



Кафедра: «Механизированные
технологии и
землеустройство»

**РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА
ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С УТИЛИЗАЦИЕЙ
ТЕПЛОТЫ.**

Методические указания к выполнению расчетного задания по дисциплине «Теплотехника» для технических специальностей

Мулдашев М.А., доцент,
Сарсенов А.Е., ст. преподаватель

Рецензент: Ефремов Ю.Н. –канд.техн.наук, доцент

Расчет термодинамического цикла газотурбинной установки с утилизацией теплоты. Методические указания к выполнению расчетного задания по дисциплине «Теплотехника» для специальностей 5В080600–«Аграрная техника и технология», 5В073100–«Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды», 5В071300–«Транспорт, транспортная техника и технологии», 5В070800–«Нефтегазовое дело», 5В072400–«Технологические машины и оборудования», 5В071800–«Электроэнергетика»

Рассмотрено на заседании кафедры «Механизированные технологии и землеустройство», протокол №6, от «05» января 2016 года.

Рекомендовано учебно-методическим бюро политехнического факультета, протокол №6, от «26» января 2016 года.

Одобрено УМС университета, протокол №4, от «28» января 2016 года.

В методических указаниях приведена краткая история развития газотурбинного двигателя, принцип его работы и метод расчета термодинамического цикла, сравнение его термического коэффициента полезного действия с циклом Карно, а также расчет регенератора теплоты, отработавших газов с определением производительности котла-утилизатора. Предназначена для самостоятельного выполнения расчетно-графической работы по дисциплине «Теплотехника».

РГП «Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир хана», 2016

Содержание

	Стр.
Введение	6
1. Принцип работы газотурбинного двигателя.....	8
2. Задание	10
3. Расчет термодинамического цикла газотурбинного двигателя (ГТД) ..	11
3.1 Определение начальных физических свойств рабочего тела.	11
3.2 Определение параметров рабочего тела в характерных точках	13
3.3 Построение диаграммы цикла	17
3.4 Определение работы, количества подведенной или отведенной теплоты.	18
4. Расчет регенератора	21
4. 1 Общие сведения.....	21
4.2 Определение количества воздуха, проходящего через теплообменный аппарат	22
5. Расчёт производительности котла-утилизатора	27
Заключение	28
Литература.....	29

Введение

Газотурбинный двигатель (ГТД) — тепловой двигатель, в котором газ сжимается и нагревается, а затем энергия сжатого и нагретого газа преобразуется в механическую работу на валу газовой турбины.

В отличие от поршневого двигателя, в ГТД процессы происходят в потоке движущегося газа.

Сжатый атмосферный воздух из компрессора поступает в камеру сгорания, туда же подаётся топливо, которое, сгорая, образует большое количество продуктов сгорания под высоким давлением. Затем в газовой турбине энергия газообразных продуктов сгорания преобразуется в механическую работу за счёт вращения струёй газопаток, часть которой расходуется на сжатие воздуха в компрессоре. Остальная часть работы передаётся на приводимый агрегат. Работа, потребляемая этим агрегатом, является полезной работой двигателя. Газотурбинные двигатели имеют самую большую удельную мощность среди тепловых двигателей, до 6 кВт/кг.

В качестве топлива может использоваться любое горючее, которое можно диспергировать: бензин, керосин, дизельное топливо, мазут, природный газ, судовое топливо, водяной газ, спирт и измельченный уголь.

Первые газовые турбины были созданы в конце 19-го века. В 1872 г. инженер Штольд запатентовал в Германии газовую турбину, но из-за низкого КПД турбины проект не был реализован.

Первую попытку создания и практического применения газовой турбины предпринял инженер-механик русского флота П. Д. Кузьминский. В 1897 г. он построил небольшую радиальную газовую турбину. Однако он не успел закончить начатую работу.

В настоящее время тепловые и теплосиловые установки, в том числе и газовые турбины, получили широкое распространение в различных отраслях народного хозяйства. Газовые турбины широко используются как стационарные силовые установки в насосно-компрессорных станциях, в теплоэлектростанциях и т.д. Из-за своей компактности и высокой удельной мощности они широко используются в авиации и на некоторых большегрузных автомобилях. На предприятиях нефтяной и газовой промышленности они составляют основную важнейшую часть технологического оборудования. Любой специалист, работающий на транспорте и в нефтегазовой отрасли должен обладать хотя бы основными знаниями об энергетических и технологических газотурбинных установках, принципах их работы.

Наука, изучающая методы использования энергии топлива, законы процессов изменения состояния вещества, принципы работы различных машин и аппаратов, энергетических и технологических установок,

называется теплотехникой. Теоретическими основами теплотехники являются термодинамика и теплопередача.

В данном методическом указании приведена методика расчёта термодинамического цикла газотурбинной двигателя с регенерацией теплоты уходящих газов и его КПД сравнивается с циклом Карно при таких же начальных условиях. Также, с целью повышения степени использования теплоты в ГТУ отходящие газы можно направить в котлы-утилизаторы с целью получения горячей воды или пара для технологических или бытовых нужд и отопления. Расчет заканчивается определением производительности котла-утилизатора.

1. Принцип работы газотурбинного двигателя

Одну из простейших конструкций газотурбинного двигателя, для понятия его работы, можно представить как вал, на котором находится два диска с лопатками, первый диск компрессора, второй — турбины, в промежутке между ними установлена камера сгорания.



