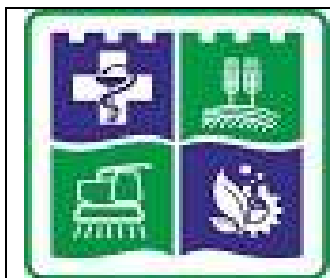


МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ



ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
**«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАР-  
НЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**  
(ФГБОУ ВО Южно-Уральский ГАУ)  
**Институт агроинженерии**

**Решения задач размещены на сайте [zadachi24.ru](http://zadachi24.ru)**

Кафедра «Энергообеспечение и автоматизация технологических процессов»

Методические указания  
для самостоятельной работы по дисциплине

## **ТЕПЛОТЕХНИКА**

для обучающихся по направлению подготовки  
бакалавров 35.03.06 Агроинженерия

**Профили:** Электрооборудование и электротехнологии  
Электротеплообеспечение муниципальных образований  
Электрооборудование и автоматизация технологических процессов  
Электроснабжение предприятий (прикладной)

Форма обучения – **очная, заочная**

Челябинск  
2017

Методические указания для самостоятельной работы обучающихся дисциплине «Теплотехника» составлены в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования, утвержденного приказом Министерства образования и науки Российской Федерации и приказа Министерства образования и науки Российской Федерации от 19.12.2013 г. № 1367 «Об утверждении Порядка организации и осуществления образовательной деятельности по образовательным программам высшего образования - программам бакалавриата, программам специалитета, программам магистратуры», Положения об организации самостоятельной работы обучающихся ФГБОУ ВО Южно-Уральского ГАУ (ЮУрГАУ-П-02-39/01-16), а также рабочей программы дисциплины. Методические указания предназначены обучающимся по направлениям подготовки бакалавров 35.03.06 «Агроинженерия» по профилям: электрооборудование и электротехнологии, электротеплообеспечение муниципальных образований, электрооборудование и автоматизация технологических процессов, электроснабжение предприятий (прикладной).

Составители:

доктор технических наук, профессор кафедры ЭиАТП  
кандидат технических наук, ассистент кафедры ЭиАТП  
ассистент кафедры ЭиАТП

Г.А. Круглов  
О.А Гусева  
О.С. Волкова

## Задача № 1

### Цикл идеального компрессора

Воздух в компрессоре сжимается от давления  $p_1$  до давления  $p_2$  (при изотермическом, адиабатном и политропном сжатии).

Исходные данные принять по таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета компрессора

№ п/п в жур- нале	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$n$	$T_1$ , К	$M$ , кг	№ п/п в жур- нале	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$n$	$T_1$ , К	$M$ , кг
1	0,10	0,30	1,20	285	2,0	17	0,15	1,10	1,22	345	1,9
2	0,10	0,40	1,22	290	2,2	18	0,15	1,20	1,23	340	1,8
3	0,10	0,50	1,23	295	2,3	19	0,15	1,30	1,24	335	1,7
4	0,10	0,60	1,24	300	2,4	20	0,15	1,40	1,25	330	1,6
5	0,10	0,70	1,25	305	2,5	21	0,20	0,80	1,26	325	1,5
6	0,10	0,80	1,26	310	2,6	22	0,20	0,90	1,27	320	1,4
7	0,10	0,90	1,27	315	2,7	23	0,20	1,00	1,28	315	1,3
8	0,10	1,00	1,28	320	2,8	24	0,20	1,10	1,29	310	1,2
9	0,10	1,10	1,29	325	2,7	25	0,20	1,20	1,30	305	1,5
10	0,10	1,20	1,30	330	2,6	26	0,20	1,30	1,31	300	1,6
11	0,15	0,50	1,31	335	2,5	27	0,20	1,40	1,32	295	1,7
12	0,15	0,60	1,32	340	2,4	28	0,20	1,50	1,33	290	1,8
13	0,15	0,70	1,33	345	2,3	29	0,20	1,60	1,34	285	1,9
14	0,15	0,80	1,34	350	2,2	30	0,20	1,70	1,35	280	2,0
15	0,15	0,90	1,35	355	2,1	31	0,10	0,60	1,32	340	2,4
16	0,15	1,00	1,20	359	2,0	32	0,15	1,00	1,28	320	2,8

1. Рассчитать

1.1. Параметры в начале сжатия: удельный объем  $v_1$ , м<sup>3</sup>/кг, и объем  $V_1$ , м<sup>3</sup>, для  $M$  кг воздуха.

1.2. Параметры в конце сжатия: удельный объем  $v_2$ , м<sup>3</sup>/кг и объем  $V_2$ , м<sup>3</sup>, для  $M$  кг воздуха; температуру  $T_2$ , К (для изотермического, адиабатного и политропного сжатия).

1.3. Для привода компрессора: удельную работу  $\ell$ , Дж/кг, и работу  $L$ , Дж, для  $M$  кг воздуха (для изотермического, адиабатного и политропного сжатия).

1.4. Изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , Дж/(К·кг) и энтропии  $\Delta S$ , Дж/К, для  $M$  кг воздуха (для изотермического, адиабатного и политропного сжатия).

2. Рассчитанный цикл вычертить в  $pV$  и  $Ts$  координатах (в масштабе).

3. Вычертить индикаторную диаграмму идеального и реального одноступенчатого компрессора в  $pV$ -координатах (б/м).

4. Ответить на контрольные вопросы

4.1. Назначение компрессора?

4.2. Какие допущения делаются при изучении идеального компрессора, отличающие его от реального компрессора?

## Общие теоретические положения

Компрессор – машина для сжатия и перемещения газов со степенью сжатия  $\epsilon > 1,1$ .

Торможение трамваев, поездов ж/д транспорта производится с помощью воздуха, сжимаемого в компрессоре. Сжатый воздух от компрессоров подается в шахты для отбойных молотков, в доменные печи, широко применяется для пневмотранспорта и других технических целей (элемент ТГУ). Компрессоры приводятся в действие от тепловых двигателей, от электродвигателей, следовательно, компрессор – это машина, не вырабатывающая энергию, а потребляющая ее. Поэтому понятно стремление проводить сжатие рабочего тела в компрессоре по термодинамическим процессам, которые требуют минимальной затраты работы. Термодинамика сжатия рабочего тела в компрессоре одинакова для любых типов компрессоров.

