

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

По дисциплине «Энергетические установки»
Газотурбинная установка мощностью 65 МВт
(семестр 3)

Выполнил:

студент ВШЭМ СПбГУ

А. К. Дмитриев

Проверил:

профессор ВШЭМ СПбГУ

Е. Ю. Семакина

Санкт-Петербург — 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1 Описание конструкции прототипа	4
2 Вариантный расчет ГТУ на ЭВМ	6
2.1 Результаты расчета	6
2.2 η	6
3 Приближенный расчет осевого компрессора	7
4 Расчет турбины	11
4.1 Исходные данные для расчета	11
4.2 Предварительный расчет турбины	11
5 ЗАКЛЮЧЕНИЕ	11

ВВЕДЕНИЕ

В современной энергетике газотурбинные установки (ГТУ) играют важную роль, обеспечивая надежное и эффективное производство электроэнергии. ГТУ обладают рядом преимуществ, таких как высокая мощность, быстрый запуск, возможность работы в различных климатических условиях и относительно низкие эксплуатационные затраты. Эти установки широко используются в качестве основных и резервных источников энергии, а также для балансировки энергосистем, особенно в условиях роста доли возобновляемых источников энергии.

Одной из наиболее перспективных разработок в области газотурбинных установок является ГТЭ-65 — газовая турбина мощностью 65 МВт, разработанная российскими инженерами. ГТЭ-65 представляет собой современную турбину, которая сочетает в себе высокую эффективность, надежность и экологичность. На данный момент ГТЭ-65 находится на стадии активной разработки и тестирования, что делает её перспективной для внедрения в энергетические системы различных регионов.

Целью данной курсовой работы является создание газовой турбины мощностью 65 МВт на основе ГТЭ-65. В рамках работы будут рассмотрены основные технические характеристики ГТЭ-65, анализированы её преимущества и недостатки, а также предложены пути оптимизации и улучшения конструкции для достижения заявленной мощности.

Актуальность данной работы обусловлена растущей потребностью в надежных и эффективных источниках энергии. В условиях глобального энергетического перехода и увеличения доли возобновляемых источников энергии, газотурбинные установки, такие как ГТЭ-65, становятся важным элементом энергетической инфраструктуры. Они обеспечивают стабильность энергосистем, позволяют быстро реагировать на изменения спроса и покрывать пиковые нагрузки. Кроме того, разработка и внедрение отечественных технологий в области ГТУ способствует укреплению энергетической независимости и повышению конкурентоспособности национальной энергетики.

Таким образом, создание газовой турбины мощностью 65 МВт на основе ГТЭ-65 является важной задачей, решение которой позволит удовлетворить потребности современной энергетики и обеспечить устойчивое развитие энергетической инфраструктуры.

1 Описание конструкции прототипа

Давление воздуха перед компрессором:

$$P_1^* = \sigma_{\text{вх}}^* \cdot P_{\text{Н}} = \quad (1.1)$$

Температура воздуха перед компрессором:

$$T_1^* = T_{\text{Н}} = \quad (1.2)$$

Давление воздуха за компрессором:

$$P_2^* = \pi_k^* \cdot P_1^* = \quad (1.3)$$

Определим T_2^* (температуру воздуха за компрессором):

$$T_2^* = T_{\text{Н}}^* \cdot (\pi_k^*)^{\frac{k_{\text{в}}-1}{k_{\text{в}}}} = \quad (1.4)$$

Работа, соответствующая изэнтропийному перепаду в компрессоре:

$$H_{\text{ок}}^* = C_{p_{\text{в}}} \cdot T_1^* \cdot \left[(\pi_k^*)^{\frac{k_{\text{в}}-1}{k_{\text{в}}}} - 1 \right] = \quad (1.5)$$

$\eta_{\text{к ад}} = 0.91$ — политропный КПД компрессора, его выбор для расчета обусловлен тем, что он мало зависит от степени повышения давления в компрессоре π_k^* .

Полезная работа в компрессоре:

$$H_{\text{к}} = \frac{H_{\text{ок}}^*}{\eta_{\text{к ад}}} = \quad (1.6)$$

Принимаем коэффициент потерь полного давления в камере сгорания $\sigma_{\text{кс}}^* = 0.96$;

Давление газа перед турбиной:

$$P_3^* = P_2^* \cdot \sigma_{\text{кс}}^* = \pi_k^* \cdot P_1^* \cdot \sigma_{\text{кс}}^* = \quad (1.7)$$

Принимаем коэффициент потерь полного давления в выходном устройстве ГТУ $\sigma_{\text{вых}}^* =$;

Давление газа за турбиной:

Степень расширения газа в турбине:

$$P_4^* = \frac{P_{\text{Н}}^*}{\sigma_{\text{вых}}^*} = \quad (1.8)$$

Работа, соответствующая изэнтропийному перепаду в турбине:

Полезная работа в турбине:

Температура газа за турбиной T_4^* определяется как:

Примем коэффициенты механических потерь в турбине и компрессоре

$\eta_{\text{мт}} =$; $\eta_{\text{мк}} =$;