Рис. 1 Схема простейшего газотурбинного двигателя

Принцип работы газотурбинного двигателя: в компрессоре происходит всасывание и сжатие воздуха, подача его в камеру сгорания, смешение сжатого воздуха с топливом для образования топливо-воздушной смеси, воспламенение полученной топливо-воздушной смеси (ТВС) при помощи свечи зажигания. Затем, при расширении газов, при сгорании топливо-воздушной смеси, формируется вектор давления газа, направленный в сторону меньшего сопротивления (в направлении лопаток турбины). Далее, происходит передача энергии (давления) газа лопатками турбины на диск или вал, в котором эти лопатки закреплены. Вал турбины приводит во вращение диск (вал) компрессора.

Увеличение количества подаваемого топлива (добавление "газа") вызывает генерирование большего количества газов высокого давления, что, в свою очередь, ведёт к увеличению числа оборотов турбины и диска(ов) компрессора и, вследствие этого, увеличению количества нагнетаемого воздуха и его давления, что позволяет подать в камеру сгорания и сжечь больше топлива. Количество топливо-воздушной смеси зависит напрямую от количества воздуха поданного в камеру сгорания. Увеличение количества ТВС приведёт к увеличению давления в камере сгорания и температуры газов на выходе из камеры сгорания и, вследствие этого, позволяет создать бóльшую энергию выбрасываемых газов, направленную для вращения турбины и повышения реактивной силы.

Как и во всех циклических тепловых двигателях, чем выше температура сгорания, тем выше КПД (если точнее, чем выше разница между "нагревателем" и "охладителем"). Сдерживающим фактором является способность стали, никеля, керамики или других материалов, из которых состоит двигатель, выдерживать температуру и давление. Значительная часть инженерных разработок направлена на то, чтобы отводить тепло от частей турбины. Большинство турбин также пытаются рекуперировать тепло выхлопных газов, которое, в противном случае, теряется впустую. Рекуператоры — это теплообменники, которые передают тепло выхлопных газов сжатому воздуху перед сгоранием. При комбинированном цикле тепло передается системам паровых турбин. И при комбинированном производстве тепла и электроэнергии (когенерация) отработанное тепло используется для производства горячей воды.

Как правило, чем меньше двигатель, тем выше должна быть частота вращения вала(ов), необходимая для поддержания максимальной линейной скорости лопаток. Максимальная скорость турбинных лопаток определяет максимальное давление, которое может быть достигнуто, что приводит к получению максимальной мощности, независимо от размера двигателя. Реактивный двигатель вращается с частотой около 10000 об/мин и микро-турбина — с частотой около 100000 об/мин.

Авиационные двигатели также часто используются для генерации электрической мощности, благодаря их способности запускаться, останавливаться и изменять нагрузку быстрее, чем промышленные машины.

Для дальнейшего развития авиационных и газотурбинных двигателей рационально применять новые разработки в области высокопрочных и жаропрочных материалов для возможности повышения температуры и давления. Применения новых типов камер сгорания, систем охлаждения, уменьшения числа и массы деталей и двигателя в целом, возможно в прогрессе применение альтернативных видов топлива, изменение самого представления конструкции двигателя.

2. Задание

Определить параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении и регенерацией теплоты отходящих газов. Отработавшие газы утилизируются путём подогрева воды в котле-утилизаторе.

Внутреннюю энергию, энтальпию и энтропию определить относительно состояния при нормальных условиях.

Для каждого процесса цикла определить работу, количество подведённой или отведённой теплоты, изменение внутренней энергии и энтальпии.

Определить работу цикла, термический КПД цикла и сравнить его с КПД цикла Карно, имеющего одинаковые с расчётным циклом максимальную и минимальную температуры.

На масштабной-координатной бумаге формата А4 -построить цикл в P, v и T, s координатах.

Рассчитать площадь поверхности теплообмена водотрубного теплообменника, его основные размеры (диаметр, длину и количество труб) и производительность по горячей воде (температура горячей воды 65 °С).

Предварительные данные для расчета: массовая доля газов, входящих в состав рабочего тела, %; степень предварительного (изобарного) расширения, ρ ; степень повышения давления в компрессоре π_k ; мощность газотурбинного двигателя, N_e . Приведены в таблице 1. Рабочее тело – 1 кг. газовой смеси.

Вариант задания выбирается по последней и предпоследней цифре номера (шифра) зачетной книжки (студенческого билета).

Таблица 1. Варианты заданий

Последняя цифра шифра	Массовая доля газов, входящих в рабочее тело, %				Предпоследняя цифра шифра	Характеристики цикла		Мощность ГТД, кВт. N_e
	CO ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O		ρ	π_k	
1	11,8	6,8	75,6	5,8	1	1,5	12	1000
2	11,5	6,6	76,5	5,4	2	1,6	11	1200
3	11,3	6,4	75,8	6,5	3	1,7	10	1400
4	10	6,8	75,4	7,8	4	1,8	9	1600
5	10,5	6,6	75,6	7,3	5	1,9	8	1800
6	10,7	5,6	76,9	6,8	6	2,0	7	2000
7	15,4	5,4	70,6	8,6	7	2,1	6	2200
8	14,5	6,3	70,2	9	8	2,3	12	2400
9	12,3	4,5	78,9	4,3	9	2,3	11	1500
0	13,5	4,1	77,6	4,8	0	2,4	10	1300

3. Расчет термодинамического цикла газотурбинного двигателя (ГТД)

3.1 Определение начальных физических свойств рабочего тела.

