

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Емельянов Сергей Геннадьевич
Должность: ректор
Дата подписания: 25.09.2022 16:25:17
Уникальный программный ключ:
9ba7d3e34c012eba476ffd2d064cf2781953be730af3374d1c6f3c0ca536f0fc6

МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра Теплогазоводоснабжения



ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Методические рекомендации к курсовому проекту «Паровые и газовые турбины» для студентов направления подготовки **13.04.01.** магистерской программы «Теплотехника и теплоэнергетика»

УДК 621.(671.2)

Составители: В.А. Морозов, А.В.Морозов

Рецензент:

Доктор технических наук, профессор *Н. С. Кобелев*

Паровые и газовые турбины: методические рекомендации к курсовому проекту для студентов направления подготовки **13.04.01.** магистерской программы «Теплотехника и теплоэнергетика» / Юго-Зап. гос. ун-т; сост. В. А. Морозов, А.В. Морозов – Курск, 2018. – 39с.: ил.8, табл.2. – Библиогр.: с.39.

Содержит сведения и рекомендации по курсовому проектированию паровых и газовых турбин и способам их расчетов.

Методические рекомендации соответствуют требованиям учебного плана направления подготовки

Предназначены для студентов направления подготовки магистерской программы 13.04.01.«Теплотехника и теплоэнергетика» очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.
Усл. печ. л. . Уч-изд. л. Тираж 100 экз. Заказ . Бесплатно
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, д. 94.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1 .Введение.....	3
2. Подбор паровых турбин для ТЭЦ.....	6
3. Методика расчета основных зависимостей работы турбины.....	9
4. Пример расчета основных параметров работы паровой турбины.....	11
5. Расчет газовой турбины турбокомпрессора.....	17
6. Пример расчета газовой турбины.....	26
Библиографический список.....	39

1. Введение

Турбина это вращающееся устройство, которое использует энергию движущегося рабочего тела, чтобы производить работу. Для турбин это: ветер, вода, пар и газ. Ветряные мельницы и гидроэлектростанции давно использовали турбины, чтобы вращать электрогенераторы и производить энергию для промышленности и жилья.

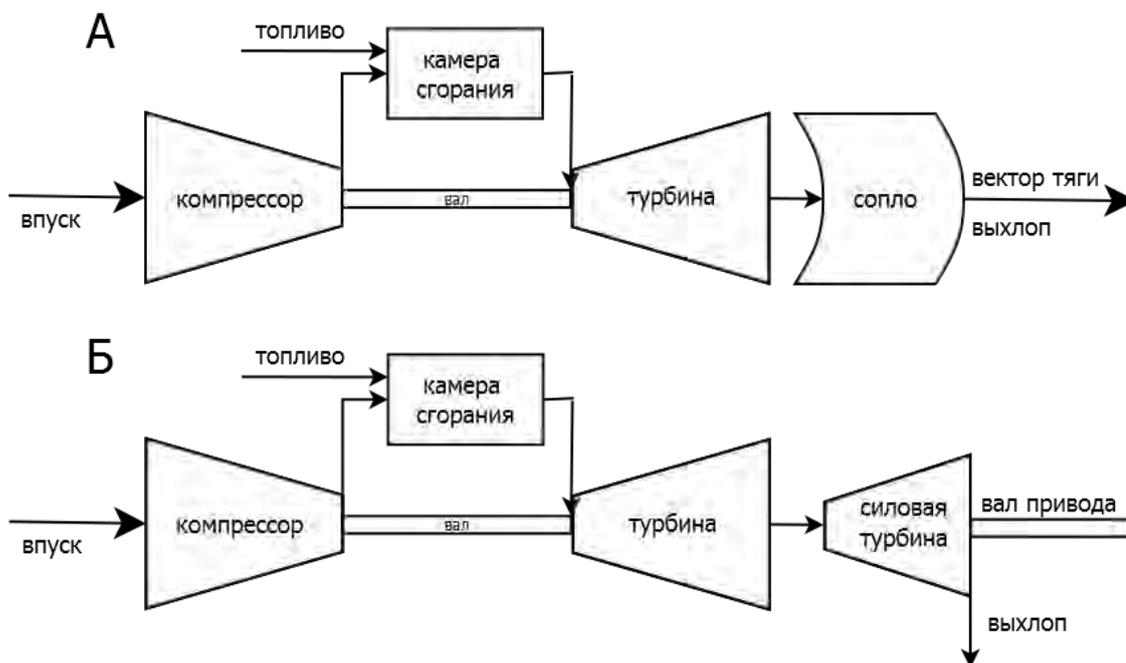


Рис. 1. Схема авиационной турбины (а) и газовой турбины для наземного использования (б)

Газовая турбина (показанная на рис. 1) имеет компрессор, который подаёт и сжимает газ (как правило - воздух); камеру сгорания, где сжигание топлива нагревает сжатый газ и турбину, которая извлекает энергию из потока горячих, сжатых газов. Этой энергии достаточно, чтобы питать компрессор и вращать вал генератора.

Газовые турбины отличаются от паровых конструктивным исполнением корпуса, рабочих и направляющих лопаток. На рис. 2 показан продольный разрез газовой турбины. В состав статора турбины входят: корпус 8, опорные подшипники 12 и 6, упорный подшипник 4, направляющие лопатки переднего хода 2 и заднего хода 11, уплотнения 3 ротора и другие мелкие детали. Ротор состоит из вала 5, дисков ротора с рабочими лопатками переднего хода 1 и заднего хода 10, упорного гребня маслоотбойных колец и других деталей. Диски напрессовываются на вал ротора и составляют шесть ступеней давления. На ступени давления газ подают через патрубок 7 и кольцевое пространство А, откуда он через направляющие аппараты поступает на рабочие лопатки. Отработавший газ направляется через выходное пространство В в генератор, а затем в дымовую трубу. При работе ступеней газ через патрубок 9 поступает в

кольцевое пространство Б и, совершив работу на рабочих лопатках 10 турбины, идет в выходное пространство В.

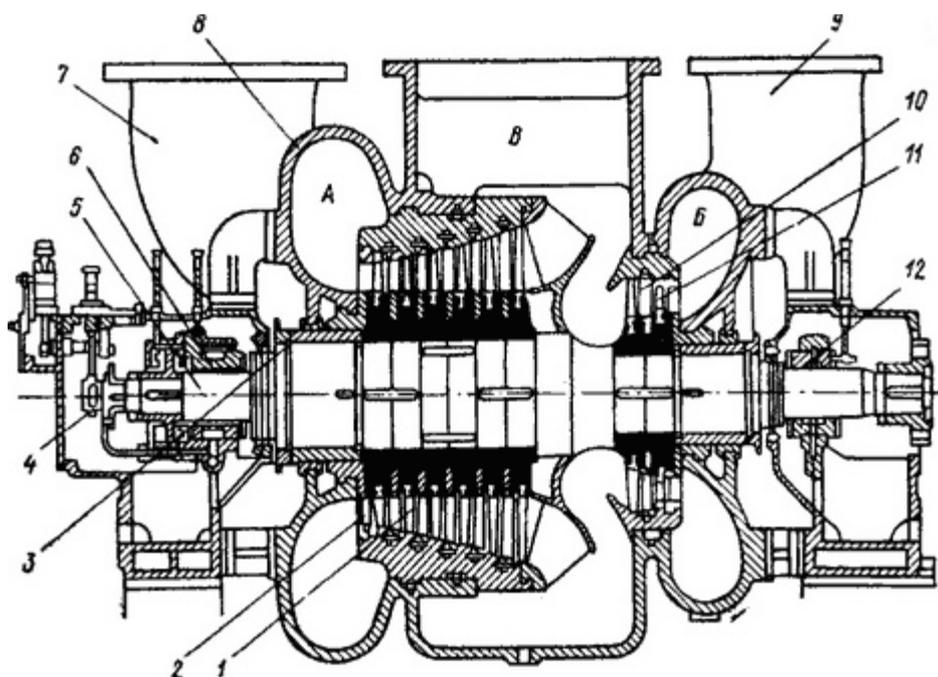


Рис. 2. Продольный разрез газовой турбины

В турбореактивном двигателе энергия турбины приводит в действие компрессор, который засасывает воздух в двигатель. Горячий газ, покидающий турбину, выбрасывается в атмосферу через выхлопное сопло, что создаёт силу тяги.

Паровые турбины для привода турбогенераторов (ГОСТ 3618— 82) выпускаются мощностью от 2,5 до 1600 МВт на параметры свежего пара $p_0 = 3,4 \div 23,5$ МПа и $t_0 = 435 \div 565$ °С.

Турбины изготавливаются следующих типов: конденсационные (К), конденсационные с отопительным (теплофикационным) отбором пара с давлением отбора 0,18 МПа (Т), с производственным отбором пара для промышленного потребления (П), с двумя регулируемыми отборами пара (ПТ), с противодавлением (Р), с производственным отбором и противодавлением (ПР) и теплофикационные с противодавлением и отопительным отбором пара (ТР). В обозначении после буквы (тип турбины) приводится ее номинальная мощность в МВт, а затем номинальное давление пара (перед стопорным клапаном турбины) в кгс/см². Для турбин П и ПТ в обозначении давления под чертой отмечается номинальное давление производственного отбора или противодавления турбины в кгс/см². Например. Турбина номинальной мощностью 60 МВт на начальное давление 12,74 МПа (130 кгс/см²) с двумя регулируемыми отборами пара — производственным 1,274 МПа (13 кгс/см²) и теплофикационным отбором обозначается ПТ-60-130/13.

Мощные конденсационные турбины типа К характеризуются тем, что почти

весь пар, пройдя через турбину, направляется в конденсатор и выделяющаяся при конденсации теплота полностью теряется. Из нескольких промежуточных ступеней турбины часть пара отбирается для регенеративного подогрева питательной воды, повышающего термический КПД цикла. Таких отборов, называемых нерегулируемыми (давление отбора колеблется при изменении нагрузки), может быть от двух до девяти.

Турбины типа П отличаются от турбин типа Т лишь тем, что пар из них отбирается для промышленного потребления и имеет более высокие параметры. Промышленный отбор также является регулируемым, так как потребители требуют постоянного давления.

Турбины типа Р отличаются от всех предыдущих типов тем, что после них отсутствует конденсатор и весь отработавший пар идет на отопление или производственные нужды.

Турбинами с противодавлением являются также предвключенные турбины, после которых пар используется в турбинах среднего давления. Такие турбины применяют и для «надстройки» турбинного оборудования электрических станций при переводе их на пар более высоких параметров с целью повышения экономичности.

При расширении пара в многоступенчатых турбинах удельный объем его от ступени к ступени возрастает, вызывая увеличение общего объема пара, проходящего через проточную часть турбины. Например, пар, входя в турбину с давлением 2,85 МПа и температурой 400 °С, имеет удельный объем, равный 0,103 м³/кг, а при выходе из турбины в конденсатор, где давление пара 4 кПа и влажность 12 %, удельный объем составляет уже 31 м³/кг, т. е. в 300 раз больше. Для пропуска возрастающего объема пара приходится увеличивать живое сечение сопел и лопаточных каналов. Но с увеличением высоты лопаток и диаметра дисков возрастают окружные скорости их движения, превышать которые по условиям прочности сверх допустимых ($n = 350\text{--}400$ м/с).