Расход воздуха через компрессор:

Теплота с учетом потерь в камере сгорания:
Примем КПД камеры сгорания $\eta_{\text{КС}} =$;
Расход теплоты:
Эффективный КПД ГТУ:
Коэффициент полезной работы ГТУ:
Относительное количество воздуха, содержащегося в продуктах сгорания за камерой сгорания:
Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания
Относительный расход топлива:
Допустимая температура для стали лопаток: $T_{\text{ст}} = \text{K}$;
Расход воздуха для охлаждения статора:
Расход воздуха для охлаждения ротора:
Общий расход воздуха для охлаждения турбины:
Относительный расход охлаждающего воздуха по отношению к расходу воздуха через компрессор:
Расход топлива:
Коэффициент располагаемой мощности:
Удельная эффективная работа ГТУ:
Коэффициент полезной мощности:

2 Вариантный расчет ГТУ на ЭВМ

Проведен расчет параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части и основных характеристик ГТУ при различных значениях степени повышения давления и температуры газа перед турбиной, по результатам расчета построены графики: $H_e, \eta_e, \varphi = f(\pi_K^*, T_3^*)$

2.1 Результаты расчета

Графики на рисунках отражают результаты расчета. Полные результаты расчета смотреть в Приложении Б.

2.2 r

Максимальный КПД установки достигается при максимальной температуре газа перед турбиной – 1743К. Жаростойкость материала лопаток турбины не позволяет выдерживать такую температуру, поэтому в качестве входной температуры на турбину выберем К. Экстремум графика зависимости эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_K^* = 34$ и $\eta_e = 0.419$. Выбор такой степени сжатия неоправдан, т. к. при нём слишком низкие значения эффективной удельной работы и коэффициента полезной работы. Экстремум графика зависимости эффективной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_K^* = 16$, значение эффективного КПД ГТУ при этом $\eta_e = 0.314$. Коэффициент полезной работы ГТУ с увеличением монотонно уменьшается, однако уменьшение с целью увеличения нецелесообразно, поскольку величина коэффициента полезной работы ГТУ увеличивается незначительно, при этом снижается величина эффективной удельной работы.

Таким образом, для дальнейших расчетов принимаем:

3 Приближенный расчет осевого компрессора

Расчет производится в соответствии со схематическими продольными разрезами на рисунке и рисунке по методике из пособия.

При приближенном расчете осевого компрессора основными расчетными сечениями являются: сечение 1-1 на входе в первую ступень и сечение 2-2 на выходе из последней ступени (рис.4.2). Определим параметры P и T в трех сечениях.

Давление воздуха в сечении 1-1:

Температура в сечении 1-1:

Давление воздуха в сечении К-К:

Давление в сечении 2-2:

Значение плотностей:

$$\rho_1 = \frac{P_1^*}{R_b \cdot T_1^*} = \quad (3.9)$$

Примем КПД компрессора $\eta_{ад}^* = 0.88$;

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{n}} = \quad (3.10)$$

$$\frac{k}{k-1} \cdot \eta_{ад}^* = \frac{n}{n-1} \quad (3.11)$$

Примем величины осевой составляющей абсолютных скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно $C_{z_1} =$ и $C_{z_2} =$. Втулочное отношение выберем $\nu_1 =$. Расход воздуха G_b .

Из уравнения расхода первой ступени выразим значение наружного диаметра на входе в компрессор:

$$G_b = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{H_1}^2 - D_{BT_1}^2) \cdot C_{z_1} = \quad (3.12)$$

Откуда,

$$D_{H_1} = \sqrt{\frac{4G_b}{\rho_1 \cdot \pi \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot C_{z_1}}} = \quad (3.13)$$

Диаметр втулки первой ступени:

$$D_{BT_1} = \nu_1 \cdot D_{H_1} = \quad (3.14)$$

Средний диаметр первой ступени:

$$D_{cp_1} = \frac{D_{H_1} + D_{BT_1}}{2} = \quad (3.15)$$

Длина рабочей лопатки первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{H1} - D_{BT1}}{2} = \quad (3.16)$$

Размеры проходного сечения 2-2:

$$F_2 = \frac{G_B}{C_{z_2} \cdot \rho_2} = \quad (3.17)$$

Принимаем в проточной части $D_{BT} = \text{const.}$

Тогда:

$$\nu_2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{1+4F_2}{\pi \cdot D_{BT1}^2}}} = \quad (3.18)$$

Длина рабочей лопатки на последней ступени:

$$l_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\nu_2} - 1 \right) \cdot D_{BT1} = \frac{1}{2}() \quad (3.19)$$

Для расчета частоты вращения необходимо задать окружную скорость на наружном диаметре первой ступени u_{H1} , тогда:

$$n = \frac{60 \cdot u_{H1}}{\pi \cdot D_{H1}} = \quad (3.20)$$

Таким образом, для соединения вала турбоагрегата с валом генератора необходимо использовать редуктор, понижающий обороты до, передаточное отношение которого