Газовую постоянную рабочего тела определяют по формуле:

$$R_{см} = \sum_{i=1}^n m_i R_i$$

где m_i – массовая доля газа, входящего в состав газовой смеси.

R_i – газовая постоянная отдельных компонентов, входящих в смесь.

Для перевода массовых долей в объемные пользуются формулой

$$r_i = \frac{\frac{m_i}{\mu_i}}{\sum_{n=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}}$$

где μ_i – молекулярная масса газа, входящего в состав смеси.

Кажущаяся молекулярная масса смеси определяется из уравнения

$$\mu_{см} = \sum_{n=1}^n r_i \mu_i$$

или из уравнения

$$\mu_{см} = \frac{\mu R}{R_{см}}$$

где μR – универсальная газовая постоянная, равная $\mu R = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$

Плотность газовой смеси ($\text{кг}/\text{м}^3$) определяется из выражения $\rho_{см} = \sum r_i \rho_i$ или, если известен массовый состав, по формуле:

$$\rho_{см} = \frac{1}{\sum_{n=1}^n \frac{m_i}{\rho_i}}$$

Удельный объем смеси представляет величину, обратную плотности ($\text{м}^3/\text{кг}$) каждого компонента газовой смеси.

Удельная массовая теплоемкость определяется по формулам:

$$c_p = \frac{\mu C_p}{\mu}, \quad c_v = \frac{\mu C_v}{\mu}$$

где μC_p и μC_v значения мольной теплоемкости газа, (Таблица 2).

Таблица 2. Приближенные значения молярных теплоемкостей при постоянном объеме и постоянном давлении ($C = \text{const}$)

Газы	$\mu C_v, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	$\mu C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$
Одноатомные	12,56	20,93
Двухатомные	20,93	29,31
Трех-и многоатомные	29,31	37,68

Удельная объемная теплоемкость смеси определяется по формулам:

$$C'_p = \frac{\mu C_p}{22,4}; \quad \text{и } C'_v = \frac{\mu C_v}{22,4}.$$

Удельная теплоемкость газовой смеси определяется по следующим формулам:

Удельная массовая теплоемкость

$$C_{v.\text{КОС}} = \sum_1^n m_i C_{pi} \quad C_{v.\text{КОС}} = \sum_1^n m_i C_{vi}$$

Удельная объемная теплоемкость

$$C'_{p.\text{КОС}} = \sum_1^n r_i C'_{pi} \quad C'_{v.\text{КОС}} = \sum_1^n r_i C'_{vi}$$

Определяем энтальпию и внутреннюю энергию газовой смеси, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$h_l = C_{p.\text{см}} T_l.$$

$$u_l = C_{v.\text{см}} T_l,$$

Энтропия газовой смеси

$$s_1 = C_{p.\text{см}} \ln \frac{T_1}{T_H} - R_{\text{см}} \ln \frac{P_1}{P_H},$$

где T_H и P_H - параметры газовой смеси при нормальных условиях, ($T_H = 273,15 \text{ К}$, $P_H = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$).

Если определение энтропии в точке идет при совпадающем значении давления $P_1 = P_H$, то уравнение упрощается и принимает вид

$$S_1 = C_{pсм} \ln \frac{T_1}{273,15};$$

3.2 Определение параметров рабочего тела в характерных точках

Термодинамический цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении состоит из двух изобар и двух адиабат (Рис. 1).

Рабочее тело имея начальные параметры P_1, v_1 и T_1 адиабатно сжимается до P_2, v_2 и T_2 , затем к рабочему телу подводится тепло и происходит изобарное расширение 2-3 до P_3, v_3 и T_3 . После точки 3 расширение рабочего тела продолжается по адиабате 3 – 4 до состояния P_4, v_4 и T_4 . Начиная с точки 4 начинается изобарный отвод теплоты 4 – 1 и одновременно происходит процесс сжатия. В результате рабочее тело приходит в исходное состояние с термодинамическими параметрами P_1, v_1 и T_1 . Характеристиками цикла являются: степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = P_2/P_1$ и степень изобарного расширения $\rho = v_3/v_2$.