2. Подбор паровых турбин для ТЭЦ

На основании заданных тепловых нагрузок необходимо выбрать число и номинальную мощность паровых турбин для проектируемой ТЭЦ. При выборе типа турбин определяющими являются параметры и емкость тепловых потребителей и, в частности, давление и расход промышленного отбора или тепловая нагрузка коммунально-бытового потребителя..

Для подбора паровых турбин ТЭЦ необходимо знать требуемое суммарное количество пара из отборов турбин, необходимое для нагрева воды в основных подогревателях до температуры . Температура подпитки . Для этого задаётся

величиной коэффициента теплофикации: (при сезонной тепловой нагрузке для ТЭЦ высокого давления).

Расчётная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин для ТЭЦ мощностью 224493 кВт и с коэффициентом теплофикации 0,65:

$$Q_{\text{тур}} = \alpha_T \cdot Q_{\text{ТЭЦ}} = 0,65 \cdot 224493 = 145920,45 \text{ кВт} = 125,46 \text{ Гкал/ч}$$

Расчётная тепловая нагрузка пикового источника:

$$Q_{\text{тур}} = Q_{\text{ТЭЦ}} \cdot (1 - \alpha_T) = 224493 \cdot (1 - 0,65) = 78572,55 \text{ кВт} = 67,55 \text{ Гкал/ч}$$

Для покрытия нагрузки на теплофикационных турбинах выбираем (по номинальной нагрузке отборов) следующие турбины: Т-110/120-130-5М, с техническими характеристиками:

номинальная тепловая нагрузка: 175 ;

максимальная тепловая нагрузка: 184 .

Количество турбин:

$$n_{\text{турб}} = \frac{Q_{\text{тур}}}{Q_{\text{тур}}^{\text{нам}}} = \frac{125,46}{175} = 0,72$$

К установке принимаем 1 турбину Т-110/120-130-5М

Турбина Т-110/120-130М имеет два теплофикационных отбора пара давлением: 0,05-0,2МПа в нижнем отопительном отборе ();

0,06-0,25 МПа в верхнем отопительном отборе ().

Расход пара в отборе: $D=480$ т/ч.

Турбина укомплектована двумя горизонтальными подогревателями ПСГ с поверхностью нагрева каждого $F=1300$.

Уточнённый коэффициент теплофикации:

$$n_{\text{турб}} = \frac{Q_{\text{тур}}^{\text{нам}}}{Q_{\text{ТЭЦ}}} = \frac{203252}{224493} = 0,91$$

Температура сетевой воды после подогревателей нижней и верхней ступеней соответственно:

$$t_H = t_H^H - \Delta t_H^H = 111 - 6 = 105^\circ\text{C}$$

$$t_B = t_H^B - \Delta t_H^B = 119 - 10 = 109^\circ\text{C}$$

где - недогрев в подогревателях нижней и верхней ступенях соответственно.

Температура сетевой воды на входе в подогреватель нижней ступени для закрытых систем:

$$t_2 = 20 + \frac{t_2^n \cdot G_d + t_{\text{подп}} \cdot G_{\text{подп}}}{G_d + G_{\text{подп}}} = 20 + \frac{70 \cdot 1152,75 + 40 \cdot 254}{1152,75 + 254} = 64,58^\circ\text{C}$$

где - средняя температура сетевой воды в обратном трубопроводе, принимаем ; - расчётный расход подпиточной воды (по характеристике подпиточного насоса); - температура подпиточной воды, принимается для зимнего периода.

Распределение тепловой нагрузки между подогревателями нижней и верхней ступеней

$$Q_H = Q_{\text{тур}} \cdot \frac{t_H - t_2}{t_B - t_2} = 145920,45 \cdot \frac{105 - 64,58}{109 - 64,58} = 132780,38 \text{ кВт}$$

$$Q_B = Q_{\text{тур}} \cdot \frac{t_B - t_H}{t_B - t_2} = 145920,45 \cdot \frac{109 - 105}{109 - 64,58} = 13140,07 \text{ кВт}$$

Ниже приводится пример выбора типоразмеров и количества турбоустановок для промышленно-отопительной ТЭЦ теплофикационной мощностью $Q_{\text{тэц}} = 2160 \text{ МВт}$ и расходом пара на производство $\sum D_{\text{пр}} = 186 \text{ кг/с}$.

1. Суммарная теплофикационная мощность отопительных отборов всех турбин равна:

$$\sum Q_{\text{от}}^{\text{макс}} = \alpha_{\text{тэц}} \cdot Q_{\text{тэц}} = 0,5 \cdot 2160 = 1080 \text{ МВт.}$$

2. Для обеспечения паром производственного потребителя потребуется турбоустановок типа ПТ-80

$$n_{\text{пт-80}} = \frac{\sum D_{\text{пр}}}{D_{\text{пр}}^{\text{пт-80}}} = \frac{186}{51,4} = 3,6 \approx 4 \text{ шт}$$

3. Для обеспечения паром производственного потребителя потребуется турбоустановок типа ПТ-140

$$n_{\text{пт-140}} = \frac{\sum D_{\text{пр}}}{D_{\text{пр}}^{\text{пт-140}}} = \frac{186}{93} = 2 \text{ шт}$$

Выбираем две турбоустановки типа ПТ-140/165-130/15-2, как имеющие более высокие маневренные и экономические показатели.

4. Две турбоустановки типа ПТ-140 покрывают теплофикационную мощность в размере:

$$\sum Q_{\text{от}}^{\text{пт-140}} = 2 \cdot Q_{\text{от}}^{\text{пт-140}} = 2 \cdot 133,7 = 267,4 \text{ МВт.}$$

Следовательно, турбоустановки типа Т должны обеспечить теплофикационную мощность.

$$\sum Q_{от}^T = \sum Q_{от}^{макс} - \sum Q_{от}^{пт-140} = 1080 - 267,4 = 812,6 \text{ МВт.}$$

5. Если использовать турбоустановки типа Т-110, то потребуется их в количестве:

$$n_{Т-110} = \frac{\sum Q_{от}^T}{Q_{от}^{Т-110}} = \frac{812,6}{203,5} = 3,99 \approx 4 \text{ шт}$$

6. Если использовать турбоустановки типа Т-185, то потребуется их в количестве:

$$n_{Т-185} = \frac{\sum Q_{от}^T}{Q_{от}^{Т-185}} = \frac{812,6}{326} = 2,49 \approx 3 \text{ шт}$$

Использование турбоустановок Т-185 дает завышение мощности против заданной на 20%. Поэтому принимаем к установке четыре турбоустановки Т-110/120-130-5

3. Методика расчета основных параметров работы турбины

Чтобы понять принцип расчета паровых турбин, приведём основные расчетные зависимости работы турбины, найдем общий теплоперепад простого варианта турбины – одноступенчатой активного действия. В турбине данного типа пар один раз будет подвержен адиабатическому расширению. Зная теплосодержание (энтальпию) пара на входе в турбину и теплосодержание, найдем общий теплоперепад:

$$H_{об} = i_0 - i_p$$

где:

$H_{об}$ – общий теплоперепад, кДж/кг

i_0 – энтальпия пара на входе в турбину, кДж/кг

i_p – энтальпия пара после адиабатического расширения в соплах, кДж/кг

Если известен расход этого пара, то становится возможным нахождение мощности турбины. Однако важно отметить, что это полная мощность, в которой не учитываются потери:

$$N_T = (G \cdot H_{об}) / 3600$$

где:

N_T – общая мощность турбины, кВт

$H_{об}$ – общий теплоперепад, кДж/кг

G – расход пара, кг/час

Поскольку процесс совершения работы на лопатках совершается не в полном объеме, как и не происходит полной передачи энергии к вращающемуся валу, то эффективная мощность турбины оказывается меньше её полного значения:

$$N_{\text{эф}} = (G \cdot H_{\text{об}}) / 3600 \cdot \eta_{\text{от}}$$

где:

$N_{\text{эф}}$ – эффективная мощность турбины, кВт

$H_{\text{об}}$ – общий теплоперепад, кДж/кг

G – расход пара, кг/час

$\eta_{\text{от}}$ – относительный эффективный КПД турбины

Если паровая турбина используется для выработки электрической энергии, то вводится характеристика – электрическая мощность, отражающая количество работы, идущей непосредственно на выработку электроэнергии. Она связана с эффективной мощностью через следующее уравнение:

$$N_{\text{эл}} = N_{\text{эф}} \cdot \eta_{\text{эг}} \cdot \eta_{\text{р}}$$

Где:

$N_{\text{эл}}$ – электрическая мощность на клеммах генератора, кВт

$N_{\text{эф}}$ – эффективная мощность турбины, кВт

$\eta_{\text{эг}}$ – КПД электрогенератора

$\eta_{\text{р}}$ – КПД понижающего редуктора ($\eta_{\text{р}}$ берется равным 1 если вал турбины напрямую соединен с валом генератора)

Если из уравнения для эффективной мощности турбины $N_{\text{эф}}$ выразить переменную расхода пара G , то получится расчетная формула для рассмотренной величины. С помощью этой формулы можно оценивать необходимый расход пара для обеспечения выработки предварительно заданной мощности.

$$G = (N_{\text{эф}} \cdot 3600) / (\eta_{\text{т}} \cdot H_{\text{об}})$$

Теперь получим уравнение, с помощью которого становится возможной оценка необходимого количества пара уже для создания предварительно заданной мощности на клеммах электрогенератора:

$$G = (N_{\text{эф}} \cdot 3600) / (H_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{от}} \cdot \eta_{\text{эг}} \cdot \eta_{\text{р}})$$

Важным параметром в турбине является угол наклона лопатки к плоскости вращения диска, несущего эти лопатки. Эта величина находится в зависимости от окружной скорости лопаток и скорости потока пара, падающего на лопатки, и выражается следующим уравнением:

$$u/c = \cos(\alpha) / 2$$

где:

u – окружная скорость лопаток, м/с

c – скорость потока пара, м/с

α – угол наклона лопаток к оси несущего их диска

Максимальное использование энергии пара было бы при угле $\alpha=0$, но добиться такого значения практически невозможно, поэтому данный параметр

обычно берут из промежутка от 12 до 22⁰, что соответствует значениям отношению скоростей u/c из промежутка от 0,465 до 0,49.