### Классификация

По принципу выполняемой работы:

- объемные компрессоры, в которых происходит повышение давления сжатия за счет уменьшения объема рабочего пространства. К ним относятся – поршневые компрессоры с возвратно-поступательным движением поршней, ротационные с вращающимися поршнями и зубчатые;

- лопастные – центробежные, осевые;
- струйные;
- винтовые.

По роду сжимаемого газа:

- воздушные;
- газовые (кислородные, фреоновые и др);
- паровые.

По создаваемому давлению:

- низкого давления  $p_{изб} = 2...0$  ат (0, ...1,0 МПа);
- среднего давления  $p_{изб} = 10...100$  ат (1,0...10 МПа);

- высокого давления  $p_{изб} = 100...1000$  ат ( $10...100$  МПа); пределы даны для воздуха.

### Поршневые компрессоры

По расположению оси цилиндра: горизонтальные; вертикальные; U-образные; W-образные.

По числу ступеней: одноступенчатые; 2-х ступенчатые; многоступенчатые.

По числу цилиндров: одноцилиндровые; 2-х цилиндровые; многоцилиндровые.

По способу охлаждения цилиндров и промежуточных холодильников: с воздушным охлаждением (небольшие передвижные компрессоры); с водяным охлаждением (стационарные компрессоры).

По способу установки: передвижные; стационарные.

На рисунке 1 приведена схема поршневого компрессора.

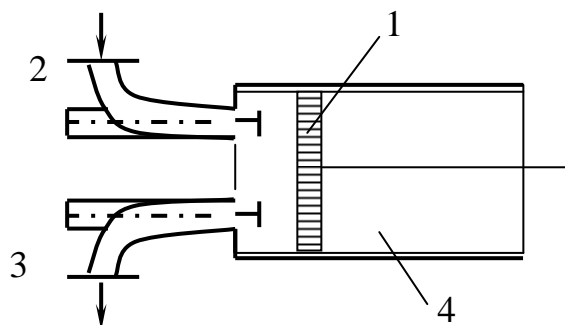


Рисунок 1 – Схема одноступенчатого поршневого компрессора

1 – поршень; 2 – всасывающий клапан; 3 – нагнетательный клапан;  
4 – цилиндр

### Процессы одноступенчатых компрессоров

Термодинамические исследования проще проводить применительно к поршневому компрессору. Предполагается, что в таком компрессоре все процессы являются равновесными.

Равновесные процессы – это научная абстракция, идеализация реальных процессов, позволяющих изучать главнейшие, принципиальные свойства тер-

модинамической системы (ТС) при обмене энергией с окружающей средой (ОС). В равновесном процессе ТС проходит ряд бесконечно близких состояний, каждое из которых является равновесным. Равновесные процессы являются и обратимыми, где ТС может вернуться после окончания процесса в исходное состояние, повторив последовательно в обратном направлении все равновесные состояния, которые имела ТС в прямом термодинамическом процессе. Все реальные процессы сопровождаются трением, диффузией, теплообменом между ТС и ОС, следовательно, они неравновесны и необратимы.

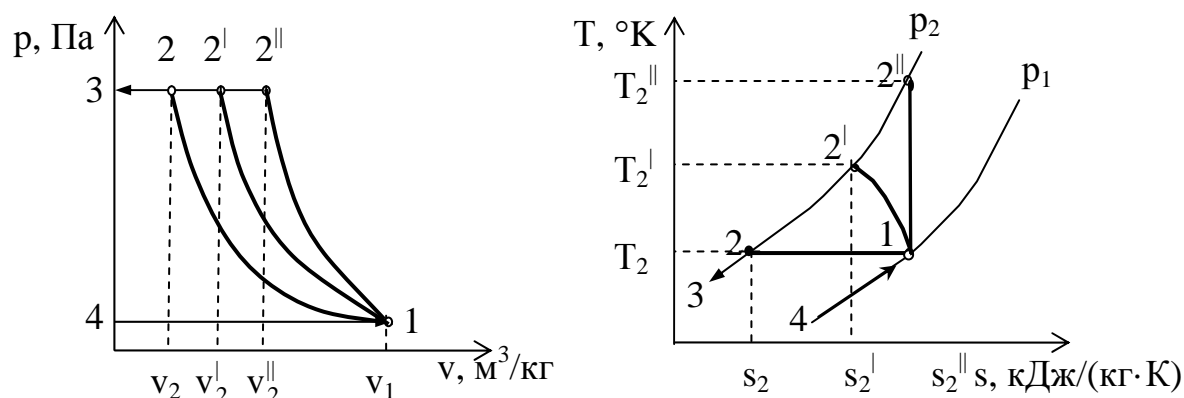
Необходимость такой идеализации объясняется тем, что только равновесные состояния и процессы могут быть подвергнуты термодинамическим исследованиям.

Идеальный поршневой компрессор должен удовлетворять еще одному условию. Считается, что в нем отсутствует так называемое вредное пространство, то есть пространство, образуемое внутри цилиндра, между его крышкой и поршнем в крайнем верхнем (левом) положении при вертикальном положении цилиндра (при горизонтальном положении цилиндра).

В реально существующих поршневых компрессорных машинах поршень не может подходить к крышке цилиндра вплотную, поэтому в конце процесса нагнетания во вредном пространстве остается сжатое рабочее тело. Вследствие этого при движении поршня вниз (вправо) впуск свежей порции газа в цилиндр может начаться только после того, как оставшийся во вредном пространстве газ расширится до давления всасывания. При этом часть хода поршня при всасывании не используется и подача сжатого рабочего тела компрессором уменьшается. Понятно, что чем меньше вредное пространство, тем меньше сжатого рабочего тела остается в цилиндре, тем быстрее при движении поршня вниз (вправо) давление понижается до давления всасывания и тем раньше начинается впуск газа.

При исследовании работы компрессора пользуются  $p_v$ - и  $T_s$ -диаграммой (рисунок 2).

В  $p$ - $v$ -диаграмме изображаются термодинамические процессы, в которых могут изменяться все три параметра  $p$ ,  $v$  и  $T$ , даже какой-нибудь один из них, масса рабочего тела в течение всего процесса остается неизменной.