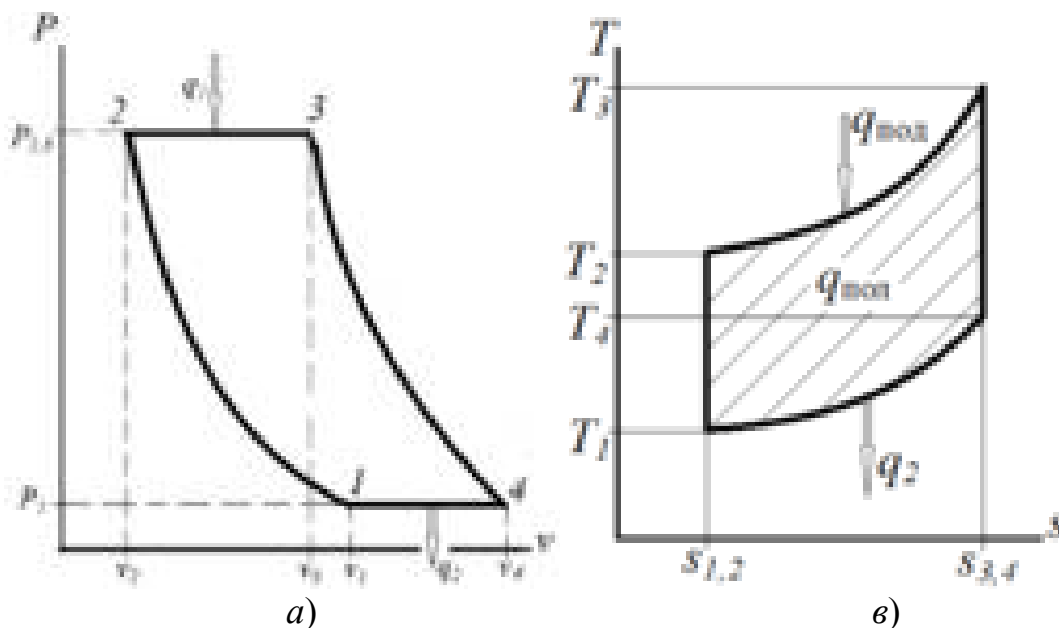


Рис. 1 Изображение термодинамического цикла газотурбинного двигателя в: а) Pv -координатах, в) Ts - координатах

Параметры рабочего тела в точке 2.

Удельный объем можно определить через степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = \frac{P_2}{P_1}$$

отсюда

$$P_2 = \pi_k \cdot P_1$$

Допускают что, в термодинамических циклах тепловых машин сжатие рабочего тела происходит по адиабате, и тогда давление (МПа) в точке 2 определится из уравнения адиабатного процесса:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$$

отсюда

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k = \varepsilon^k P_1,$$

Показатель адиабаты сжатия определяется по отношению теплоемкостей рабочего тела:

$$k = \frac{C_{p,cm}}{C_{v,cm}},$$

Температура в точке 2 также определится по зависимости адиабатного процесса:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Плотность(кг/м³) рабочего тела в точке 2

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2}$$

Значения и изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии для каждого процесса определяется для проверки расчетов.

Энтальпия, кДж/кг.

$$h_2 = C_{p,cm} \cdot T_2$$

Внутренняя энергия, кДж/кг.

$$u_2 = C_{v,cm} T_2$$

Так как в адиабатном процессе теплота к рабочему телу не подводится и не отводится от него, соответственно, энтропия в этом процессе не меняется:

$$S_2 = S_1$$

Изменение энтальпии в процессе адиабатного сжатия

$$\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1$$

Изменение внутренней энергии в процессе 1-2.

$$\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1$$

Определение параметров рабочего тела в точке 3.

Процесс сгорания топлива в камере сгорания газотурбинного двигателя замещается процессом подвода теплоты к рабочему телу при постоянном давлении т.е. $P_3 = P_2$.

Удельный объем в точке 3 определяется по соотношению:

$$v_3 = \rho \cdot v_2$$

где ρ – степень предварительного (изобарного) расширения.

Температура в точке 3 определится из уравнения изобарного процесса:

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2},$$

Плотность рабочего тела в точке 3

$$\rho_3 = \frac{1}{v_3},$$

Энтальпия рабочего тела в точке 3

$$h_3 = C_{p,см} T_3$$

Внутренняя энергия

$$u_3 = C_{v,см} T_3$$

Значение энтропии

$$S_3 = C_{p,см} \ln \frac{T_3}{T_H} - R_{см} \ln \frac{P_3}{P_H},$$

Изменение энтальпии в процессе изобарного подвода теплоты

$$\Delta h_{2-3} = h_3 - h_2$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta u_{2-3} = u_3 - u_2$$

Изменение энтропии

$$\Delta S_{2-3} = S_3 - S_2$$

Количество подведенной теплоты в изобарном процессе 2-3

$$q_1 = C_p (T_3 - T_2)$$

Определение параметров рабочего тела в точке 4.

Начальная температура процесса адиабатного расширения равна T_3 .

Рабочее тело поступает в газовую турбину, где расширяется по адиабате практически до атмосферного давления т.е. $P_4 = P_1$.

Температура рабочего тела в точке 4 определится по соотношениям параметров адиабатного процесса:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

отсюда
$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}};$$

Удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$.

$$v_4 = \frac{R_{\text{см}} T_4}{P_4}$$

Энтальпия

$$h_4 = C_p T_4$$

Внутренняя энергия,

$$u_4 = C_v \cdot T_4.$$

Энтропия

$$S_4 = C_{p,\text{см}} \ln \frac{T_4}{T_H} - R_{\text{см}} \ln \frac{P_4}{P_H}$$

Изменение энтальпии в процессе адиабатного расширения

$$\Delta h_{3-4} = h_4 - h_3$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta u_{3-4} = u_4 - u_3$$

Изменение энтропии $\Delta s_{4-3} = 0$.

3.3 Построение диаграммы цикла

Процессы, изображаемые в $P-v$ и $T-S$ координатах, необходимо строить не менее чем по трем точкам.