В одноступенчатой турбине скорость потока пара, падающего на лопатки, совпадает со скоростью истечения пара из входных сопел, которая может быть рассчитана по формуле:

$$C_{ис} = 44,75 \cdot \varphi \cdot \sqrt{[(H_0 + (c_{вх}^2)/2003)]}$$

где:

$C_{ис}$ – скорость истечения пара из сопла, м/с

φ – скоростной коэффициент, учитывающий потери (берется из промежутка от 0,93 до 0,98 в зависимости от степени обработки сопел)

H_0 – адиабатический теплоперепад на сопле, кДж/кг

$C_{вх}$ – скорость входа пара в сопло, м/с

Зная окружную скорость лопаток, можно определить число оборотов ротора турбины:

$$n = (60 \cdot u) / (\pi \cdot d)$$

где:

n – скорость вращения ротора, об/мин

u – окружная скорость лопаток, м/с

d – средний диаметр венца лопаток, м

4. Примеры расчета основных параметров работы паровой турбины

В качестве курсового проекта по учебной дисциплине "Паровые и газовые турбины" предлагается выполнить:

Тепловой расчет типовой турбины;

Рассчитать основные параметры работы турбины;

Построение $h-S$ диаграммы расширения пара в проточной части турбины (паровой) ;

Расчет тепловых и газодинамических параметров работы регулирующей ступени на номинальном режиме;

Расчет тепловых и газодинамических параметров работы первой и последней ступеней одного из цилиндров газовой турбины на номинальном режиме, определение внутренней мощности цилиндра.

Рассмотрим основные зависимости работы паровой турбины.

Одноступенчатая турбина активного действия соединена с электрогенератором через понижающий редуктор.

В турбину подается пар с температурой $t_0=280^\circ\text{C}$ под давлением $P_0=1,6$ МПа. Противодавление турбины составляет $P_{пр}=0,12$ МПа.

Электродгенератор развивает на клеммах мощность $N_3=90$ кВт.

КПД турбины $\eta_T=0,7$

КПД редуктора - $\eta_p=0,95$

КПД генератора - $\eta_G=0,94$.

4. 1. Расчёт требуемого расход пара

Воспользуемся диаграммой состояния воды и водяного пара и определим энтальпию пара на входе в турбину. Энтальпия пара при $t_0=280^\circ\text{C}^0$ и $P_0=1,6$ МПа приблизительно равна:

$$i_0 = 2990 \text{ кДж/кг}$$

Поскольку пар подвергается адиабатическому расширению только в сопле, а на лопатках активной турбины изменения давления не происходит, то противодавление турбины можно принять равным давлению пара после прохождения сопел. Исходя из этого, вновь воспользуемся диаграммой состояния воды и водяного пара и определим его теплосодержание после адиабатического расширения:

$$i_1 = 2420 \text{ кДж/кг}$$

Далее мы можем найти общий теплоперепад на турбине:

$$H_0 = i_0 - i_1 = 2990 - 2420 = 570 \text{ кДж/кг}$$

Теперь можно воспользоваться формулой связи расхода пара и мощности на клеммах электродгенератора и найти искомую величину:

$$G = (N_3 \cdot 3600) / (H_0 \cdot \eta_T \cdot \eta_p \cdot \eta_G) = (90 \cdot 3600) / (570 \cdot 0,7 \cdot 0,95 \cdot 0,94) = 909,33 \text{ кг/час}$$

Также можно определить удельный расход пара на выработку одного кВт мощности:

$$G_y = G / N_3 = 909,33 / 90 = 10,1 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{час)}$$

4. 2. Определение скорости вращения вала турбины

Для определения скорости вращения турбины и необходимого передаточного отношения редуктора, связывающего турбину и двухполюсной электродгенератор, принимаем средний диаметр венца лопаток $d=0,7$ м., угол наклона сопла $\alpha=20^\circ$. Скоростной коэффициент при этом равен $\varphi=0,96$.

Определим оптимальное соотношение окружной скорости лопаток и скорости потока пара по формуле:

$$u/c = \cos(\frac{\alpha}{2}) = \cos(\frac{20}{2}) = 0,47$$

Перед тем как найти окружную скорость лопаток, необходимо рассчитать действительную скорость пара на выходе из сопел. Для этого воспользуемся формулой (входной скоростью пара на сопла пренебрегаем и полагаем ее равной 0), $H_0=570$ кДж/кг:

$$c = 44,75 \cdot \varphi \cdot \sqrt{H_0} = 44,75 \cdot 0,96 \cdot \sqrt{570} = 1025,66 \text{ м/сек}$$

Теперь, используя полученное значение скорости потока пара, определим окружную скорость лопаток турбины:

$$u = [(\cos(\alpha)/2)] * c = 0,47 * 1025,66 = 482,06 \text{ м/сек}$$

Далее становится возможным определение числа оборотов вала турбины:

$$n = (60 * u) / (\pi * d) = (60 * 482,06) / (3,14 * 0,7) = 13159 \text{ об/мин}$$

В нашем случае электрогенератор двухполюсной, поэтому его число оборотов ротора должно равняться 3000 в минуту. Исходя из этого, найдем необходимое передаточное число редуктора:

$$i = 3000 / 13159 \approx 1/4,4$$

4.3. Определение мощности турбины

Мощность N_3 турбины определим при помощи построения процесса расширения пара на диаграмме I-S и определения общего теплоперепада на турбине.

$$H_{об} = i_0 - i_k = 2823 - 2196 = 627 \text{ кДж/кг}$$

тогда мощность турбины:

$$N_3 = (G \cdot H_{об}) / (3600 \cdot \eta_{от}) = (909 \cdot 627) / (3600 \cdot 0,7) = 365 \text{ кВт.}$$

Задача 3.

Необходимо определить относительный эффективный КПД ($\eta_{от}$) и расход пара турбины, зная следующие параметры ее работы: давление и температура на входе $P_0 = 8 \text{ МПа}$, $T_0 = 450 \text{ }^\circ\text{C}$; конечное давление пара $P_k = 1,6 \text{ МПа}$. Мощность турбины принять $N_3 = 2200 \text{ кВт}$. Механический КПД турбины принять равным $\eta_m = 0,98$, а относительный внутренний КПД $\eta_{вн} = 0,8$.

Решение:

Обратившись к диаграмме состояния воды и водяного пара, мы сможем построить процесс расширения пара в турбине и определить параметры на входе и выходе из нее. Значения энтальпии пара на входе и выходе равны соответственно:

$$i_0 = 3275 \text{ кДж/кг}$$

$$i_k = 2859 \text{ кДж/кг}$$

Искомую величину КПД можно определить согласно следующему соотношению:

$$\eta_{от} = \eta_T \cdot \eta_{вн} \cdot \eta_m = 0,86 \cdot 0,8 \cdot 0,98 = 0,67$$

Где:

η_T – теоретический КПД, определяемый следующим образом:

$$\eta_T = (i_0 - i_k) / (i_0 - i'_k) = (3275 - 2859) / (3275 - 2791,7) = 0,86 \cdot 100 = 86 \%$$

где:

i'_k – энтальпия пара при давлении $P_k = 1,6 \text{ МПа}$ (определяется по таблице), кДж/кг.

Для расчета расхода пара необходимо найти общий теплоперепад на турбине:

$$H_{06} = i_0 - i_1 = 3275 - 2859 = 416 \text{ кДж/кг}$$

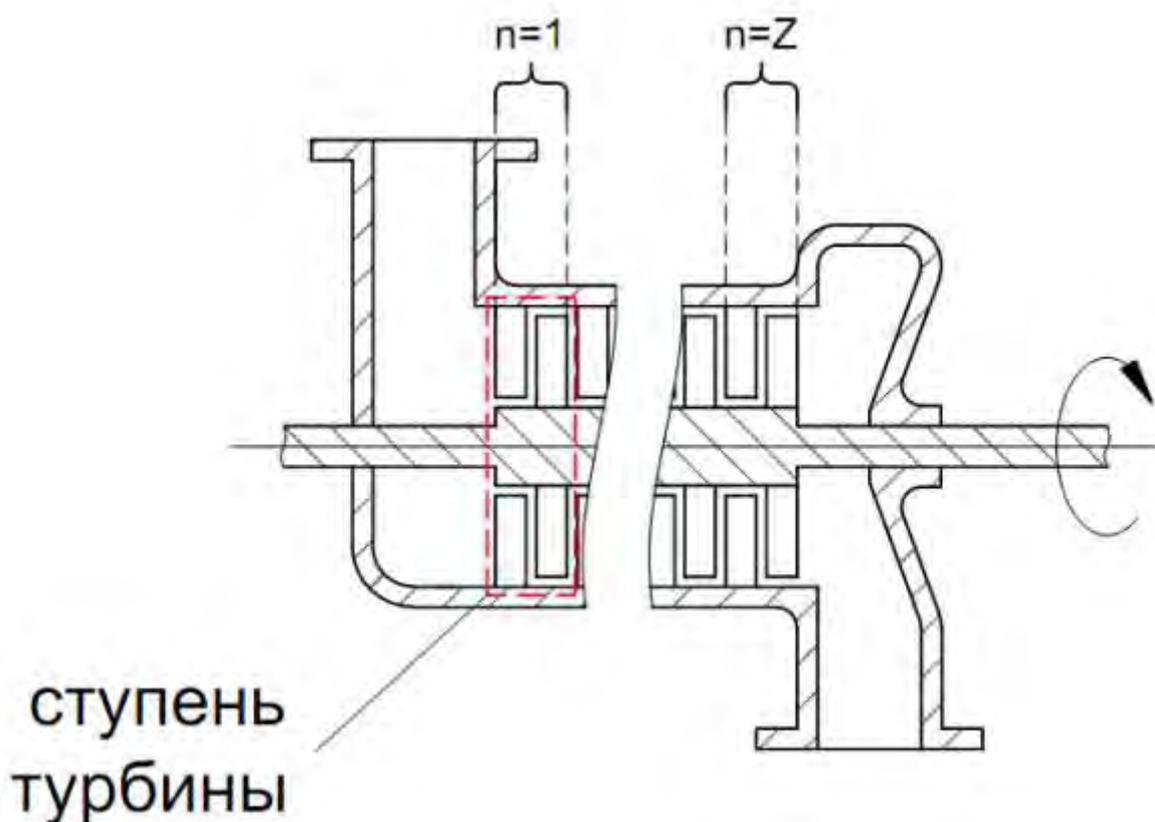
Теперь найдем расход пара на турбине, используя формулу:

$$G = N_9 / (H_{06} \cdot \eta_{от}) = 2200 / (416 \cdot 0,67) = 7,9 \text{ кг/с}$$

4.4. Определение числа ступеней турбины

Для определения числа ступеней турбины (если она работает в области перегретого пара, общий теплоперепад которой составляет $H_0 = 1000$ кДж/кг.)

примем, что отдельная ступень турбины имеет относительный КПД $\eta_{oi} = 0,85$, а теплоперепад на ней составляет $H_0^{ст} = 100$ кДж/кг.