- 1-4 – линия всасывания (впуска) газа – механический процесс;
- 2-3 – линия нагнетания (выпуска) газа – механический процесс;
- 1-2 – изотермическое сжатие (термодинамический процесс);
- 1-2<sup>|</sup> – политропное сжатие (термодинамический процесс);
- 1-2<sup>||</sup> – адиабатное сжатие (термодинамический процесс)

Рисунок 2 – Диаграмма идеального одноступенчатого компрессора

При движении поршня вправо газ всасывается в цилиндр через всасывающий клапан 2 (рисунок 1) при постоянном давлении  $p_1$  на протяжении всего хода поршня (линия 4-1).

В момент перемены направления движения поршня всасывающий клапан закрывается и при движении поршня влево рабочее тело сжимается (линия 1-2, 1-2<sup>|</sup>, 1-2<sup>||</sup>). Когда давление станет равным  $p_2$ , начнется процесс нагнетания (выталкивания) сжатого рабочего тела в нагнетательный трубопровод через нагнетательный клапан 3 (линия 2-3, 2<sup>|</sup>-3, 2<sup>||</sup>-3).

В момент второй перемены направления движения поршня нагнетательный клапан закрывается, давление в цилиндре понижается (линия 3-4) и всасы-



вающий клапан снова открывается. Процесс повышения давления может протекать по изотерме, политропе или адиабате (линии 2-1, 2<sup>I</sup>-1, 2<sup>II</sup>-1).

При движении поршня вправо газ всасывается в цилиндр через всасывающий клапан при постоянном давлении  $p_1$  на протяжении всего хода поршня (линия 4-1).

С точки зрения затраты наименьшей работы – изотермический процесс сжатия является наиболее выгодным – площадь 1-2-3-4-1 на диаграмме  $p-v$ . Сжатие по изотерме возможно путем отнятия тепла за счет охлаждения полых стенок цилиндра водой. Охлаждение стенок улучшает условия смазки цилиндра, что способствует более надежной работе компрессора и позволяет достичь большей быстроходности в работе компрессора и достичь более высоких давлений.

Теоретическая работа идеального компрессора – минимальная.

В  $p-v$  и  $T-s$  диаграмме изображаются термодинамические процессы, в которых могут изменяться все четыре параметра  $p$ ,  $v$ ,  $T$ ,  $s$  или какой-нибудь один из них, масса рабочего тела в течение всего процесса остается неизменной.

В  $p-v$ -диаграмме кроме процессов сжатия и расширения изображаются также линии впуска и выпуска. Параметры  $p$ ,  $v$  и  $T$  могут оставаться постоянными, а масса тела изменяется (при впуске увеличивается, при выпуске уменьшается). Следовательно, линии впуска и выпуска являются линиями не термодинамических, а механических процессов.

При изотермическом сжатии теоретическая удельная работа компрессора равна работе термодинамического процесса изотермического сжатия:

$$\ell = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = R T \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (1)$$

Если масса всасываемого воздуха  $M$  кг, а объем его  $V_1$  м<sup>3</sup>, то

$$L = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = V_1 R T \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (2)$$

Работа, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> всасываемого газа

$$\ell = p_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (3)$$

Работа для получения 1 м<sup>3</sup> сжатого газа

$$\ell^{\parallel} = p_2 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (4)$$

Количество удельной теплоты, которое должно быть отведено при изотермическом сжатии:

$$q = \ell_o \quad \text{или} \quad Q = M\ell_o. \quad (5)$$

При адиабатическом сжатии газа теоретическая удельная работа компрессора в  $k$  раз больше работы термодинамического процесса адиабатного сжатия:

$$\ell = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} R (T_2 - T_1). \quad (6)$$

Если масса всасываемого газа  $M$  кг, а объем его  $V$  м<sup>3</sup>, то

$$L_o = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} MR (T_2 - T_1). \quad (7)$$

Работа, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> всасываемого газа

$$\ell^{\perp} = \frac{k}{k-1} p_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (8)$$

Работа для получения 1 м<sup>3</sup> сжатого газа

$$\ell^{\parallel} = \frac{k}{k-1} p_2 \left[ 1 - \left( \frac{p_p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (9)$$

Температуру газа в конце сжатия можно определить из соотношения параметров адиабатного процесса.

Удельная работа компрессора при адиабатном сжатии газа может быть определена по формуле:

$$|\ell_o| = |u| = i_2 - i_1, \quad (10)$$

где  $i_2$ , и  $i_1$  – соответственно начальное и конечное значение энтальпии газа, кДж/кг.

Эта формула удобна для подсчета работы идеального компрессора при адиабатном сжатии газа с помощью  $is$ -диаграммы. Из точки 1 (рисунок 3), характеризующей начальное состояние, проводят вертикальную линию до пересечения ее в точке  $2^l$  с изобарой  $p_2$ . Ординаты точек 1 и  $2^l$  дают значения энтальпий  $i_1$  и  $i_2$ , а отрезок  $1-2^l$  – их разность.

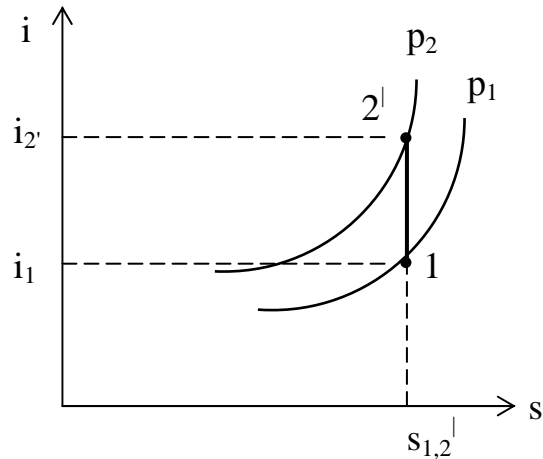


Рисунок 3 – Определение энтальпий по  $is$ -диаграмме

При политропном сжатии теоретическая удельная работа компрессора в  $n$  раз больше работы термодинамического процесса политропного сжатия

$$\ell = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} R (T_2 - T_1). \quad (11)$$

Если масса всасываемого газа  $M$  кг, а объем его  $V$  м<sup>3</sup>, то

$$L_o = \frac{n}{n-1} p_1 V \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} M R (T_2 - T_1). \quad (12)$$

Работа, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> всасываемого газа

$$\ell^l = \frac{n}{n-1} p_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (13)$$

Работа для получения 1 м<sup>3</sup> сжатого газа

$$l^{\parallel} = \frac{n}{n-1} p_2 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \quad (14)$$

Количество удельной теплоты, которое должно быть отведено при сжатии определяется по формулам:

- при изотермическом сжатии:  $q = c_p (T_2 - T_1);$  (15)

- при политропном сжатии  $q = c_n (T_2 - T_1) = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1);$  (16)

- при адиабатном сжатии  $q = 0.$

Изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К):

- при изотермическом сжатии  $\Delta s = s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2};$  (17)

- при политропном сжатии  $\Delta s = s_2 - s_1 = \frac{n-k}{n-1} c_v \frac{T_2}{T_1}.$  (18)

- при адиабатном сжатии  $s = \text{const}, \quad \Delta s = 0;$  (19)

Действительная индикаторная диаграмма (рисунок 4) значительно отличается от теоретической диаграммы по следующим причинам:

- наличия в реальном компрессоре вредного пространства;
- потерь давления в клапанах;
- теплообмена между газом и стенками цилиндра.