Для нахождения параметров промежуточных точек в начале надо принять произвольно значение одного какого-либо параметра таким образом, чтобы это значение находилось между его численными значениями в крайних точках процесса.

Последующий параметр определяется из уравнения, характеризующего данный процесс, составленного для одной (любой) промежуточной точки

Процесс 1-2 Возьмем произвольную точку a , (Рис.2).

Принимаем: $Pv^k = C$. В данном случае ($P=P_a$).

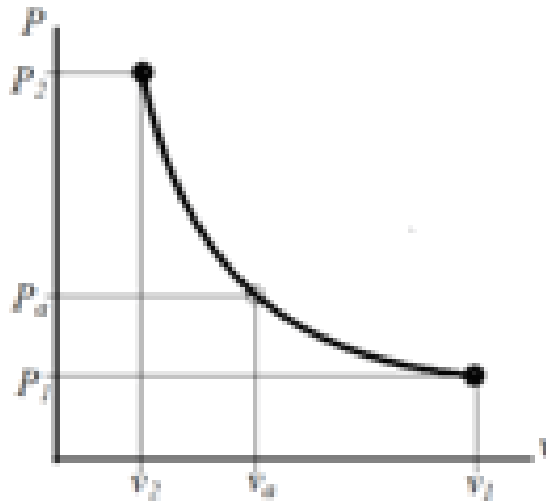


Рис. 2. Построение промежуточных точек процесса;

По уравнению адиабаты идеального газа для точки 1 и точки 2:

$$\frac{P_1}{P_a} = \frac{v_a^k}{v_1^k}$$

Отсюда удельный объем в точке a , $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$v_a = v_1 \left(\frac{P_1}{P_a} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Температура, К

$$T_a = \frac{P_a v_a}{R_{\text{см}}}$$

Энтальпия в точке a , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$h_a = C_p T_a$$

Внутренняя энергия, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$$u_a = C_{v,\text{см}} T_a$$

Энтропия, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$S_a = C_{p,\text{см}} \ln \frac{T_a}{T_H} - R_{\text{см}} \ln \frac{P_a}{P_H}$$

Аналогично определяются параметры на всех других процессах рассматриваемого цикла. По найденным значениям строят диаграмму цикла в координатах P - v и T - s . Масштаб диаграммы выбирается произвольно исходя из численных значений параметров.

3.4 Определение работы, количества подведенной или отведенной теплоты.

Процесс 1-2 адиабатное сжатие ($\delta q=0$).

$$q_{1-2} = \Delta u + l_{1-2} = \Delta h + \omega_{1-2} = 0$$

отсюда потенциальная работа равна,

$$\omega_{1-2} = h_1 - h_2 = C_{p,\text{кос}}(T_1 - T_2)$$

Знак минус, перед полученным значением показывает, что работа затрачивается на сжатие рабочего тела.

Термодинамическая работа

$$l_{1-2} = u_1 - u_2 = C_{v,\text{кос}}(T_1 - T_2)$$

Процесс 2-3, изобарный подвод теплоты $P=\text{const}$.

Потенциальная работа в данном процессе равна нулю т.е. $\omega_{2-3}=0$ так как $P=\text{const}$.

Термодинамическая работа

$$l_{2-3} = P_3(v_3 - v_2)$$

Количество подведенной (отведенной) теплоты

$$q_{2-3} = h_3 - h_2.$$

При разнице знак плюс показывает, что теплота подводится, а минус - отводится.

Изменение внутренней энергии

$$\Delta u_{2-3} = C_{v,\text{кос}}(T_3 - T_2)$$

Работа

$$l_{2-3} = q_{2-3} - \Delta u_{2-3}$$

Изменение энтропии в процессе 2-3

$$\Delta s_{2-3} = C_{p, \text{кос}} \ln \frac{T_3}{T_2}$$

Процесс 3-4. Адиабатное расширение ($\delta q = 0$).

$$q_{3-4} = \Delta u_{3-4} + l_{3-4} = \Delta h_{3-4} + \omega_{3-4} = 0$$

Отсюда потенциальная работа

$$\omega_{3-4} = -\Delta h_{3-4} = h_3 - h_4 = C_{p, \text{кос}}(T_3 - T_4)$$

Термодинамическая работа,

$$l_{3-4} = -\Delta u_{3-4} = C_{v, \text{кос}}(T_3 - T_4)$$

Процесс 4-1 Изобарное сжатие $P = \text{const}$.

Потенциальная работа

$$\omega_{4-1} = \Delta h_{4-1}$$

Изменение внутренней энергии в процессе

$$\Delta u_{4-1} = C_{v, \text{кос}}(T_1 - T_4)$$

Знак минус показывает, что теплота отводится от рабочего тела и уменьшается внутренняя энергия.

Из первого закона термодинамики можно найти работу

$$l_{4-1} = q_{4-1} - \Delta u_{4-1}$$

Если значение работы получилось со знаком минус, значит работа затрачивается на сжатие рабочего тела.

Изменение энтропии

$$\Delta s_{4-1} = C_{p, \text{см}} \ln \frac{T_1}{T_4}$$

или $\Delta s_{4-1} = s_1 - s_4$

Данные вычислений сводятся в таблицу.3.