Проведем ориентировочный расчет коэффициента возврата теплоты q_t . Учитывая, что число ступеней не известно, предварительно примем их число z равное 10:

$$q_t = k_t \cdot (1 - \eta_{oi}) \cdot H_0 \cdot [(z-1)/z]$$

Где k_t – расчетный коэффициент, для турбины, работающей на перегретом пару, равный $5,8 \cdot 10^{-4}$. После преобразований получим:

$$q_t = 5,8 \cdot 10^{-4} \cdot (1 - 0,85) \cdot 1000 \cdot [(10-1)/10] = 0,0783$$

Теперь, зная предварительное значение коэффициента возврата теплоты, можно определить уточненное значение числа ступеней по формуле:

$$z = [H_0 \cdot (1 + q_t)] / H_0^{ст} = [1000 \cdot (1 + 0,0783)] / 100 = 10,783$$

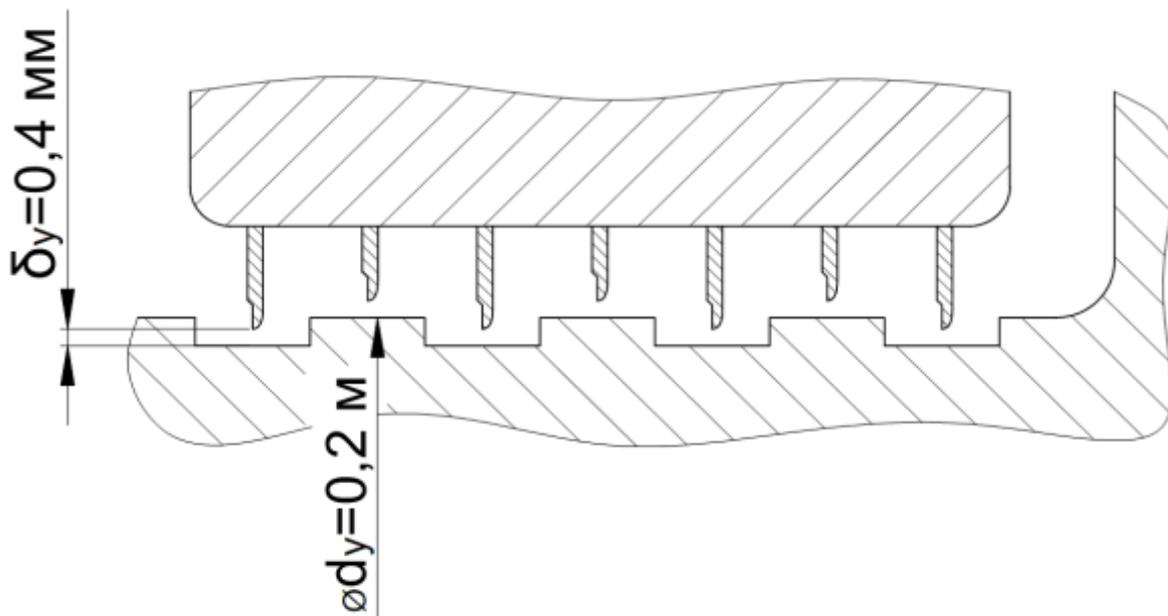
Полученное значение z округляем в большую сторону и получаем искомую величину z равную 11.

Таким образом определим число ступеней турбины

4. 5.Расчёт величины потерь через лабиринтное уплотнение турбины

Для расчёта величины потерь G через лабиринтное уплотнение диафрагмы промежуточной ступени турбины, принимаем коэффициент расхода $\mu_v = 0,91$.

Лабиринтное уплотнение имеет следующие характеристики: диаметр уплотнения $d_y=0,2$ м, зазор уплотнения составляет $\delta_y=0,4$ мм, а количество гребней $Z=7$. Пар перед ступенью имеет температуру $T_1=400^\circ\text{C}$ и давление $P_1=1,6$ МПа, которое после ступени падает до $P_2=1,4$ МПа.



Достаточно большое число гребешков $z=7$ позволяет использовать упрощенную формулу расчета величины потерь:

$$G = \mu_v \cdot F_y \cdot \sqrt{(1-\epsilon_v^2)/z} \cdot \sqrt{p_1/v_1}$$

Где:

F_y – площадь зазора уплотнения, м^2

ϵ_v – отношение давлений по разные стороны от уплотнения $p_2/p_1 = 1,4/1,6 = 0,875$;

v_1 – удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Площадь зазора уплотнения можно определить исходя из имеющихся геометрических параметров уплотнения, указанных в условии задачи, по формуле:

$$F_y = \pi \cdot d_y \cdot \delta_y = 3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 0,2512 \cdot 10^{-3} [\text{м}^2]$$

Величину удельного объема можно определить по i -s диаграмме, и для $P_1=1,6$ МПа и $T_1=400^\circ\text{C}$ удельный объем составит $v_1=0,19$ $\text{м}^3/\text{кг}$.

Рассчитаем искомую величину потерь:

$$G = 0,91 \cdot 0,2512 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{(1-0,875^2)/7} \cdot \sqrt{(1,6 \cdot 10^6)/0,19} = 0,121 \text{ кг/с}$$

4.6. Определение к.п.д. КЭС брутто и нетто, удельного расхода условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии и часового расхода натурального топлива

Исходные данные. Мощность турбогенератора $N=191$ МВт;

к.п.д. турбоустановки $\eta_{\text{Э}}^{\text{Т.У.}}=0,44087$; к.п.д. парогенератора $\eta_{\text{к.а}}=0,9$;

к.п.д. трубопроводов $\eta_{\text{тр}}=0,98$; собственные нужды электростанции $\text{Э}_{\text{сн}}=0,05$;

низшая теплота сгорания топлива $Q_{\text{н}}^{\text{п}}=22800$ кДж/кг.

Варианты топлива приведены в таблице 4. 1

Таблица 4.1

z_3	Натуральное топливо (вид топлива)	Низшая теплота сгорания
1	Каменный уголь марки Д 1	$Q_{\text{н}}^{\text{п}}=22800$ кДж/кг
2	Каменный уголь марки Д 2	$Q_{\text{н}}^{\text{п}}=23700$ кДж/кг
3	Каменный уголь марки Д 3	$Q_{\text{н}}^{\text{п}}=17900$ кДж/кг
4	Мазут малосернистый	$Q_{\text{н}}^{\text{п}}=40300$ кДж/кг
5	Природный газ	$Q_{\text{н}}^{\text{с}}=35000$ кДж/нм ³

1. К. п. д. станции брутто равен

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к.а}} = \eta_{\text{Э}}^{\text{Т.У.}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к.а}}$$

где $\eta_{\text{Э}}^{\text{Т.У.}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}}$ – абсолютный электрический к.п.д. турбоустановки; $\eta_{\text{т}}$ – термический к.п.д. цикла; η_{oi} – относительный внутренний к. п. д. турбины; $\eta_{\text{м}}$ – механический к. п. д. турбины; $\eta_{\text{Г}}$ – к. п. д. электрогенератора; $\eta_{\text{тр}}=0,98$; $\eta_{\text{к.а}}=0,9$.

$$\eta_{\text{с}}=0,44087 \cdot 0,98 \cdot 0,9=0,3888.$$

2. К.п.д. станции нетто равен

$$\eta_{\text{с}}^{\text{н}} = \eta_{\text{с}} \cdot (1 - \text{Э}_{\text{сн}}),$$

где $\text{Э}_{\text{сн}}=0,05$ – затраты энергии на собственные нужды станции

$$\eta_c^H = 0,3888 \cdot (1 - 0,05) = 0,3694.$$

3. Удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии

$$b_y = 0,123 / \eta_c = 0,123 / 0,3888 = 0,316 \text{ кг/кВт·ч.}$$

4. Часовой расход натурального топлива находим по формуле

$$B = 3600 \cdot 2N \cdot 10^3 / (Q_H^p \cdot \eta_c) \text{ кг/час,}$$

где N – мощность турбогенератора, МВт.

$$B = 3600 \cdot 2 \cdot 191 \cdot 10^3 / (22800 \cdot 0,3888) = 155114 \text{ кг/час.}$$

5. Расчет газовой турбины турбокомпрессора

Исходные данные

1) Общий расход газов в двигателе $G_{ГТ} = 0,902 \text{ кг/с}$

2) Давление газов перед ГТ $P_{ГТ} = 0,169 \text{ МПа}$

3) Температура газов перед ГТ $T_{ГТ} = 648 \text{ К}$

4) Давление газов за ГТ $P_{12} = 0,1712 \text{ МПа}$

5) Скорость вращения ТК $n_{ТК} = 32229 \text{ об/мин}$

5.1 Выбор и уточнение расчетных параметров и КПД газовой турбины

- 1) Эффективный КПД ГТ $\eta'_{ГТ} = (0,7 \div 0,8)$, принимаем $\eta'_{ГТ} = 0,72$

- 2) Механический КПД ТК $\eta_{МТК} = (0,94 \div 0,98)$, принимаем $\eta_{МТК} = 0,98$

- 3) Внутренний КПД ГТ $\eta_{iГТ}$

$$\eta_{iГТ} = \frac{\eta'_{ГТ}}{\eta_{МТК}}, \eta_{iГТ} = \frac{0,72}{0,98} = 0,73$$

- 4) КПД ТК $\eta_{ТК}$

$$\eta'_{ТК} = \eta'_{ГТ} \cdot \eta_{К},$$

- где $\eta_{К}$ – КПД компрессора, $\eta_{К} = 0,85$.

$$\eta'_{ТК} = 0,72 \cdot 0,85 = 0,62$$

- 5) Необходимая адиабатная работа ГТ $l_{ат}$, Дж/кг

$$l_{ат} = \frac{l_{ак}}{\eta_{тк}} \cdot \frac{G_B}{G_{ГТ}},$$

- где $l_{ак}$ – адиабатная работа, затрачиваемая в компрессоре $l_{ак} = 60918$ Дж/кг;

- G_B – расход воздуха в двигателе $G_B = 0,873$ кг/с.

$$l_{ат} = \frac{60918}{0,62} \cdot \frac{0,873}{0,902} = 95768$$

- 6) Относительное адиабатное снижение температуры

$$\Delta l_{тГ} = \frac{l_{ат}}{114 \cdot g \cdot T_{ГТ}},$$

$$\Delta l_{тГ} = \frac{95768}{114 \cdot 9,81 \cdot 648} = 0,13$$

- 7) Степень понижения давления $\pi_t = 1,64$ – из таблицы 3 [1]

- 8) Необходимое давление перед ГТ

$$P_T = P_2 \cdot \pi_t,$$

$$P_T = 0,1712 \cdot 1,64 = 0,166$$

5.2 Расчет соплового аппарата осевой газовой турбины

1) Степень реактивности $\rho = (0,3 \div 0,5)$, принимаем $\rho = 0,5$ [1]

- 2) Адиабатная работа в СА $l_{а1}$, Дж/кг

$$l_{а1} = (1 - \rho) \cdot l_{ат},$$

$$l_{а1} = (1 - 0,5) \cdot 95768 = 47884$$

- 3) Скоростной коэффициент СА $\phi = (0,93 \div 0,98)$, принимаем $\phi = 0,98$ [1]