Индикаторная диаграмма  $pV$  может сниматься с работающего поршневого теплового двигателя (компрессора) с помощью прибора, называемого индикатором.

В  $pV$  диаграмме изображаются термодинамические процессы, в которых все параметры могут меняться, а масса рабочего тела в течение всего процесса остается постоянной.

В реально существующих поршневых компрессорных машинах поршень не может подходить к крышке цилиндра в плотную, поэтому в конце процесса

нагнетания во вредном пространстве остается сжатое рабочее тело. Вследствие этого при движении поршня вправо (вниз) выпуск свежей порции газа в цилиндр может начаться только после того, как оставшийся во вредном пространстве газ расширится до давления всасывания. При этом часть хода поршня при всасывании не используется и подача сжатого рабочего тела компрессором уменьшается. Понятно, что чем меньше вредное пространство, тем меньше сжатого рабочего тела остается в цилиндре, тем быстрее при движении поршня вправо (вниз) давление понижается до давления всасывания и тем раньше начинается выпуск газа.

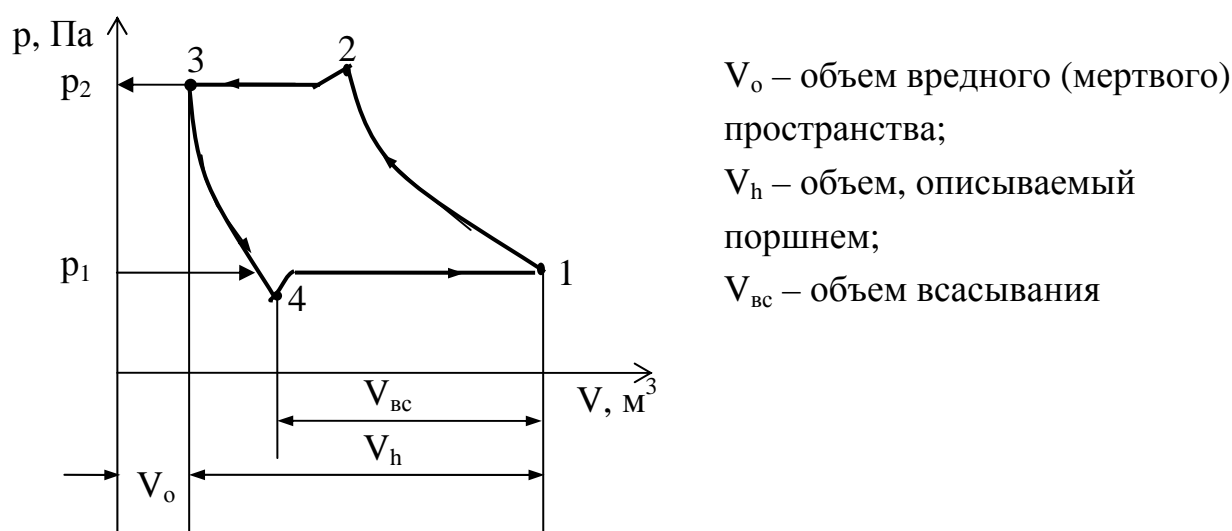


Рисунок 4 – Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора

Отношение объема вредного пространства  $V_0$  к объему, описываемому поршнем  $V_h$ , то есть величину  $a$  ( $a \approx 0,04 \dots 0,1 V_{ц}$ ), называют относительной величиной вредного пространства

$$a = \frac{V_0}{V_h}. \quad (20)$$

Вредным пространством называют объем, который образуется между крышкой цилиндра и поршнем в его крайнем левом положении при нагнетании газа. В этом объеме в конце нагнетания остается некоторое количество газа ( $V_{вп}$ ) под давлением  $p_2$ . Этот газ при обратном ходе поршня расширяется

и втекание свежей порции газа будет возможно, когда давление в цилиндре уменьшится до давления всасывания ( $p_{вс} < p_1$ ). Линия 3-4 изображает процесс расширения газа, оставшегося во вредном пространстве.

Рабочие процессы, проходящие в цилиндре компрессора:

- линия 1-2 – политропное сжатие воздуха при движении поршня вправо (вверх);
- линия 2-3 – процесс выталкивания воздуха в воздухоотборник при постоянном давлении;
- линия 3-4 – процесс расширения воздуха, оставшегося в мертвом объеме;
- линия 4-1 – процесс всасывания воздуха в цилиндр компрессора;

Действительная индикаторная диаграмма значительно отличается от теоретической диаграммы за счет наличия:

- вредного пространства;
- потерь давления во впускном и нагнетательном клапанах;
- теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра.

## ПРИМЕР РЕШЕНИЯ

Исходные данные:

$$p_1 = 0,2 \text{ МПа}; p_2 = 1,7 \text{ МПа}; T_1 = 280 \text{ К};$$

$$M = 2,0 \text{ кг}; n = 1,35; R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град}); c_v^l = 0,714 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

### 1 Расчет

1.1. Параметры в начале сжатия:  $p_1 = 0,2 \text{ МПа}; T_1 = 280 \text{ К}.$

Удельный объем в начале сжатия находим по уравнению состояния идеального газа:

$$p_1 v_1 = RT_1, \quad (1)$$

где  $p_1$  – давление в начале сжатия, Па;  $v_1$  – удельный объем в начале сжатия,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $R$  – газовая постоянная воздуха,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ,  $R = 287$ ;  $T_1$  – температура в начале сжатия, К.