Таблица 3. Параметры рабочего тела в характерных точках цикла

Т0	Параметры
----	-----------

	P_i МПа	$v_i, \frac{м^3}{кг}$	T_i, K	$t, ^\circ C$	$h_i, \frac{кДж}{кг}$	$u_i, \frac{кДж}{кг}$	$s_i, \frac{кДж}{кг \cdot K}$
1.							
2.							
3.							
4.							

Таблица 4.Изменение параметров в процессах цикла

Процессы	$l, \frac{кДж}{кг}$	$\omega, \frac{кДж}{кг}$	$\Delta h, \frac{кДж}{кг}$	$\Delta I, \frac{кДж}{кг}$	$q, \frac{кДж}{кг}$	$\Delta S, \frac{кДж}{кг \cdot K}$
1-2						
2-3						
3-4						
4-1						

Работа цикла.

Термодинамическая работа,

$$l_{\text{ц}} = l_{1-2} + l_{2-3} + l_{3-4} + l_{4-1}$$

Потенциальная работа

$$\omega_{\text{ц}} = \omega_{1-2} + \omega_{2-3} + \omega_{3-4} + \omega_{4-1}$$

В круговых процессах (циклах) термодинамическая работа должна быть равна потенциальной работе, то есть $l_{\text{ц}} = \omega_{\text{ц}}$.

Количество полезно использованной теплоты в цикле

$$q_{\text{пол}} = q_{2-3} - q_{4-1}$$

Термический К.П.Д. цикла

$$\eta_t = \frac{q_{\text{пол}}}{q_{\text{под}}},$$

где $q_{\text{под}}$ – количество подведенной к рабочему телу теплоты,

$$(q_{\text{под}} = q_{2-3}).$$

Коэффициент полезного действия цикла Карно, имеющего одинаковые с расчетным циклом максимальную и минимальную температуры

$$\eta_t^K = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}},$$

где $T_{\text{min}} = T_1$ и $T_{\text{max}} = T_3$.

Термический КПД цикла с полной регенерацией теплоты отходящих газов

$$\eta_t^P = 1 - \frac{T_1}{T_4}$$

Необходимо сравнить полученные значения коэффициентов полезного действия расчетного цикла с КПД цикла Карно.

4. Расчет регенератора

4.1 Общие сведения

В схеме ГТУ с регенерацией теплоты отходящих газов продукты сгорания после газовой турбины перед выбросом в атмосферу проходят регенератор, где подогревают сжатый воздух, подаваемый компрессором в камеру сгорания. Таким образом, при постоянной температуре газов перед турбиной T_3 сжатый воздух после компрессора на участке $2-a$ (Рис 3.) изобары $2-3$ подогревается отходящими из турбины газами и только на участке $a-3$ он нагревается за счет сжигания топлива. Площади $2 a b c$ и $4 f e c$ характеризуют соответственно количество теплоты, подводимой к воздуху и отнимаемой от продуктов сгорания в процессе регенерации теплоты. Соответственно на величину площади $2 a b c$ уменьшается количество подводимой теплоты, а работа цикла, определяемая площадью $1 2 3 4$, остается без изменения. Это и приводит к увеличению К.П.Д. цикла ГТУ с регенерацией теплоты по сравнению с К.П.Д. ГТУ без регенерации теплоты отходящих газов.

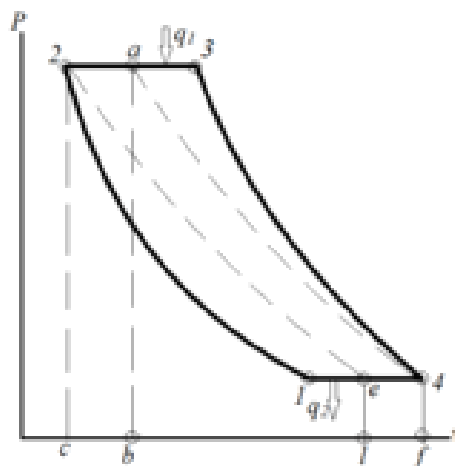


Рис. 3. Термодинамический цикл ГТУ с регенерацией и с изобарным подводом теплоты.

Регенератор представляет собой кожухотрубный теплообменный аппарат жёсткой конструкции с индексом противоточности $P=1$.

Температура воздуха на входе в теплообменник равна температуре в точке 2 цикла газотурбинной установки.

Температура газов на входе в теплообменник равна температуре газов в точке 4 цикла ГТУ.

Массовый расход газов (кг/с), выходящих из ГТУ определится из выражения:

$$G_{\Gamma} = \frac{N_e}{\Delta h_{2-3} - \Delta h_{4-1}},$$

где N_e – мощность ГТУ, кВт;

$\Delta h_{2-3}, \Delta h_{4-1}$ - изменение удельной энтальпии в процессе 2-3 и 4-1 цикла ГТУ, кДж/кг.

Потенциальная мощность теплообменного аппарата, кВт.

$$Q = G_{\Gamma} \cdot C_{\text{пр}}(T_4 - T_1)$$

где $C_{\text{пр}}$ – удельная изобарная теплоёмкость отходящих газов, кДж/кг.К. (берётся с первого раздела).