- 4) Скорость на выходе СА C_1 , м/с

$$C_1 = 1,41 \cdot \phi \cdot \sqrt{l_{а1}},$$

$$C_1 = 1,41 \cdot 0,98 \cdot \sqrt{47884} = 302$$

- 5) Относительный спад температуры $\Delta l_{т1}$

$$\Delta l_{t1} = \frac{l_{a1}}{114 \cdot g \cdot T_{гт}},$$

$$\Delta l_{t1} = \frac{47884}{114 \cdot 9,81 \cdot 648} = 0,07$$

6) Температура на выходе СА T_1 , К

$$T_1 = T_{гт} \cdot (1 - \phi^2 \cdot \Delta l_{t1}),$$

$$T_1 = 648 \cdot (1 - 0,98^2 \cdot 0,07) = 607$$

7) Степень понижения давления в СА $\pi_1 = 1,15$ – из таблицы 3 [1]

8) Давление на выходе СА P_1 , МПа

$$P_1 = \frac{P_T}{\pi_1},$$

$$P_1 = \frac{0,166}{1,15} = 0,14$$

9) Плотность газа на выходе $\rho_{с1}$, кг/м³

$$\rho_{с1} = \frac{34500 \cdot P_1}{g \cdot T_1},$$

$$\rho_{с1} = \frac{34500 \cdot 0,14}{9,81 \cdot 607} = 0,83$$

10) Площадь выходного сечения СА по горловинам f_1 , м²

$$f_1 = \frac{G_{гт}}{C_1 \cdot \rho_{с1}}, f_1 = \frac{0,902}{302 \cdot 0,83} = 0,004$$

11) Средний диаметр облопатывания D_1 , м

$$D_1 = D_{2к} \cdot v \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\mu + \alpha_{тр.в})}{\eta_{гт}}},$$

где v – скоростная характеристика $v = (0,5 \div 0,7)$, принимаем $v = 0,6$ [1];

$D_{2к}$ – диаметр РК компрессора, $D_{2к} = 0,171$ м;

- μ – коэффициент мощности РК компрессора, $\mu = 0,86$;

- $\alpha_{\text{тр.в}}$ – коэффициент трения и вентиляции, $\alpha_{\text{тр.в}} = 0,03$.

$$D_1 = 0,171 \cdot 0,6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (0,86 + 0,03)}{0,72}} = 0,1613$$

- Средний диаметр облопатывания D_1 должен составлять $(0,85 \div 0,95) D_{2к}$.

$$1 - \frac{0,171 - 0,1613}{0,171} = 0,94$$

- 12) Окружная скорость на диаметре D_1 U_1 , м/с

$$U_1 = \frac{D_1 \cdot n_{\text{ТК}}}{19,1}, U_1 = \frac{0,1613 \cdot 32229}{19,1} = 272,21$$

- 13) Число сопловых лопаток $z_c = (20 \div 40)$, принимаем $z_c = 30$ шт

- 14) Шаг лопаток на диаметре D_1 t_1 , м

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z_c}, t_1 = 0,02$$

- 15) Длина сопловых лопаток l_1 , м

$$l_1 = \frac{G_{\text{ГТ}}}{\pi \cdot D_1 \cdot \rho_{c1} \cdot C_1 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{E}\right)},$$

- где α_1 – угол потока на выходе, принимаем $\alpha_1 = 20^\circ$.

$$l_1 = \frac{0,902}{3,14 \cdot 0,1613 \cdot 0,83 \cdot 302 \cdot \sin\left(\frac{20}{57,29577}\right)} = 0,020613$$

- 16) Наружный диаметр СА D_c , м

$$D_c = D_1 + l_1,$$

$$D_c = 0,1613 + 0,020613 = 0,182$$

- 17) Диаметр ступицы СА $D_{\text{ос}}$, м

$$- D_{oc} = D_1 - l_1, D_{oc} = 0,1613 - 0,020613 = 0,141$$

- 18) Диаметр горловины на выходе a_1 , м

$$- a_1 = \frac{f_1}{z_c \cdot l_1}, a_1 = \frac{0,004}{30 \cdot 0,020613} = 0,00578$$

- 19) Коэффициент $m_1 = (1,0 \div 1,08)$, принимаем $m_1 = 1,01$ [1]

- 20) Угол потока на выходе α_1 , град

$$- \alpha_1 = \text{asin} \left(\frac{m_1 \cdot a_1}{t_1} \right) \cdot \Xi,$$

$$- \alpha_1 = \text{asin} \left(\frac{1,01 \cdot 0,00578}{0,02} \right) \cdot 57,29577 = 20$$

- 21) Осевая ширина лопаток B_1 , м

$$- B_1 = \frac{2 \cdot t_1 \cdot \sin \left(\frac{\alpha_1}{\Xi} \right) \cdot \sin \left(\frac{\alpha_1 + \alpha_0}{\Xi} \right)}{C_u},$$

- где C_u – коэффициент окружной скорости, принимаем $C_u = 0,95$

- α_0 – угол поворота лопаток у корня, принимаем $\alpha_0 = 90^\circ$.

$$- B_1 = \frac{2 \cdot 0,02 \cdot \sin \left(\frac{20}{57,29577} \right) \cdot \sin \left(\frac{20 + 90}{57,29577} \right)}{0,95} = 0,012$$

- 22) Относительна реактивность на диаметре D_1 ρ_1

$$- \rho_1 = \left[\cos \left(\frac{\alpha_{11}}{\Xi} \right) \right]^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{D_{oc}}{D_1} \right)^2 \right],$$

- где α_{11} – угол поворота лопаток на среднем диаметре, град.

$$- \alpha_{11} = \text{atan} \left(\frac{D_{oc}}{D_1} \cdot \tan \left(\frac{\alpha_1}{\Xi} \right) \right) \cdot \Xi,$$

$$- \alpha_{11} = \text{atan} \left(\frac{0,141}{0,1613} \cdot \tan \left(\frac{20}{57,29577} \right) \right) \cdot 57,29577 = 17,8,$$

$$\rho_1 = \left[\cos \left(\frac{17,8}{57,29577} \right) \right]^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,141}{0,1613} \right)^2 \right] = 0,22$$

- 23) Степень реактивности в корневом сечении ρ_{oc}

$$\rho_{oc} = \frac{0,5 - 0,22}{1 - 0,22} = 0,36 \rho_{oc} = \frac{\rho - \rho_1}{1 - \rho_1},$$

5.3 Расчет рабочего колеса осевой газовой турбины

- 1) Относительная скорость на входе в РК w_1 , м/с

$$w_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U_1 \cdot \cos \left(\frac{\alpha_1}{\Xi} \right)},$$

$$w_1 = \sqrt{302^2 + 272,21^2 - 2 \cdot 302 \cdot 272,21 \cdot \cos \left(\frac{20}{57,29577} \right)} = 105$$

- 2) Приведенная скорость на входе λ_{w1}

$$\lambda_{w1} = \frac{w_1}{18,1 \cdot \sqrt{T_1 + \frac{w_1^2}{2260}}}, \lambda_{w1} = \frac{105}{18,1 \cdot \sqrt{607 + \frac{105^2}{2260}}} = 0,23$$

- 3) Угол входа потока на лопатки β_1 , град

$$\beta_1 = \text{asin} \left(\frac{C_1 \cdot \sin \left(\frac{\alpha_1}{\Xi} \right)}{w_1} \right) \cdot \Xi,$$

$$\beta_1 = \text{asin} \left(\frac{302 \cdot \sin \left(\frac{20}{57,29577} \right)}{105} \right) \cdot 57,29577 = 84$$

- 4) Угол установки лопаток $\beta_{1л}$, град

$$\beta_{1л} = \beta_1 + i_d,$$

- где $i_d = (2 \div 5)$ - угол атаки при входе на лопатки РК, град,
принимаем $i_d = 5$.

- $\beta_{1л} = 84 + 5 = 89$

- 5) Адиабатная работа в РК l_{a2} , Дж/кг

- $l_{a2} = \rho \cdot l_{ат}, l_{a2} = 0,5 \cdot 95768 = 47884$

- 6) Скоростной коэффициент РК $\psi = (0,92 \div 0,98)$,
принимаем $\psi = 0,92$

- 7) Относительная скорость на выходе из РК w_2 , м/с

- $w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot l_{a2}}, w_2 = 0,92 \cdot \sqrt{105^2 + 2 \cdot 47884} = 301$

- 8) Температура на выходе T_{21} , К

- $T_{21} = T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2260}, T_{21} = 607 - \frac{301^2 - 105^2}{2260} = 572$

- 9) Плотность газа на выходе ρ_{21} , кг/м³

- $\rho_{21} = \frac{34500 \cdot P_2}{g \cdot T_{21}}, \rho_{21} = \frac{34500 \cdot 0,101}{9,81 \cdot 572} = 0,621$

- 10) Длина рабочей лопатки l_2 , м

- $l_2 = 1,01 \cdot l_1, l_2 = 1,01 \cdot 0,020613 = 0,021$

- 11) Угол потока в относительном движении без учета утечек β_{21} , град

- $\beta_{21} = \text{asin} \left(\frac{G_{гт}}{\pi \cdot D_1 \cdot w_2 \cdot \rho_{21} \cdot l_2} \right) \cdot \Xi,$
 $\beta_{21} = \text{asin} \left(\frac{0,902}{3,14 \cdot 0,1613 \cdot 301 \cdot 0,621 \cdot 0,021} \right) \cdot 57,29577 = 27$

- 12) Радиальный зазор в рабочем состоянии δ_2 , м

- $\delta_2 = 0,009 \cdot l_2, \delta_2 = 0,009 \cdot 0,021 = 0,00019$

- 13) Расход газа с учетом утечек $G_{1г}$, кг/с

$$G_{1T} = G_{гт} \cdot \left(1 - \frac{\delta_2}{l_2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_{21}}{\Xi}\right)} \right),$$

$$G_{1T} = 0,902 \cdot \left(1 - \frac{0,00019}{0,021 \cdot \sin\left(\frac{27}{57,29577}\right)} \right) = 0,88$$

- 14) Площадь на выходе по горловинам $f_2, \text{ м}^2$

$$f_2 = \frac{G_{1T}}{w_2 \cdot \rho_{21}}, f_2 = \frac{0,88}{301 \cdot 0,621} = 0,004733$$

- 15) Число рабочих лопаток $z_k = (26 \div 45)$, принимаем $z_k = 17$ шт

- 16) Шаг лопаток $t_2, \text{ м}$, на диаметре $D_1 = D_2$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z_k}, t_2 = \frac{3,14 \cdot 0,1613}{17} = 0,03$$

- 17) Диаметр горловины на выходе $a_2, \text{ м}$

$$a_2 = \frac{f_2}{z_k \cdot l_2}, a_2 = \frac{0,004733}{17 \cdot 0,021} = 0,013$$

- 18) Коэффициент $m_2 = (1,0 \div 1,1)$, принимаем $m_2 = 1,0$

- 19) Угол потока в относительном движении на выходе $\beta_2, \text{ град}$

$$\beta_2 = \text{asin}\left(\frac{m_2 \cdot a_2}{t_2}\right) \cdot \Xi,$$

$$\beta_2 = \text{asin}\left(\frac{1,0 \cdot 0,013}{0,03}\right) \cdot 57,29577 = 27$$

20) Угол установки лопаток на выходе $\beta_{2л}, \text{ град}$

$$\beta_{2л} = \beta_2 = 27$$

- 21) Уточнение высоты лопатки на выходе $l_2, \text{ м}$

$$l_2 = \frac{G_{\text{ГТ}}}{\pi \cdot D_1 \cdot w_2 \cdot \rho_{21} \cdot \sin\left(\frac{\beta_2}{\Xi}\right)},$$

$$l_2 = \frac{0,902}{3,14 \cdot 0,1613 \cdot 301 \cdot 0,621 \cdot \sin\left(\frac{27}{57,29577}\right)} = 0,021$$

- 22) Осевая составляющая скорости на выходе C_{2a} , м/с

$$C_{2a} = w_2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_2}{\Xi}\right), C_{2a} = 301 \cdot \sin\left(\frac{27}{57,29577}\right) = 134,87$$

- 23) Окружная составляющая скорости на выходе C_{2u} , м/с

$$C_{2u} = w_2 \cdot \cos\left(\frac{\beta_2}{\Xi}\right) - U_1,$$

$$C_{2u} = 301 \cdot \cos\left(\frac{27}{57,29577}\right) - 272,21 = -3,48$$

- 24) Абсолютная скорость на выходе C_2 , м/с

$$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2}, C_2 = \sqrt{134,87^2 + (-3,48)^2} = 134,91$$

- Затем строят треугольники скоростей на входе и выходе из РК.