Уравнение (1) выразим относительно удельного объема  $v_1$ ,

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1}.$$
$$v_1 = \frac{287 \cdot 280}{0,2 \cdot 10^6} = 0,40 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Находим полный объем  $V_1$ :  $V_1 = Mv_1, \quad (2)$

$V_1$  – объем в начале сжатия,  $\text{м}^3$ ;  $M$  – масса воздуха, кг.

$$V_1 = 0,2 \cdot 0,4 = 0,8 \text{ м}^3,$$

$$T_1 = 280 \text{ К}.$$

1.2. Параметры в конце сжатия:

• при изотермическом сжатии:  $T_2 = T_1 = 280 \text{ К}; p_2 = 1,7 \text{ МПа}.$

Из уравнения (1) находим удельный объем  $v_2$  и объем  $V_2$  по формуле (2) относительно точки 2:

$$v_2 = \frac{287 \cdot 280}{1,7 \cdot 10^6} = 0,047 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

$$V_2 = 2 \cdot 0,047 = 0,094 \text{ м}^3.$$

Температура  $T_1 = T_2 = 280$  К, так как процесс изотермический.

- при политропном сжатии:  $p_2 = 1,7$  МПа.

Уравнение политропного процесса:  $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$ , (3)

где  $n$  – коэффициент политропы,  $n = 1,35$ .

Относительно точки 2<sup>I</sup> находим удельный объем  $v_2^I$  из уравнения (3), из уравнения (2) – объем  $V_2^I$ , из уравнения (1) – температуру.

$$v_2^I = v_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad v_2^I = v_1 \sqrt[n]{\frac{p_1}{p_2}};$$

$$v_2^I = 0,4 \left( \frac{0,2}{1,7} \right)^{\frac{1}{1,35}} = 0,082 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V_2^I = 2 \cdot 0,082 = 0,164 \text{ м}^3.$$

$$T_2^I = \frac{p_2 v_2^I}{R}.$$

$$T_2^I = \frac{1,7 \cdot 10^6 \cdot 0,082}{287} = 486 \text{ К};$$

- при адиабатном сжатии:  $p_2 = 1,7$  МПа.

Уравнение адиабатного процесса:  $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ . (4)

где  $k$  – коэффициент адиабаты,  $k = 1,4$ .

Относительно точки 2<sup>II</sup> находим удельный объем  $v_2^{II}$  из уравнения (4), из уравнения (2) – объем  $V_2^{II}$ , из уравнения (1) – температуру.

$$v_2^{II} = v_1 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}.$$

$$v_2^{II} = 0,4 \left( \frac{0,2}{1,7} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,0865 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$V_2^{II} = M v_2^{II}.$$



$$V_2^{\parallel} = 2 \cdot 0,0865 = 0,173 \text{ м}^3.$$

$$T_2^{\parallel} = \frac{p_2 v_2^{\parallel}}{R}.$$

$$T_2^{\parallel} = \frac{1,7 \cdot 10^6 \cdot 0,0865}{287} = 513 \text{ К}.$$

1.3. Удельная работа  $\ell$ , кДж/кг; работа  $L$ , кДж:

- при изотермическом сжатии:

$$\ell = RT \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (5)$$

$$\ell = 287 \cdot 280 \ln \frac{0,2}{1,7} = -171974 \text{ Дж/кг} = -171,974 \text{ кДж/кг}.$$

$$L = M \ell. \quad (6)$$

$$L = 2 \cdot 171,974 \text{ кДж};$$

- при адиабатном сжатии:

$$\ell^{\parallel} = \frac{k}{k-1} R (T_1 - T_2). \quad (7.a)$$

$$\ell^{\parallel} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (7.б)$$

$$\ell^{\parallel} = \frac{1,4}{1,4-1} 287(280 - 513) = -234,05 \text{ кДж/кг}.$$

$$\ell^{\parallel} = \frac{1,4}{0,4} 0,2 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \left[ \left( \frac{1,7}{0,2} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right] = 235,2 \text{ кДж},$$

$$L = M \ell. \quad (8)$$

$$L^{\parallel} = 2(-234,05) = -468,1 \text{ кДж};$$

- при политропном сжатии:

$$e^l = \frac{n}{n-1} R(T_1 - T_2). \quad (9.a)$$

$$e^l = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (9.б)$$

$$e^l = \frac{1,35}{1,35-1} 287(280 - 486) = -228,04 \text{ кДж/кг.}$$

$$e^l = \frac{1,35}{0,35} 0,2 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \left[ \left( \frac{1,7}{0,2} \right)^{\frac{0,35}{1,35}} - 1 \right] = 228,5 \text{ кДж/кг}$$

$$L^l = 2(-228,04) = -456,08 \text{ кДж/кг.}$$

1.4. Изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К) и энтропии  $\Delta S$ , кДж/К.

- при изотермическом сжатии:

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}; \quad (10)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 287 \ln \frac{0,2}{1,7} = -614 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)} = -0,614 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\Delta s = 287 \ln \frac{0,047}{0,4} = -0,614 \text{ кДж/кг};$$

$$S_2 - S_2 = \Delta s M; \quad (11)$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = -614 \cdot 2 = -1,228 \text{ кДж/К};$$

- при адиабатном сжатии:  $s = \text{const.}$  (12)

$$\Delta s^{\parallel} = s_2^{\parallel} - s_1^{\parallel} = 0, \quad \Delta S^{\parallel} = S_2^{\parallel} - S_1^{\parallel} = 0;$$

- при политропном сжатии:

$$s_2 - s_1 = \frac{n-k}{n-1} c_v \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (13)$$

где  $c_v$  – объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К),  
 $c_v = 714$ ;