4.2 Определение количества воздуха, проходящего через теплообменный аппарат

Определим секундный расход топлива (кг/с) по формуле:

$$B = \frac{N_e}{Q_n^p \cdot \eta_t},$$

где Q_n^p - низшая удельная теплота сгорания топлива, (для жидких нефтяных топлив $Q_n^p = 41 \dots 44$ МДж/кг);

η_t - термический КПД теплосилового устройства, рассчитанный в первом разделе.

Расход воздуха для сгорания топлива, кг/с.

$$G_{\text{вг}} = B \cdot l_o \cdot \alpha$$

где l_o – количество воздуха для полного сгорания одного килограмма топлива (для нефтяных топлив $l_o \approx 14,8$ кг. воздуха/ 1 кг. топлива.)

α – коэффициент избытка воздуха ($\alpha = 1,1 \dots 1,3$).

Последовательность проведения теплового и конструктивного расчётов рекуперативных теплообменных аппаратов:

1. Уточняют технологическую и тепловую схемы, в которых одним из элементов является рассматриваемый теплообменный аппарат.

2. Оценивают величину продувок, дренажей, сливов, проб и других потерь и составляют схемы тепловых и материальных потоков для рассчитываемого аппарата.

3. Составляют тепловой баланс аппарата, после которого уточняют теплопроизводительность, расходы, начальные и конечные температуры теплоносителей, их физико-химические свойства, токсичность и агрессивность по отношению к конструктивным материалам.

Определяют сообразно с технологическими свойствами теплоносителей конструкцию:

1. Теплообменника, а по химической агрессивности газов и по экономическим соображениям выбирают конструкционные материалы для его изготовления.

2. Выбирают в зависимости от свойств и температуры теплоносителей, степени рекуперации теплоты и конструктивной схемы теплообменника направление относительного тока обменивающихся теплотой веществ. Противоточное движение теплоносителей всегда должно быть наиболее желательным при проектировании нового теплообменника, так как при прочих равных условиях оно способствует повышению теплопроизводительности Q или уменьшению рабочей поверхности аппарата F .

3. В решении вопроса выбора тока теплоносителя относительно поверхности теплообмена при наружном омывании пучка труб следует руководствоваться следующим правилом: при отношении $Nu/Pr^{0,4} > 58$ выгоднее продольное, а при $Nu/Pr^{0,4} < 58$ – поперечное омывание.

4. Определяют среднюю разность температур теплоносителей Δt_{cp} .

5. На основе опытов или с помощью справочников по теплопередаче ориентировочно оценивают значение коэффициентов теплоотдачи для теплоносителей как от горячего к стенке (α_1), так и от стенки к холодному (α_2).

Можно пользоваться следующими средними значениями:

а) ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи, Вт/(м²·К),

При нагревании и охлаждении воздуха 1 - 50

При нагревании и охлаждении перегретого пара 20 - 100

При нагревании и охлаждении масел 200 - 1500

При нагревании и охлаждении воды 500 - 10000

При кипении воды 500 - 45000

При плёночной конденсации водяных паров 4000 - 15000

При капельной конденсации водяных паров 40000 - 120000

При конденсации органических паров.....500 – 2000

б) ориентировочные значения коэффициента теплопередачи k , Вт/(м²·К)

при теплопередачах:

от газа к газу	25
от газа к воде	50
от керосина к воде	300
от воды к воде	1000
от конденсирующихся паров к воде	2500
от конденсирующихся паров к маслам	300

6. Определяют термическое сопротивление поверхности теплообмена вместе с загрязнениями на обеих её сторонах.

7. С учётом загрязнённости поверхности определяют ориентировочные значения коэффициента теплопередачи.

Для цилиндрической стенки

$$k = \frac{1}{d_{cp} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}} \right) + R_{заг}}$$

где d_{cp} , $d_{вн}$, $d_{нар}$ – средний, внутренний и наружный диаметры трубы, м.

λ – коэффициент теплопроводности материала теплообменной поверхности;

$R_{заг}$ – сопротивление теплопередаче загрязнений на поверхности трубы

По ориентировочному значению k определяют предварительное эскизное значение поверхности теплообмена $F_{эс}$:

$$F_{эс} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}$$

В практических расчётах среднюю температуру теплоносителя часто определяют как среднеарифметическую начального и конечного её значений.

Далее выбирают скорость теплоносителя, направление тока. Загрязнённый теплоноситель следует подавать в трубы, а чистый – в межтрубное пространство, так как очистку внутренней поверхности труб, особенно прямых, легко осуществить.

Теплоноситель с высоким давлением и температурой предпочтительнее направлять в трубы, что способствует снижению

механической нагрузки на корпус аппарата и снижению тепловых потерь в окружающую среду.

Выбирают диаметр труб и определяют их длину и число. В промышленных теплообменниках редко применяют трубы наружным диаметром менее 17 мм. Чаще всего устанавливают трубы наружным диаметром 22, 25, 32, 38 мм (последние два размера относятся к стальным трубам). Для загрязнённых теплоносителей применяют трубы наружным диаметром 44,5, 51, 57, 76 мм. При проектировании теплообменных аппаратов необходимо иметь в виду, что трубы из цветных металлов следует применять только в особо важных случаях.