- 25) Угол выхода потока α_2 , град

$$\alpha_2 = \text{atan}\left(\frac{C_{2a}}{C_{2u}}\right) \cdot \Xi, \alpha_2 = \text{atan}\left(\frac{134,87}{-3,48}\right) \cdot 57,29577 = -89$$

- 26) Наружный диаметр РК $D_{\text{Т}}$, м

$$D_{\text{Т}} = D_2 + l_2, D_{\text{Т}} = 0,1613 + 0,021 = 0,192$$

- 27) Диаметр ступицы РК $D_{\text{от}}$, м

$$D_{\text{от}} = D_2 - l_2, D_{\text{от}} = 0,1613 - 0,021 = 0,15$$

- 28) Окружная скорость на диаметре $D_{\text{Т}}$ $U_{\text{Т}}$, м/с

$$U_T = \frac{D_T \cdot n_{TK}}{19,1}, U_T = \frac{0,192 \cdot 32229}{19,1} = 323,672$$

- 29) Коэффициент напора ГТ H_{1T}

$$H_{1T} = \frac{2 \cdot l_{aT}}{U_T^2}, H_{1T} = \frac{2 \cdot 95768}{323,672^2} = 1,828$$

- 30) Отношение скоростей V

$$V = \frac{D_1 \cdot \sqrt{H_{1T}}}{D_T}, V = \frac{0,1613 \cdot \sqrt{1,828}}{0,192} = 1,1$$

- 31) Ширина РК в осевом направлении B_2 , м

$$B_2 = \frac{2 \cdot t_2 \cdot \sin\left(\frac{\beta_2}{\varepsilon}\right) \cdot \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{\varepsilon}\right)}{C_u},$$

- где $C_u = (0,8 \div 0,9)$ – коэффициент окружной скорости, принимаем $C_u = 0,85$.

$$B_2 = \frac{2 \cdot 0,03 \cdot \sin\left(\frac{27}{57,29577}\right) \cdot \sin\left(\frac{84 + 27}{57,29577}\right)}{0,85} = 0,017$$

6. Пример расчета газовой турбины

Задание

Произвести расчет газовой турбины КГТУ по следующим данным:

- эффективная мощность ГТУ $N_e = 25,000$ МВт.
- начальная температура воздуха $T_a = 288,000$ К.
- начальная температура газа $T_1 = 1383,000$ К.
- частота вращения роторов мин^{-1} .
- назначение и тип установки – двухвальный газотурбинный газоперекачивающий агрегат (ГГПА).
- вариант тепловой схемы – КГТУ.

- КПД компрессора $\eta_k = 0,870$.
- КПД турбины $\eta_T = 0,880$.
- изоэнтروпийный перепад энтальпий в компрессоре $H_{KO} = 312,800$ кДж/кг.
- действительный перепад энтальпий в компрессоре $H_K = 359,540$ кДж/кг.
- температура воздуха за компрессором $T_4 = 640,491$ К.
- температура воздуха за турбиной $T_2 = 842,074$ К.
- коэффициент избытка воздуха в продуктах сгорания $\alpha = 1,702$.
- изоэнтропийный перепад энтальпий в турбине $H_{TO} = 769,660$ кДж/кг.
- действительный перепад энтальпий в турбине $H_T = 673,453$ кДж/кг.
- расход газа для охлаждаемой КГТУ $G_2 = 53,812$ кг/с.
- расход воздуха через компрессор $G_6 = 51,495$ кг/с.
- удельный расход воздуха на охлаждение $= 0,090$.
- расход воздуха на охлаждение $G_{охл} = 2,575$ кг/с.
- действительная температура газа за турбиной $T_{II} = 842,074$ К
- давление за турбиной $p_{II} = 100989$ Па.
- прототип – ГТН-25 АО ТМЗ

6. 1 Схема и цикл КГТУ

- В КГТУ осуществляется впрыск воды или пара в тракт высокого давления или камеру сгорания. Для генерирования пара в КГТУ, выполненной по схеме, изображенной на рисунке 1, предусмотрен котел-утилизатор (КУ), в котором используется часть теплоты отработавших в газовой турбине продуктов сгорания. Впрыск воды или пара увеличивает расход рабочего тела через турбину, а следовательно, и ее работу. Поскольку затраты энергии на прокачивание воды малы, мощность установки возрастает не менее чем на 70–90 %. Недостатком КГТУ является необходимость в химически очищенной воде, теряющейся с отработавшими газами. Расход дополнительного пароводяного рабочего тела оказывается значительным – до 50–60 % расхода воздуха через компрессор.

- Схема и цикл КГТУ представлены на рисунках 6.11 и 6.2 соответственно.

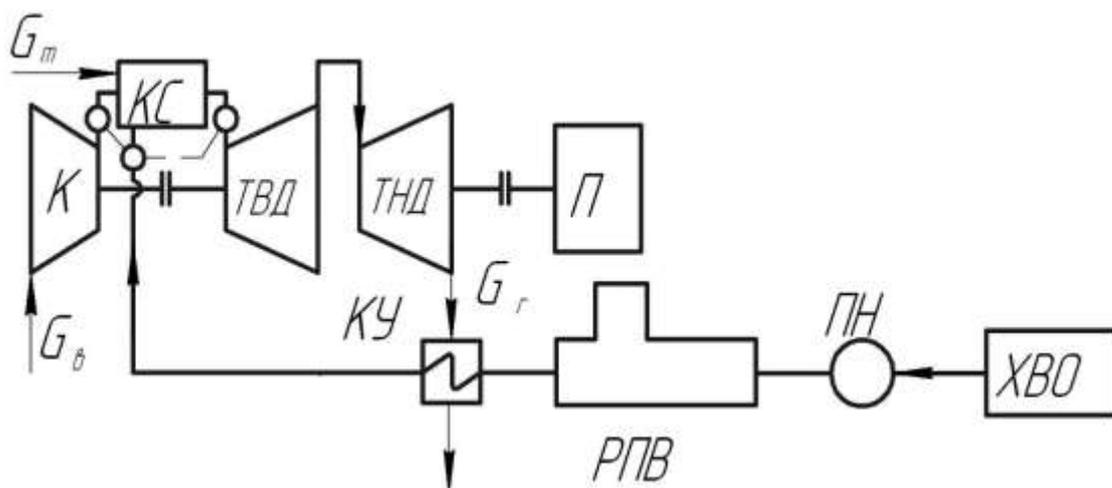


Рис.6.1 – Принципиальная тепловая схема КГТУ с впрыском

пара: К – компрессор; ПН – питательный насос;

ХВО – химическая водоочистка; РПВ – резервуар питательной воды;

П – потребитель; ТВД – турбина высокого давления; ТНД – турбина

низкого давления; КС – камера сгорания

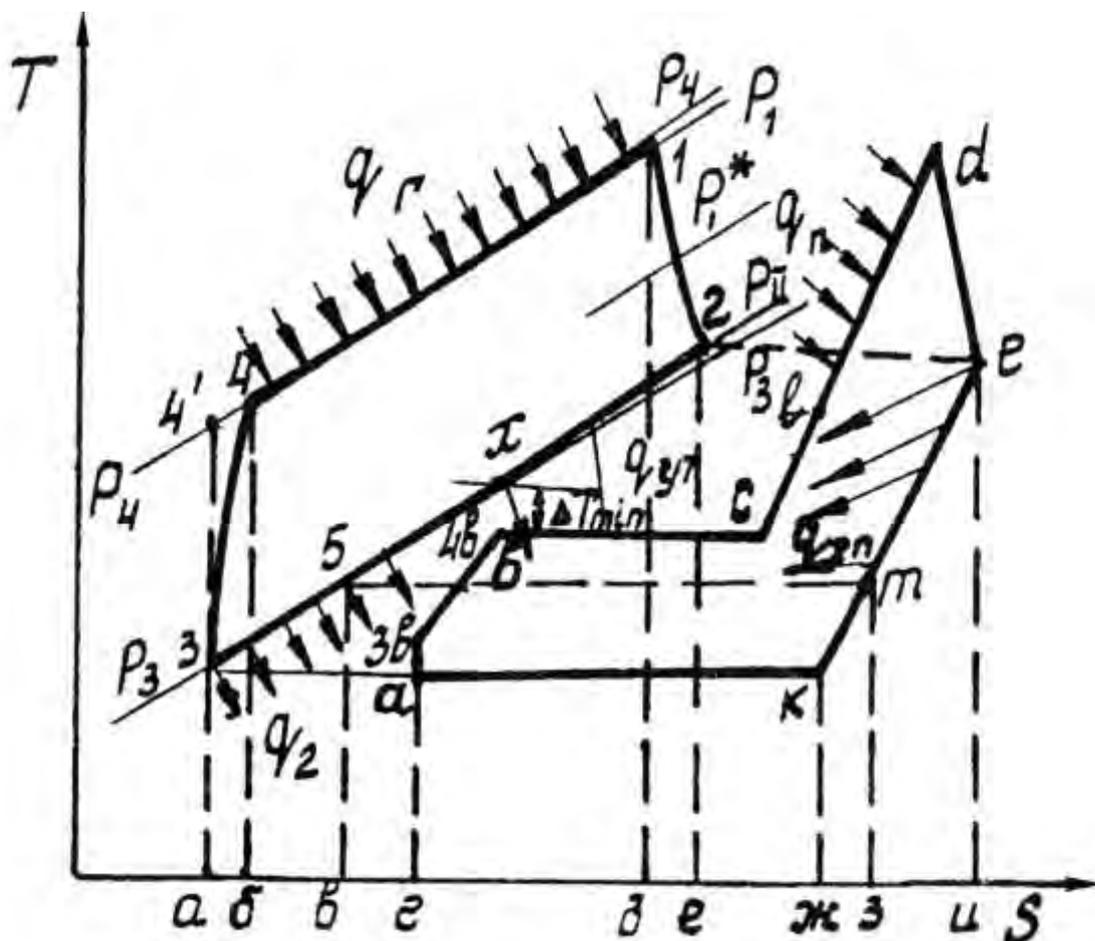


Рис. 6. 2 – Цикл КГТУ, выполненной по схеме рисунка 1:

q_1 – тепло, подведенное в КС; q_2 – тепло, теряемое с отработавшими газами;

$q_{п}$ – тепло, подводимое пару в КС; $q_{ут}$ – тепло утилизации;

p_1^* – давление перед силовой турбиной

6.2 Описание конструкции турбины КГТУ

Турбины высокого и низкого давления – двухступенчатые. Роторы турбин – дисковые сборные. Ротор турбины высокого давления фланцем соединяется с ротором компрессора, а ротор турбины низкого давления – с промежуточным валом.