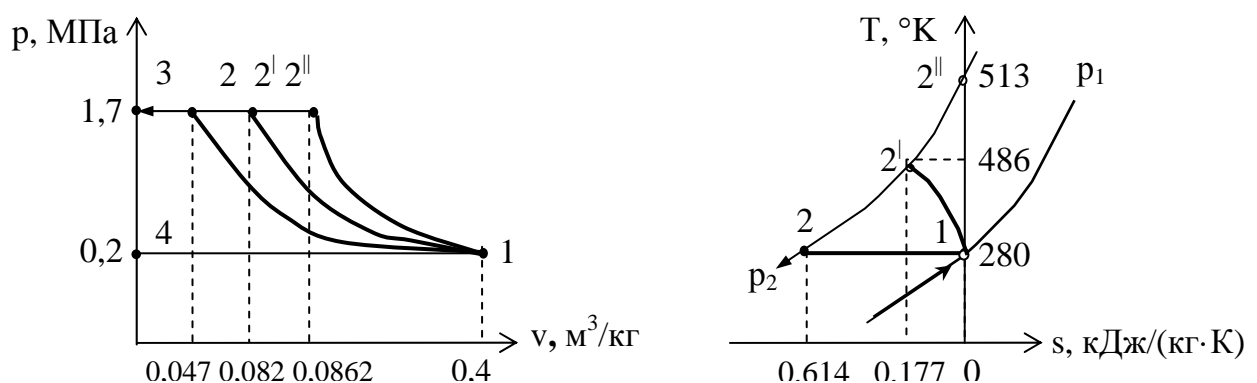
$$\Delta s^l = s_2^l - s_1^l = \frac{1,35 - 1,4}{1,35 - 1} 714 \ln \frac{486}{280} = -177 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) = -0,177 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

$$S_2^l - S_1^l = 2 (-177) = -354 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) = -0,354 \text{ кДж}/\text{К}.$$

Таблица 1 – Результаты расчетов

Термодинамический цикл	изотермический	политропный	адиабатный
Параметры			
В начале сжатия			
Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	0,40		
Объем, м <sup>3</sup>	0,8		
Давление, МПа	0,2		
Температура, °К	280		
В конце сжатия			
Удельный объем, м <sup>3</sup> /кг	0,047	0,082	0,0865
Объем, м <sup>3</sup>	0,094	0,164	0,173
Давление, МПа	1,7		
Температура, °К	280	486	513
Удельная работа, кДж/кг	-171,974	-228	-234
Работа, кДж	-343,948	-456	-468
Изменение:			
уд. энтропии, кДж/(кг·К)	-0,614	-0,177	0
Энтропии, кДж/К	-1,228	-0,354	0

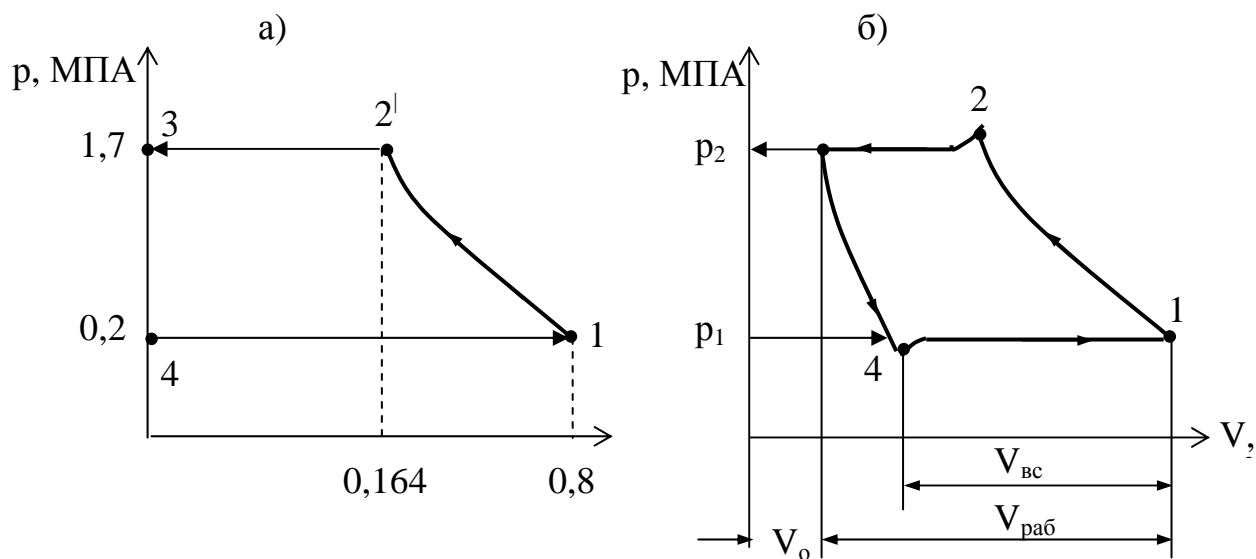
## 2 Рассчитанный цикл в координатах p-v и T-s



1-4 – линия всасывания газа; 2-3 – линия нагнетания газа; 1-2 – изотермическое сжатие; 1-2' – политропное сжатие; 1-2'' – адиабатное сжатие

Рисунок 5 – Диаграмма идеального одноступенчатого компрессора

3 Индикаторная диаграмма идеального и реального  
 одноступенчатого компрессора в  $pV$  координатах



а – диаграмма идеального компрессора; б – диаграмма реального компрессора;

$V_0$  – объем вредного (мертвого) пространства;  $V_{вс}$  – объем всасывания;

$V_{раб}$  – объем, описываемый поршнем

Рисунок 6 – Индикаторная диаграмма одноступенчатого поршневого компрессора

## Задача № 2

### Идеальный цикл газотурбинной установки (ГТУ)

Цикл осуществляется одним кг воздуха, как идеальным газом с подводом теплоты при постоянном давлении, где удельная теплоемкость при постоянном давлении,  $c_p = 1008$  Дж/(кг·К).

Исходные данные принять по таблице 1.

Таблица 1– Исходные данные

№ п/п в журнале	T <sub>1</sub> , К	T <sub>2</sub> , К	T <sub>3</sub> , К	T <sub>4</sub> , К	№ п/п в журнале	T <sub>1</sub> , К	T <sub>2</sub> , К	T <sub>3</sub> , К	T <sub>4</sub> , К
1	300	600	1200	600	18	310	800	1200	455
2	300	750	1500	600	19	310	900	1350	455
3	300	800	1600	600	20	320	700	1050	460
4	300	900	1800	600	21	320	800	1600	640
5	350	600	1200	700	22	320	850	1700	640
6	350	750	1500	700	23	320	900	1350	460
7	350	800	1600	700	24	330	650	1300	660
8	350	900	1800	700	25	330	700	1400	660
9	350	1000	2000	700	26	330	750	1500	660
10	400	800	1200	600	27	330	800	1600	660
11	400	900	1350	600	28	330	900	1800	660
12	400	600	1200	800	29	340	1000	1500	510
13	400	750	1500	800	30	340	950	1700	680
14	400	800	1600	800	31	300	800	1600	700
15	400	900	1800	800	32	300	900	1800	700
16	310	700	1400	620	33	400	800	1500	800
17	310	750	1500	620	34	400	900	1600	800

#### Задание

1 Вычертить принципиальную схему ГТУ, работающей по этому циклу, с указанием позиций всех элементов схемы.

