальный пятицилиндровый агрегат активного типа, состоящий из одного ЦВД и 4-х ЦНД. ЦНД расположены симметрично по обе стороны ЦВД. ЦНД имеют 8 выхлопов в 4 конденсатора.

Пароводяная смесь из реактора поступает в барабан-сепараторы, в которых насыщенный пар отделяется от воды по паровым трубопроводам направляется к 2-м сдвоенным блокам стопорно-регулирующих клапанов (СРК).

После СРК пар поступает непосредственно в ЦВД, в среднюю его часть через два противоположно расположенных горизонтальных патрубка.

Корпус ЦВД выполнен 2-х поточным, двухстенной конструкции. В каждом потоке имеется 5 ступеней давления, две ступени каждого потока расположены во внутреннем цилиндре, две ступени – в обойме и одна непосредственно во внешнем корпусе.

Проточная часть ЦВД снабжена развитой системой влагоудаления. Попадающая на рабочие лопатки влага отбрасывается центробежными силами в специальные ловушки, расположенные напротив срезанной части бандажа.

Турбина имеет четыре нерегулируемых отбора пара в ЦВД:

* 1-й отбор за второй ступенью,
* 2-й отбор за третьей ступенью,
* 3-й отбор за четвертой ступенью,
* 4-й отбор совмещен с выхлопным патрубком ЦВД.

Для исключения выхода радиоактивного пара из турбины, в ней предусмотрены концевые уплотнения, питающиеся «чистым» паром от специальной испарительной установки.

**I. Процесс расширения пара в турбине в h,s-диаграмме.**

1. При построении процесса расширения в h,s-диаграмме принимаем потери давления в стопорных и регулирующщих клапанах равными 4 % от Р0:

ΔP/P0 =0,04; ΔP = P0 \* 0,04 = 6,8 \* 0,04 = 0,272 МПа;

P0 = P0 - ΔP = 6,8 – 0,27 = 6,53 МПа

По h,s-диаграмме находим: h0 = 2725 кДж/кг;

υ0 = 0,032 м3/кг ; hк = 2252 кДж/кг; x0 = 0,995

1. Располагаемый теплоперепад в турбине:

H0 = h0 – hк = 2725 – 2252 = 472 кДж/кг;

1. Задаемся значением внутреннего относительного КПД турбины: ηoi = 0,8.

Принимаем КПД генератора ηг = 0,985, КПД механический ηм = 0,99.

1. Расход пара на ЦВД:



Т.к. ЦВД выполнен двухпоточным, то расход пара на один поток G1 = 65,18 кг/с.

1. Из расчета тепловой схемы турбины – относительный расход пара в отборах ЦВД:

α1 = 0,06; α2 = 0,02; α3 = 0,03;

1. Расход пара через последнюю ступень ЦВД:



**II. Предварительный расчет 1-й ступени.**

1. Задаемся величиной располагаемого теплоперепада на сопловой решетке hос=80 КДж/кг.

По h,s-диаграмме , удельный объем пара на выходе из сопловой решетки υ1t = 0,045 м3/кг.

1. Определим диаметр 1-й ступени:



где μ1= 0,96 – коэффициент расхода, принннят по [1];

ρ = 5 (15)% - степень реактивнности, принят по [1];

α1э = 11° - угол выхода пара из сопловой решетки:

е =1– степень парциальности:

Хф =0,5 – отношение скоростей, принимая согласно l1, где

l1 = 0,015 м –высота сопловой решетки , по [1].



1. Теплоперепад сопловой решетки:



1. Проверка



**III. Предварительный расчет последней ступени.**

1. При предварительном расчете ЦВД с противодавлением, где объемы пара возрастают незначительно, диаметр у корня лопаток (корневой диаметр dк) принимают постоянным. В этом случае высота рабочих лопаток 1-й и последней ступеней связаны приближенной зависимостью:

, где:



l2= l1 + Δ = 0,015 + 0,003 = 0,018м – высота рабочей лопатки 1-й ступени;

υzt = 0,5 м3/кг – удельный объем пара за последней ступенью (по h,s-диаграмме).

υ2t ≈υ1t = 0,045 м3/кг

=0,178м



1. Диаметр последней ступени:

dz = (d1 – lz) + lz = (1,05-0,018)+0,178= 1,21 м.(1,46)

**IV. Выбор числа ступеней ЦВД и распределение теплоперепадов между ними.**

1. Строим кривую изменения диаметров вдоль проточной части ЦВД. По оси абсцисс откладываем произвольные равные отрезки. На пересечении с кривой изменения диаметров, получаем примерные диаметры промежуточных ступеней (см. рис. 1).