Корпус турбины высокого и низкого давления представляет собой общую осесимметричную двухстенную конструкцию. Внутренняя часть корпуса образована обоймами, в которых размещены направляющие аппараты турбин. Между турбинами высокого и низкого давления имеется тонкостенная

промежуточная часть. Между наружной и внутренней стенками промежуточной части имеется толстый слой изоляции. Конструкция проточной части выполнена в виде термоэластичных направляющих аппаратов.

6.3 Расчёт проточной части турбины на номинальном режиме

6.3.1 Выбор основных параметров установки

Расходная составляющая скорости потока c_z принята равной

220,000 м/с – одной и той же для ТВД и ТНД.

Коэффициент возврата тепла $\alpha_\infty = 1,03$ [2], тогда

$$\alpha_z = \frac{z-1}{z} \cdot (\alpha_\infty - 1) + 1 = \frac{4-1}{4} \cdot (1,03 - 1) + 1 = 1,0225,$$

где $z = 4$ – число ступеней (по прототипу ГТН-25 АО ТМЗ).

Полный изоэнтروпийный перепад энтальпий с учётом коэффициента возврата тепла α_z

$$H_0 = \alpha_z \cdot H_{ГО} = 1,0225 \cdot 769,660 = 786,977 \text{ кДж/кг.}$$

Ометаемая площадь рабочих лопаток последней ступени газовой турбины

$$S_z = \frac{G_{z \text{ ТНД}} \cdot v_{II}}{c_z} = \frac{56,387 \cdot 2,398}{220,000} = 0,615 \text{ м}^2,$$

где $G_{z \text{ ТНД}} = G_z + G_6 \cdot \bar{G}_{\text{охлТВД}} = 53,812 + 51,495 \cdot 0,050 = 56,387 \text{ кг/с}$ – расход газа через ТНД (будет больше расхода газа через ТВД на величину расхода воздуха на охлаждение ТВД, который возвращается в проточную часть турбины перед ступенью ТНД)

Удельный объём газа за турбиной v_{II}

$$v_{II} = \frac{R \cdot T_{II}}{p_{II}} = \frac{287,600 \cdot 842,074}{100989} = 2,398 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

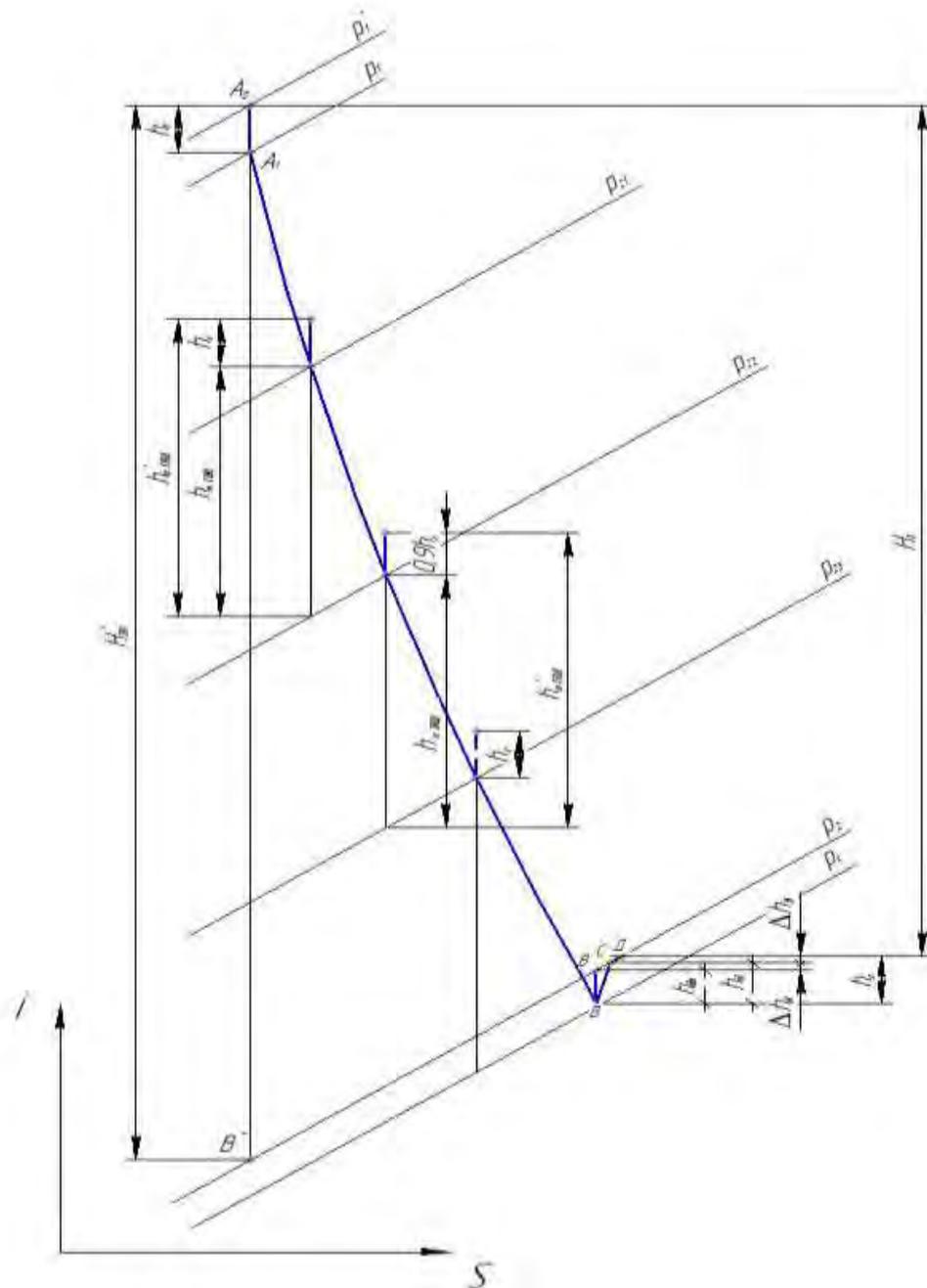


Рис. 6.3 – Процесс расширения газа в турбине с диффузором

С целью уменьшения потерь с выходной скоростью за турбиной устанавливается осерадиальный диффузор с к.п.д. $\eta_d = 0,7$ и степенью диффузорности

$$n = F_d/S_z = 2.$$

При этом скорость потока газа за диффузором

$$c_d = c_z/n = 220/2 = 110 \text{ м/с.}$$

При установке за последней ступенью турбины диффузора удельный объём газа за рабочими лопатками последней ступени станет больше удельного объёма газа за диффузором вследствие понижения давления перед диффузором p_z по сравнению с величиной p_{II} за диффузором (рисунок 6. 3).

Изоэнтروпийный перепад энтальпий в диффузоре

$$h_{\partial 0} = \eta_{\partial} \cdot \frac{c_z^2 - c_{\partial}^2}{2} = 0,7 \cdot \frac{220^2 - 110^2}{2} = 12705 \text{ Дж/кг.}$$

Потери энергии в диффузоре

$$\Delta h_{\partial} = (1 - \eta_{\partial}) \cdot \frac{c_z^2 - c_{\partial}^2}{2} = (1 - 0,7) \cdot \frac{220^2 - 110^2}{2} = 5445 \text{ Дж/кг.}$$

Потери энергии с выходной скоростью за диффузором

$$\Delta h_{\partial} = \frac{c_{\partial}^2}{2} = \frac{110^2}{2} = 6050 \text{ Дж/кг.}$$

Температура газа в точке B'

$$T_{B'} = T_{II} - \frac{\Delta h_{\partial} + \Delta h_{\partial}}{c_{pII}} = 842,074 - \frac{6,050 + 5,445}{1,186} = 832,382 \text{ К.}$$

Температура газа за последней ступенью в точке B

$$T_z = T_{B'} - \frac{h_{\partial 0}}{c_{pB'}} = 832,382 - \frac{12,705}{1,185} = 821,660 \text{ К.}$$

Давление газа перед диффузором

$$p_z = p_{II} \cdot \left(\frac{T_z}{T_B} \right)^{\frac{1}{m}} = 100,989 \cdot \left(\frac{821,660}{832,382} \right)^{\frac{1}{0,246}} = 95,813 \text{ кПа,}$$

где $m = \frac{k-1}{k} = \frac{1,327-1}{1,327} = 0,246$ и k взят по T_{BII} и $\alpha = 1,702$.

Удельный объём газа за последней ступенью

$$v_z = \frac{R \cdot T_z}{p_z} = \frac{287,6 \cdot 821,660}{95,813 \cdot 10^3} = 2,466 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Уточнённое значение ометаемой площади

$$S_z = \frac{G_{\text{ТНД}} \cdot v_z}{c_z} = \frac{56,387 \cdot 2,466}{220,000} = 0,632 \text{ м}^2.$$

Перепад энтальпий, соответствующий расходной составляющей скорости потока за последней ступенью турбины,

$$h_z = \frac{c_z^2}{2} = \frac{220,000^2}{2} = 24200 \text{ Дж/кг.}$$

6.3.2 Распределение теплоперепадов по ступеням и расчёт диаграммы состояния рабочего тела

Поскольку расширение газа в турбине происходит до давления $p_z < p_{II}$, то перепад энтальпий в турбине H_0 возрастёт на величину изоэнтропийного перепада энтальпий в диффузоре h_δ , тогда

$$\alpha_z \cdot H_{T0}^* = \alpha_z \cdot H_{T0} + h_{\delta 0} = 786,977 + 12,705 = 799,682 \text{ кДж/кг.}$$

Перепад энтальпий в ТВД

$$H_{0 \text{ ТВД}} = \frac{G_6}{G_2} \cdot \frac{H_{K0}}{\eta_K \cdot \eta_T \cdot \eta_{MT}} = \frac{51,495}{53,812} \cdot \frac{312,800}{0,87 \cdot 0,88 \cdot 0,98} = 398,956 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемый перепад энтальпий на одну ступень в ТВД при равном распределении его по ступеням

$$h_{0 \text{ ТВД}} = \frac{H_{0 \text{ ТВД}} - h_z}{2} = \frac{398,956 - 24,2}{2} = 187,378 \text{ кДж/кг.}$$