Если обозначить:

$F_{вн}$ – поверхность теплообмена на внутренней стороне труб, m^2 ;

d_n и $d_{вн}$ – наружный и внутренний диаметры труб, м;

l – общая длина трубы в расчёте на одноходовой пучок, м;

l' – длина трубы в одном ходе многоходового пучка, м;

n – число труб в аппарате;

z – число ходов в аппарате;

$S_{тр}$ – проходное сечение труб в одном ходе, m^2 ;

ω – скорость теплоносителя в трубах, м/с;

m – массовый расход теплоносителя, кг/с;

ρ – плотность теплоносителя, kg/m^3 .

Поверхность теплообмена в трубчатом аппарате выражается формулой,

$$F_{вн} = \frac{\pi d_{вн}}{n},$$

Выразим секундный объем, протекающий в трубах жидкости в виде:

$$V = S_{тр} \omega = \frac{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot n \cdot \omega}{4z},$$

Тогда общее число труб в аппарате

$$n = \frac{4zS_{тр}}{\pi d_{вн}^2},$$

Длина труб

$$l = \frac{F_{вн}}{\pi d_{вн}^2 n} = \frac{F_{вн} \pi d_{вн}^2}{\pi d_{вн}^2 4zS_{тр}} = \frac{F_{вн}}{4zS_{тр}},$$

Выразим длину труб через расход и скорость теплоносителя.

При $z=1$

$$V = \frac{G}{\rho} = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} n \omega,$$

откуда

$$n = \frac{4G}{\pi d_{\text{вн}}^2 \omega \rho},$$

Тогда другое соотношение для длины трубы в аппарате выразится как

$$l = \frac{F_{\text{вн}} d_{\text{вн}} \rho}{4G} \omega.$$

При большой расчётной длине конструируют многоходовые теплообменники, в которых число ходов теплоносителя по трубам $z = l / l'$.

При проектировании трубной решётки шаг между центрами труб принимают не менее $1,3 d_{\text{н}}$.

Далее необходимо начертить схему теплообменника и сделать выводы.

5. Расчёт производительности котла-утилизатора

В начале необходимо описать назначение и общее устройство котлов-утилизаторов.

Составляется балансовое уравнение

$$m_{\text{г}}C_{\text{пг}}(T_4 - T_1) = m_{\text{в}}C_{\text{в}}(T_{\text{в}}' - T_{\text{в}}) \cdot \eta$$

где $m_{\text{г}}$ – массовый расход газа, кг/с;

$m_{\text{в}}$ – массовый расход воды, кг/с;

$C_{\text{в}}$ – теплоёмкость воды, кДж/кг·К;

$T_{\text{в}}'$ – температура воды после теплообменника, °С;

$T_{\text{в}}$ – температура воды перед теплообменником, °С;

η – коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду.

Из балансового уравнения необходимо определить секундный выход горячей воды из котла-утилизатора, (кг/с):

$$m_{\text{в}} = \frac{m_{\text{г}}C_{\text{пг}}(T_4 - T_1)}{C_{\text{в}}(T_{\text{в}}' - T_{\text{в}})}.$$

Заключение

Газотурбинные установки применяются в качестве двигателя на различных транспортных средствах (авиация, водный и сухопутный транспорт), так и как стационарные энергетические установки, в основном, для производства электрической энергии.

Основное преимущество двигателей внешнего сгорания, в том числе и газотурбинных – это возможность применения для их работы как газообразных так и жидких топлив, в том числе и относительно низкого качества.

Это достигается тем, что в газотурбинных двигателях возможно создавать наиболее благоприятные условия для полного сгорания топлива, и соответственно снизить количество вредных выбросов.

Решение задач данных методических указаний дает возможность глубже изучить законы термодинамики, теплопередачи и применения этих законов в практике эффективного использования теплоты в тепловых двигателях и оценивать их по критериям степени использования теплоты.

Литература.

Основная:

1. Апальков А.Ф. Теплотехника :учеб.пособие очн и заочн. форм / А.Ф. Апальков. – Ростов н /д. : Феникс, 2008. – 186 с.
2. Бахшиева Л. Т. Техническая термодинамика и теплотехника / Л. Т. Бахшиева, Б. П. Кондауров, А. А. Захарова. - М. : Академия, 2006. - 272 с.
3. Кордон М. Я. Теплотехника : учеб. пособие / М. Я. Кордон, В. И. Симакин, И. Д. Горешник. – Пенза : ПГУ, 2005.-165 с.
4. Луканин В. Н. Теплотехника: учебник для студ. технич. спец. вузов / В. Н. Луканин. – М. : Высшая школа, 2006. – 671 с.
5. Шатров М. Г. Теплотехника / М. Г. Шатров, И. Е. Иванов, С. А. Пришвин. – М. : Академия, 2011.-288 с.

Дополнительная:

6. Баскаков А. П. Теплотехника: Учеб.для вузов / А.П.Баскаков, Б.В.Берг, О.К.Витт и др.; Под ред. А.П.Баскакова.- 2-е изд., перераб.- М.:Энергоатомиздат,1991.-224 с.
7. Поршаков Б.П. Термодинамика и теплопередача (втехнологических процессах нефтяной и газовой промышленности) / Б. П. Поршаков, Р. И. Бикчентай, Б. А. Романов. - М.: Недра, 1987.-253 с.
8. Поршаков Б.П. Основы термодинамики и теплотехники / Б. П. Поршаков, Б. А. Романов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1988.- 195 с.