2 Вычертить цикл в координатах  $p-v$  и  $T-s$  (без масштаба) с указанием процессов, из которых он состоит (без масштаба).

3 Рассчитать

Удельное количество подведенной теплоты,  $q_1$ , Дж/кг.

Удельное количество отведенной теплоты,  $q_2$ , Дж/кг.

Удельное количество использованной теплоты в цикле,  $q_0$ , Дж/кг.

Термический КПД цикла  $\eta_t$ .

4 Ответить на контрольные вопросы.

4.1 Что такое газотурбинная установка?

4.2 Виды газотурбинных установок и их принцип работы?

## Общие теоретические сведения

Газотурбинная установка (ГТУ) – тепловой двигатель, в котором отсутствует кривошипно-шатунный механизм и связанное с ним возвратно-поступательное движение. В ГТУ получение механической энергии вращения вала происходит за счет непосредственного использования кинетической энергии газа.

Высокая частота вращения рабочего вала позволяет сосредоточить в одном агрегате большую мощность при относительно небольших габаритах всей установки.

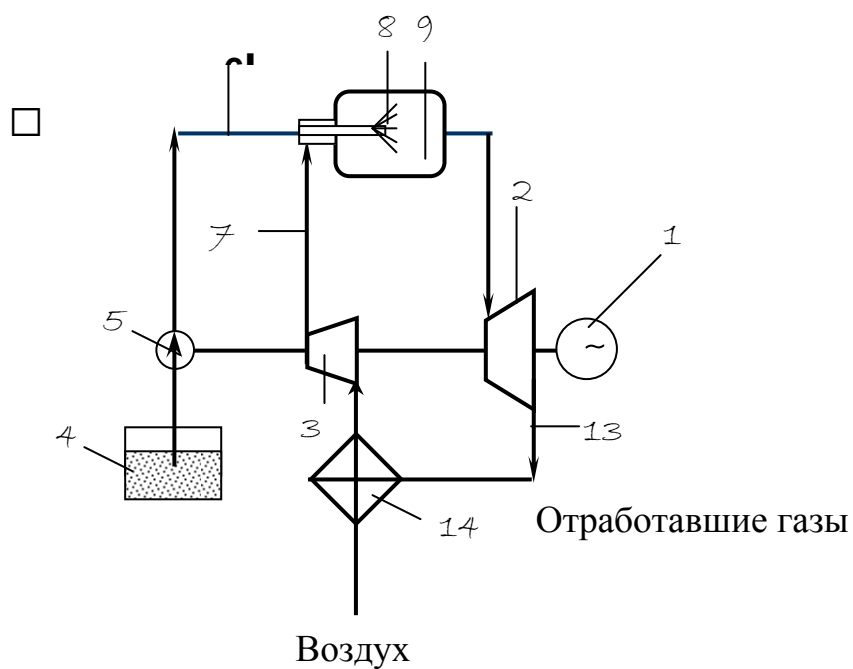
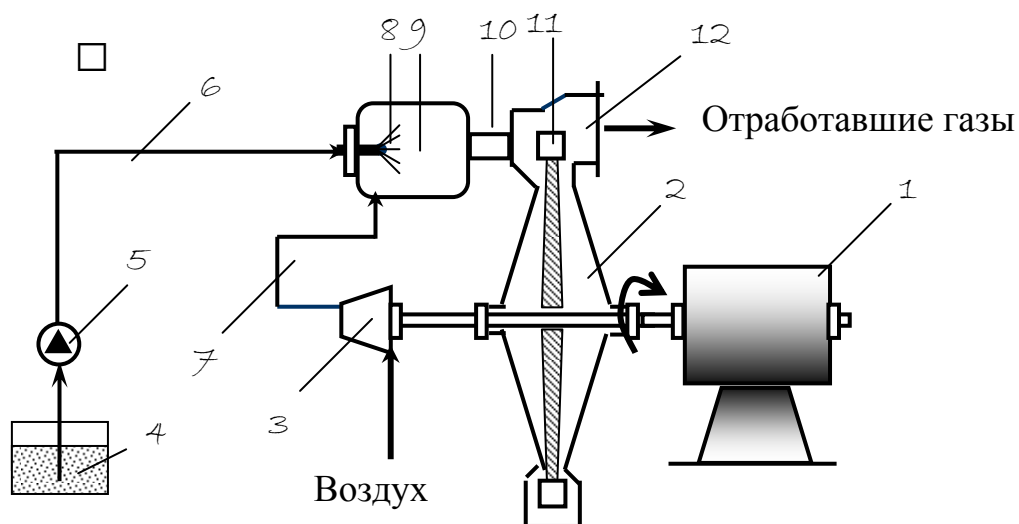
Имеются два основных цикла типа ГТУ: с подводом теплоты при постоянном давлении и постоянном объеме, которые могут быть с регенерацией. В настоящее время основным типом ГТУ является ГТУ с изобарным подводом теплоты.

ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении (рисунок 1)

Конструкция и принцип действия. ГТУ состоит из собственно газовой турбины, имеющей две основные части: вращающийся диск с радиальными лопатками 11, называемый ротором и корпус, называемый статором 2. На общем валу с ротором располагается потребитель энергии 1 и турбокомпрессор 3, сжимающий воздух и подающий его по трубопроводу 7 в камеру сгорания 9. В эту же камеру по трубопроводу 6 топливным насосом 5 из бака 4 подается топливо, которое через форсунку 8 впрыскивается в камеру сгорания 9. Газ, образующийся в результате сгорания топлива, подается в сопловый аппарат 10, в котором скорость его движения увеличивается. После соплового аппарата газ, имеющий высокую кинетическую энергию, попадает в канал между лопатками ротора, где и совершается работа вследствие давления газа на вогнутую поверхность лопаток. Давление создает силу, вращающий ротор. Отработавшие газы выпускаются через патрубок 12 в атмосферу. Все процессы, протекающие в камере сгорания (подача топлива и воздуха, горение топлива, образование рабочей газовой смеси) совершаются непрерывно

при постоянном давлении.

Иногда для увеличения КПД воздух подогревается в теплообменнике 14 отработавшими газами (цикл с регенерацией), рисунок 1б.