Полный перепад энтальпий на каждую ступень ТВД в предположении полного использования выходной кинетической энергии газа из предыдущей ступени

$$h_{0 \text{ ТВД}}^* = h_{0 \text{ ТВД}} + h_z = 187,378 + 24,2 = 211,578 \text{ кДж/кг.}$$

Перепад энтальпий в ТНД

$$H_{0 \text{ ТНД}} = (\alpha \cdot H_{T0} + h_\delta) - H_{0 \text{ ТВД}} = (786,977 + 12,705) - 398,956 = 400,726 \text{ кДж/кг.}$$

Располагаемый перепад энтальпий на одну ступень в ТНД при равном распределении его по ступеням

$$h_{0 \text{ ТНД}} = H_{0 \text{ ТНД}} / 2 = 400,726 / 2 = 200,363 \text{ кДж/кг.}$$

Если предположить, что в первой ступени ТНД используется 90 % выходной кинетической энергии из последней ступени ТВД, то полный перепад энтальпий в первой ступени ТНД будет равен

$$h_{0\text{ ТНД1}}^* = h_{0\text{ ТНД}} + 0,9 \cdot h_z = 200,363 + 0,9 \cdot 24,2 = 222,143 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоперепад во второй ступени ТНД

$$h_{0\text{ ТНД2}}^* = h_{0\text{ ТНД}} + h_z = 200,363 + 24,2 = 224,563 \text{ кДж/кг.}$$

Диаграмма состояния газа рассчитана и построена в предположении расширения газа от полных параметров перед турбиной до давления за последней ступенью p_z (рисунок 6. 3). При этом принято $T_z = 821,660 \text{ К}$; $T_1^* = 1383,000 \text{ К}$; $\eta_{пол} = 0,88$; число участков диаграммы $n = 6$ (для обеспечения точности расчётов). Давление, удельный объём и перепад энтальпий определены по формулам:

$$p_x = p_{x-1} \cdot \frac{T_x}{T_{x-1}}^{\frac{k}{\eta_{пол} \cdot (k-1)}}; \quad v_x = \frac{R \cdot T_x}{p_x}; \quad h_{0x} = c_p \cdot \frac{T_{x-1} - T_x}{\eta_{пол}}.$$

Результаты расчётов представлены в таблице 6.1. На диаграмме состояния газа показано распределение перепадов энтальпий по ступеням ТВД и ТНД и обозначены расчётные точки параметров газа перед и за ступенями, а также в осевых зазорах ступеней по среднему диаметру.

Таблица 6.1 – Параметры газа на политропе расширения А-В

Параметры газа	Обозначение параметра и его размерность	Значения на политропе расширения						
		A	1	2	3	4	5	B
Отношение температур	$a=(T_2/T_1^*)^{1/6}$	0,917						
Температура конца участка	$T_x=a \cdot T_{x-1}$, К	1383	1268,21	1162,85	1066,42	977,91	896,74	821,66
Средняя температура участка	$T_{cp}=(T_{x-1}+T_x)/2$, К	–	1325,61	1215,53	1114,64	1022,17	937,33	859,20
Разность температур на участке	$T_{x-1} - T_x$, К	–	114,79	105,36	96,43	88,51	81,17	75,08
Средняя теплоёмкость участка (по T_{cp})	c_{Pcp} , кДж/(кг·К)	–	1,283	1,264	1,247	1,227	1,208	1,191
Показатели изоэнтропы (по T_{cp})	k	–	1,290	1,298	1,304	1,312	1,318	1,325
Давление в конце участка	p_x , МПа	1,269529	0,82	0,53	0,35	0,23	0,15	0,0958
Удельный объём	ν_x , м ³ /кг	0,313306	0,44	0,63	0,88	1,22	1,72	2,466
Перепад энтальпий на участке	h_{0x} , кДж/кг	–	167,36	151,34	136,65	123,41	111,42	101,61

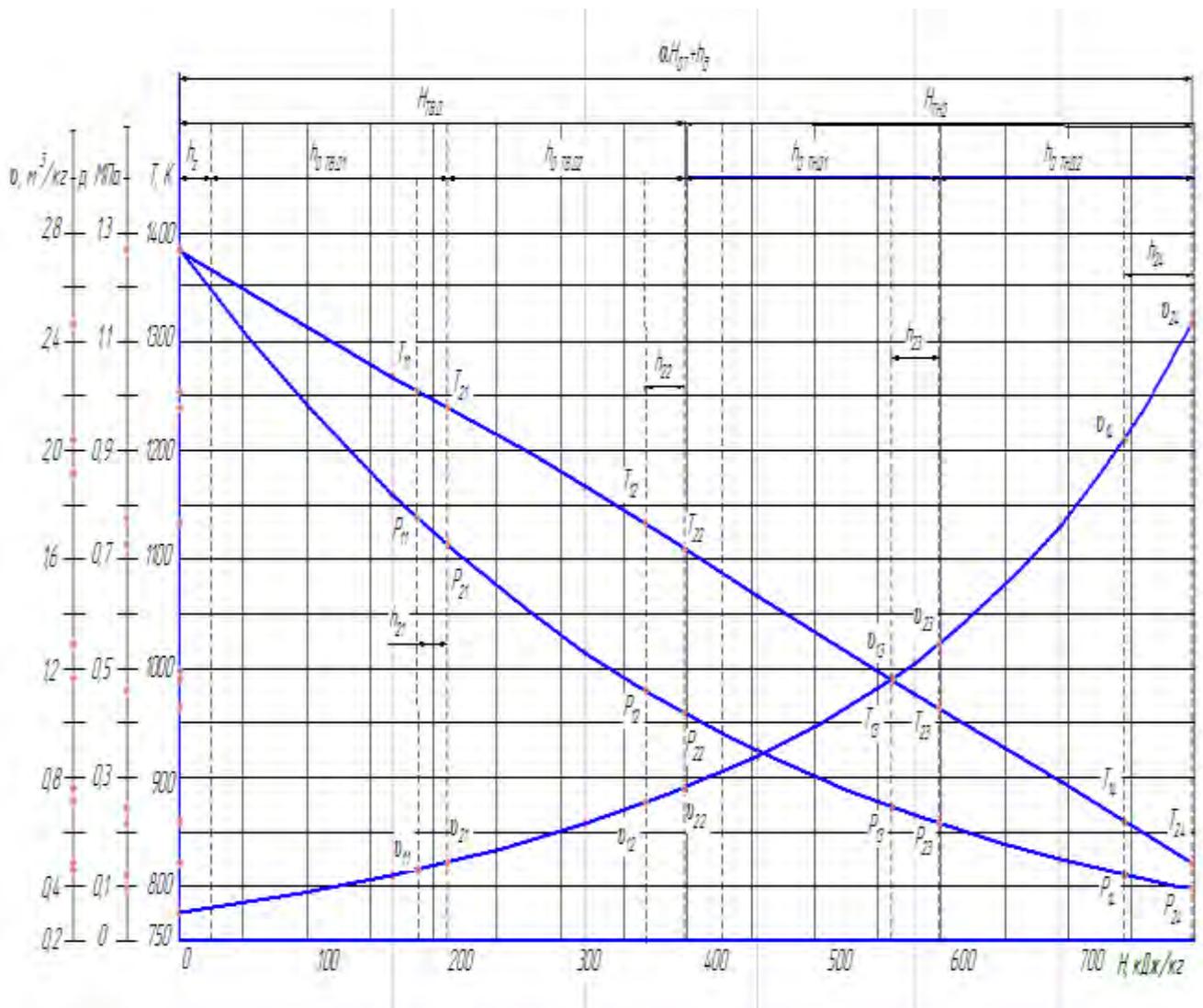


Рисунок 6.4 – Диаграмма состояния газа

ВОПРОСЫ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Дайте определение паровой турбины.
2. Расшифруйте марку рассчитываемой Вами турбины.
3. Какие характеристики турбины принято считать основными техническими характеристиками?
4. В чём заключаются особенности построения процесса расширения пара для ЦВД?
5. Каковы особенности процесса расширения пара для ЦСД?
6. Охарактеризуйте особенности построения процесса расширения пара для ЦНД.
7. Что показывает располагаемый теплоперепад?
8. Чем отличается располагаемый теплоперепад от действительного (использованного)?
9. От каких потерь зависит величина относительного лопаточного КПД ступени?
10. Какие потери влияют на величину относительного внутреннего КПД ступени?
11. Как определяют потери энергии в сопловых решётках?
12. От каких величин зависят потери энергии в рабочих решётках?
13. Как производится построение входного треугольника скоростей?
14. В чём особенности построения выходного треугольника скоростей?
15. От каких величин зависит внутренняя мощность ступени?
16. Как производится расчёт внутренней мощности цилиндра?
17. В чём заключаются особенности построения вспомогательной диаграммы?
18. Перечислите места возможных внутренних протечек пара в турбине. Какие конструктивные элементы турбины предназначены для снижения протечек?
19. С помощью каких элементов конструкции турбины снижаются утечки пара?
20. По какой формуле определяется окружная скорость вращения диска?
21. От каких величин зависит действительная скорость пара?
22. Приведите формулу для расчёта относительной скорости пара.
23. Какой вид парораспределения реализуется в рассчитываемой Вами турбине?

24. Каков тип вашей турбины по характеру теплового процесса; по направлению движения пара; по количеству цилиндров?
25. Назовите формулу проточной части своей турбины. Что она выражает?
26. Какие типы роторов применены в рассчитываемой турбине?
27. С помощью каких устройств роторы соединяются между собой? Каковы особенности этих элементов турбины?
28. Каковы особенности конструкции рабочих лопаток?
29. Какие типы хвостовых соединений используются в исследуемой турбине?
30. Почему по мере продвижения пара в проточной части турбины профиль рабочих лопаток выполняется закручивающимся по высоте?
31. Что называется фикспунктом турбины? Имеется ли в исследуемой турбине фикспункт, где он находится?
32. Дайте определение валопровода турбоагрегата.
33. Какой способ установки диафрагм применён в Вашей турбине?
34. Перечислите достоинства и недостатки обойменной конструкции?
35. Функции упорных подшипников?

Библиографический список

- 1. Безлепкин В.П. Парогазовые и паротурбинные установки электростанций. СПб.: СПбГТУ, 2008 г., 317 с.
- 2. Мастепанов А.М., Коган Ю.М. Повышение эффективности использования энергии, М.: Феникс, 2009 г., 211 с
- 3. Рысаков С.А. Проблемы внедрения парогазовых турбин в России // Энергосистема, № 7, 2009 г., С.11-16
- 4. Цанаев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций, М.: МЭИ, 2009 г., 581 с.
- 5. Шубенко-Шубин, Л.А. Газотурбинные установки. Атлас конструкций и схем / Л.А. Шубенко-Шубин. – М: Машиностроение 1976. – 164с.
- 6. Кириллов, И.И. Теория турбомашин / И.И. Кириллов. – учеб. пособие для вузов – Л.: Машиностроение, 1972. – 535с.