(d1 = 1,05 м; d2 = 1,09 м; d3 = 1,13 м; d4 = 1,17 м; d5 = 1,21 м;)

d1 = 1,3 м; d2 = 1,34 м; d3 = 1,38 м; d4 = 1,42 м; d5 = 1,46 м;

1. Располагаемые теплоперепады для каждой ступени:

**hоz = 12,3 \* (dz/Хф)2**

**hо1 =56,96 КДж/кг;(83,15) hо2 =59,12 КДж/кг;(88,34) hо3 =61,3 КДж/кг;(93,7)**

**hо4 =63,46 КДж/кг;(99,21) hо5 =65,63 КДж/кг.(104,87)**

1. Средний теплоперепад ступени:

**hоср =94,9 КДж/кг;(61,3)**

4.Коэффициент возврата теплоты:

q = λ\*(1-ηcoi)\*Н0\*(z’-1)/z’, где

ηcoi =0,97 – ожидаемое КПД ступени;

λ = 2,8\*10-4 – коэффициент для турбин на насыщенном паре;

z’ = 5 – число ступеней (предварительно)

q = 2,8\*10-4\*(1-0,97)\*472\*(5-1)/5 = 3,17\*10-3

5. Число ступеней ЦВД:

q = λ\*(1-ηcoi)\*Н0\*(z’-1)/z’, где

1. = 4,99≈5



1. 6. Уточнение теплоперепадов для каждой ступени:



Расхождение :



Распределим равномерно по всем ступеням и уточним теплоперепады каждой ступени:

h’оz = hоz + Δ/z

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № ступени | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| dст, м | 1,3 | 1,34 | 1,38 | 1,42 | 1,46 |
| hоz , КДж/кг | 83,15 | 88,34 | 93,7 | 99,21 | 104,87 |
| h’оz ,КДж/кг | 82,35 | 87,54 | 92,9 | 98,41 | 104,07 |

**V. Детальный расчет первой ступени ЦВД.**

1. Степень реакции по среднему диаметру:

ρср1 =



1. Изоэнтропный теплоперепад в сопловой решетке:

hос =(1 - ρ) \* h0 = (1-0,024) \*93,05 = 90,82 КДж/кг.

1. Энтальпия пара за сопловой решеткой:

hc = h0 – hoc = 2725 – 90,82= 2634,18 КДж/кг.

1. По h,s-диаграмме определим параметры пара:

υ1t = 0,046 м3/кг, Р1 = 4,3 МПа.

1. Теоретическая скорость пара на выходе из сопловой решетки:



1. Выходная площадь сопловой решетки:



μ1 = 0,97 – коэффициент расхода.

1. Высота сопловой решетки: l1 =



1. Число Маха:

M1t =



к = 1,35 – показатель адиабаты пара.

1. По значениям M1t и α1э из атласа профилей выбираем профиль сопловой решетки:

С-90-09-А; t = 0,78; b1 = 6,06 см

1. Число лопаток:

Z =



1. Коэффициент скорости сопловой решетки:

ϕ = 0,97 (рис. 2.29а [2]).

1. Построим входной треугольник скоростей (см. рис 2):

С1 = ϕ \* С1t  =0,97\*426,2=413,4 м/с

U = π \* d \*n =3,14\*1,3\*50=204,1 м/с

1. По треугольнику скоростей определяем относительную скорость входа в рабочую решетку и угол направления этой скорости:

ω1 = 213 м/с; β1 = 22°.

1. Потери энергии при обтекании сопловой решетки:



1. Изоэнтропный теплоперепад в рабочей решетке:

hор = ρ \* hо1 = 0,024 \* 93,05 = 2,23 кДж/кг

1. Энтальпия пара в конце изо энтропного расширения:

hр = hс + Δhc - hор = 2634,18 + 5,4 – 2,23 = 2637,35 кДж/кг

1. Параметры пара за рабочей решеткой по h,s-диаграмме:

υ2t = 0,046 м3/кг, Р2 = 4,3 МПа.