Адиабатический напор в проточной части компрессора по полным параметрам:

$$H_{\text{ад. пр. ч.}}^* = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_1^* \cdot \left[\left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \quad (3.21)$$

Приближенная величина теоретического напора или удельная работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха:

Выберем средний теоретический напор

Число ступеней компрессора:

Принимаем

Теоретический напор в первой ступени:

Теоретический напор в средних ступенях:

Теоретический напор в последней ступени:

Считая рост напора в ступенях от и его падение в ступенях линейным, изобразим распределение напора на рисунке.

$$\sum h_i \approx H_k^* = \quad (3.22)$$

Уточняем величину окружной скорости на среднем диаметре первой ступени:

$$u_{cp1} = \frac{\pi \cdot D_{cp1} \cdot n}{60} = \quad (3.23)$$

Производим расчет первой ступени по среднему диаметру;

Коэффициент расхода на среднем диаметре:

$$\varphi_1 = \frac{C_{z1}}{u_{cp1}} = \quad (3.24)$$

Коэффициент теоретического напора:

$$\bar{h}_1 = \frac{h_1}{u_{cp1}^2} = \quad (3.25)$$

Отношение:

$$\frac{\bar{h}_1}{\varphi} = \quad (3.26)$$

Зададим степень реактивности $\Omega =$ и найдем:

$$\frac{\Omega}{\varphi} = \quad (3.27)$$

По графику находим $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1} =$

Коэффициент:

$$J = \frac{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)}{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}} = \quad (3.28)$$

При постоянной вдоль радиуса хорде относительный шаг u втулки первой ступени:

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{\text{вт}} = \frac{t}{b} \cdot \frac{D_{\text{вт1}}}{D_{\text{cp1}}} = \quad (3.29)$$

Окружные скорости на входе и на выходе из рабочего колеса принимаем одинаковыми, т. е. $u_{cp1} = u_{cp2} = u =$.

Проекция абсолютной скорости на окружное направление входной скорости на входе в рабочее колесо:

$$C_{u1} = u(1 - \Omega) - \frac{h_1}{2u} = \quad (3.30)$$

На выходе из роабочего колеса:

$$C_{u_2} = u(1 - \Omega) + \frac{h_1}{2u} = \quad (3.31)$$

Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо:

$$C_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + C_{u_1}^2} = \quad (3.32)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_1 = \text{arcctg} \left(\frac{C_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arctg} () \quad (3.33)$$

Температура воздуха перед рабочим колесом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot \frac{k_B}{k_B - 1} \cdot R_B} = \quad (3.34)$$

Проекция относительной скорости W на окружное направление входной скорости на входе в рабочее колесо:

$$W_{u_1} = C_{u_1} - u = \quad (3.35)$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$W_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + W_{u_1}^2} = \quad (3.36)$$

Число Маха по относительной скорости на входе в рабочее колесо первой ступени:

$$M_{W_1} = \frac{W_1}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T}} = \quad (3.37)$$

Наклон входной относительной скорости при отсчете от отрицательного направления оси u характеризуется углом β :

$$\beta_1 = \text{arcctg} \left(\frac{W_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \quad (3.38)$$

Уменьшение осевой составляющей скорости в одной ступени:

$$\Delta C_z = \frac{C_{z_1} - C_{z_3}}{i} = \quad (3.39)$$

Осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса первой ступени:

$$C_{z_2} = C_{z_1} - \frac{\Delta C_z}{2} = \quad (3.40)$$

Абсолютная скорость на выходе в рабочее колесо:

$$C_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + C_{u_2}^2} = \quad (3.41)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_2 = \text{arccctg} \left(\frac{C_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arctg} () \quad (3.42)$$

Проекция относительной скорости W на окружное направление входной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$W_{u_2} = C_{u_2} - u = \quad (3.43)$$

Относительная скорость на выходе из колеса:

$$W_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + W_{u_2}^2} = \quad (3.44)$$

Наклон выходной относительной скорости:

$$\beta_2 = \text{arctg} \left(\frac{W_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \quad (3.45)$$

Угол поворота в решетке рабочего колеса:

$$\varepsilon = \beta_2 - \beta_1 = \quad (3.46)$$

Коэффициент расхода на внешнем диаметре:

$$\varphi_H = \frac{C_{z_1}}{u_{H_1}} = \quad (3.47)$$

Проверка числа Маха по средней относительной скорости на внешнем диаметре первой ступени:

$$M_{W_c} = u_{H_1} \cdot \frac{\sqrt{1 + \varphi_H^2}}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1^*}} = \quad (3.48)$$

Сверхзвуковое число M_{W_c} свидетельствует о необходимости профилирования лопаточного аппарата первой ступени по закону $\Omega = \text{const}$ вдоль радиуса.

На рисунке приведён построенный по полученным данным треугольник скоростей:

4 Расчет турбины

4.1 Исходные данные для расчета

4.2 Предварительный расчет турбины

5 ЗАКЛЮЧЕНИЕ