1. Теоретическая относительная скоорость выхода пара из рабочей решетки:

ω2t =



1. Площадь рабочей решетки:



1. Высота рабочей лопатки:

l2 = l1 + Δ = 0,011 + 0,003 = 0,0113 м

1. Эффективный угол выхода пара из рабочей решетки:

; 🡺β2э = 18,1°.



1. Число Маха:

M2t =



1. По значениям M2t и β2э из атласа профилей выбираем профиль рабочей лопатки:

Р-26-17-А; t = 0,65; b1 = 2,576 см

1. Число лопаток:

Z2 =



1. Коэффициент скорости в рабочей решетке:

ψ= 0,945 (рис. 2.29а [2]).

1. Построим выходной треугольник скоростей (см. рис 2).

По треугольнику скоростей определяем относительную скорость на выходе из рабочей решетки и угол направления этой скорости:

ω2 = ψ \* ω2t = 0,945 \* 223,2 = 210,9 м/с;

sin β2 = sin β2э \* (μ2 / ψ) = sin18,1\*(0,94/0,945)= 0,309,

β2 ≈18 °

1. Из выходного треугольника скоростей находим абсолютную скорость выхода пара из ступени и выход ее направления:

С2 = 71 м/с, α2 = 94°.

1. Потери при обтекании рабочей решетки:



1. Потери с выходной скоростью:



1. Располагаемая энергия ступени:

E0 = h – xв.с. \* Δhв.с. = 93,05 – 2,52 = 90,53;

xв.с. =1 – с учетом полного использования С2.

1. Относительный лопаточный КПД:

, и проверяем



Расхождение между КПД, подсчитанным по разным формулам, незначительно.

1. Относительные потери от утечек через диафрагменные уплотнения подсчитываются для последующих ступеней:

, где



Кy – поправочный коэффициент ступенчатого уплотнения;

Мy – коэффициент расхода уплотнения (рис. 3.34 [1]);

Zy –число гребней диафрагменного уплотнения;

μ1 – коэффициент расхода сопловой решетки;

F1 – выходная площадь сопловой решетки;

Fy = π \* dy \* δy – площадь проходного сечения;

dy – диаметр уплотнения;

δy – радиальный зазор.

1. Относительные потери утечек через бандажные уплотнения:

ξyδ = ,где



dn = d1 + l2 = 1,3 + 0,018 =1,318 - диаметр по периферии;

δэ – эквивалентный зазор, δэ = ,где



δа = 1 мм – осевой зазор лопаточного бандажа;

δz = 1 мм – радиальный зазор;

zr = 2 – число гребней в надбандажном уплотнении.

δэ =



ξyδ =



1. Абсолютные потери от утечек через уплотнения ступени:

Δhу =ξуδ \* Е0=0,045\*90,46= 4,034кДж/кг

1. Относительные потери на трение:

ξтр = ,где



Ктр = (0,45÷0,8)\*10-3 – зависит от режима течения.

ξтр =



1. Абсолютные потери на трение:

Δhтр =ξтр \* Е0= 0,0108\*90,46 = 0,98 кДж/кг

1. Относительные потери от влажности:

ξвл = , где



y0 = 0,5 % - степень влажности перед ступенью;

y2 = 7,5 % - степень влажности после ступени;

ξвл =2\*0,5[0,9\*0,005+0,35((0,075-0,005)]=0,029

1. Абсолютные потери от влажности:

Δhвл =ξвл \* Е0= 0,029 \*90,46= 2,623 кДж/кг

1. Используемый теплоперепад ступени:

hi = E0 - Δhc - Δhp - Δhв.с. - Δhy - Δhтр - Δhвл =

= 90,46 – 5,4 – 2,66 – 2,52 – 4,034 – 0,98 – 2,623 = 72,24 кДж/кг

1. Внутренний относительный КПД ступени:

ηoi = hi / E0 = 72,24 / 90,46 = 0,8

1. Внутренняя мощность ступени:

Ni = Gi \* hi = 65,18 \* 72,24 = 4708,6 КВт.



**Список используемой литературы:**

1. «Тепловой расчет паровой турбины» Методические указания по курсовому проектированию. М.:МГОУ, 1994г.
2. Яблоков Л.Д., Логинов И.Г. «Паровые и газовые турбоустановки», 1988г.
3. Щегляев А.В. «Паровые турбины», 1976 г.
4. Теплофизические свойства воды и водяного пара п/р Ривкина, Александрова, 1980г.