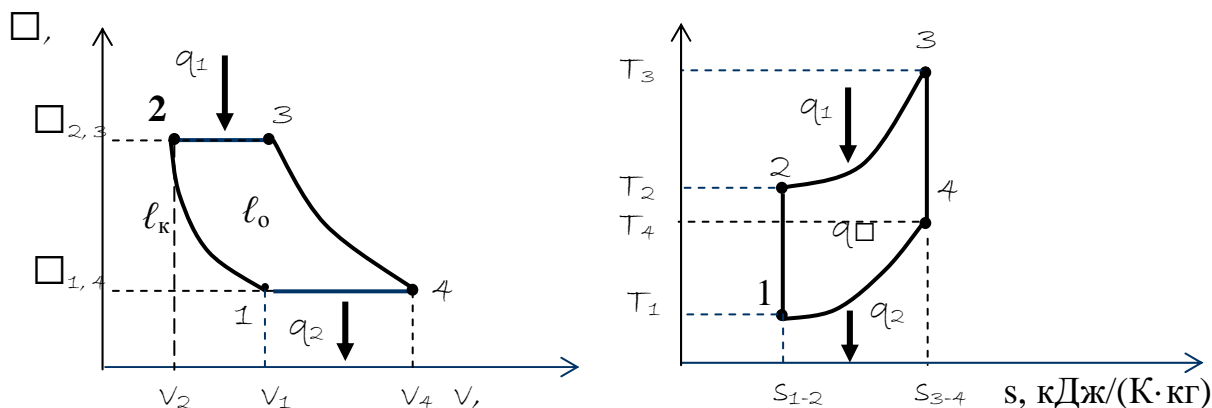
а – без регенерации; б – с регенерацией

- 1 – электрогенератор (потребитель); 2 – статор турбины;
- 3 – турбокомпрессор; 4 – топливный бак; 5 – топливный насос;
- 6, 7 – трубопроводы; 8 – форсунка; 9 – камера сгорания;
- 10 – сопловый аппарат; 11 – лопатки ротора; 12 – выпускной патрубок; 13 – трубопровод; 14 – теплообменник

Рисунок 1 – Схема ГТУ со сгоранием топлива при постоянном объеме



Цикл ГТУ состоит из термодинамических процессов, проходящих в турбокомпрессоре 3, камере сгорания 9 и в самой турбине (рисунок 42). Рабочая газовая смесь подготавливается в камере сгорания 9, в которую подается атмосферный воздух предварительно сжатый в турбокомпрессоре 3 (от  $p_1$  до  $p_2$ ), и топливо топливным насосом 5 (жидкое или газообразное).



- 1-2– адиабатическое сжатие воздуха в турбокомпрессоре 3;
- 2-3 – изобарный подвод теплоты  $q_1$  к сжатому газу (сгорание топлива в камере сгорания 9); 3-4 – адиабатное расширение газов в турбине 2;
- 4-1– условный изобарный процесс отвода теплоты  $q_2$  в атмосферу с отработавшими газами

Рисунок 2 – Цикл ГТУ в  $p-v$  и  $Ts$ -координатах с подводом теплоты при  $p = \text{const}$

Процесс сгорания топлива (подвод теплоты) протекает при высокой температуре (около  $2000\text{ }^\circ\text{C}$ ). Продукты сгорания смешиваются в камере с воздухом, который не принимал участия в горении (относительно холодным), поэтому температура газовой смеси понижается до  $600\dots700\text{ }^\circ\text{C}$ . Такая смесь из камеры сгорания 9 поступает в сопла 10 ( $p_3, T_3$ ), затем с большой скоростью на рабочие лопатки турбины 11, где продукты сгорания адиабатно расширяются ( $p_4$ ) до  $T_4$  и приводит во вращение ее ротор. Все процессы, протекающие в камере сгорания (подача топлива и воздуха, горение топлива, образование рабочей газовой смеси) совершаются непрерывно при постоянном давлении. Поток газовой смеси, протекающий через турбину, то же – непрерывен и с устано-

вившимися параметрами рабочей смеси. Весь перепад давления  $p_3 - p_1$  используется для получения технической работы  $\ell_{\text{тех}}$  (площадь  $p_2-3-4-1-p_1$ ). Большая часть этой работы  $\ell_k$  (площадь  $p_2-2-1-p_1$ ) расходуется на привод компрессора. Разность работ – полезная работа ( $\ell_0 = \ell_{\text{тех}} - \ell_k$ , площадь  $2-3-4-1$ ) и используется, например, на производство электроэнергии в электрическом генераторе или на другие цели. Отработавшие газы с температурой  $T_4 > T_1 \approx T_0$  отводятся в атмосферу через выпускной патрубок 12.

Количество удельной подведенной теплоты  $q_1$ , Дж/кг:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2). \quad (1)$$

Количество удельной отведенной теплоты  $q_2$ , Дж/кг:

$$q_2 = c_p(T_4 - T_1). \quad (2)$$

Удельная теплота цикла  $q_0$ , Дж/кг:  $q_0 = q_1 - q_2$ . (3)

Термодинамический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (4)$$

Введем в расчет основные характеристики цикла:

- степень предварительного расширения:

$$\rho = \frac{v_3}{v_2}; \quad (5)$$

- степень адиабатного повышения давления:

$$\lambda = \frac{p_2}{p_1}. \quad (6)$$

Выразим температуры  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  через  $T_1$ .

Из соотношения параметров адиабаты 1-2 можно записать

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \lambda^{\frac{(k-1)}{k}}.$$

Отсюда 
$$T_2 = T_1 \lambda^{\frac{k-1}{k}}. \quad (7)$$

Из соотношения параметров по изобаре 2-3

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} = \rho.$$

$$T_3 = T_2 \rho = T_1 \lambda^{\frac{\kappa-1}{2}} \rho. \quad (8)$$

Из соотношения параметров по адиабате 3-4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{1}{\lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}.$$

Так как  $p_4 = p_1$  и  $p_3 = p_2$ , то из сопоставления уравнений имеем:

$$T_4 = \frac{T_3}{\lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{T_1 \rho \lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = T_1 \rho. \quad (9)$$

Подставляя полученные значения температур в формулу (5.39) получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \rho - T_1}{T_1 \rho \lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - T_1 \lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}; \quad (10)$$

Из уравнения (10) видно, что  $\eta_t$  цикла зависит только от  $\kappa$  и  $\lambda$ , и растет с увеличением этих параметров.

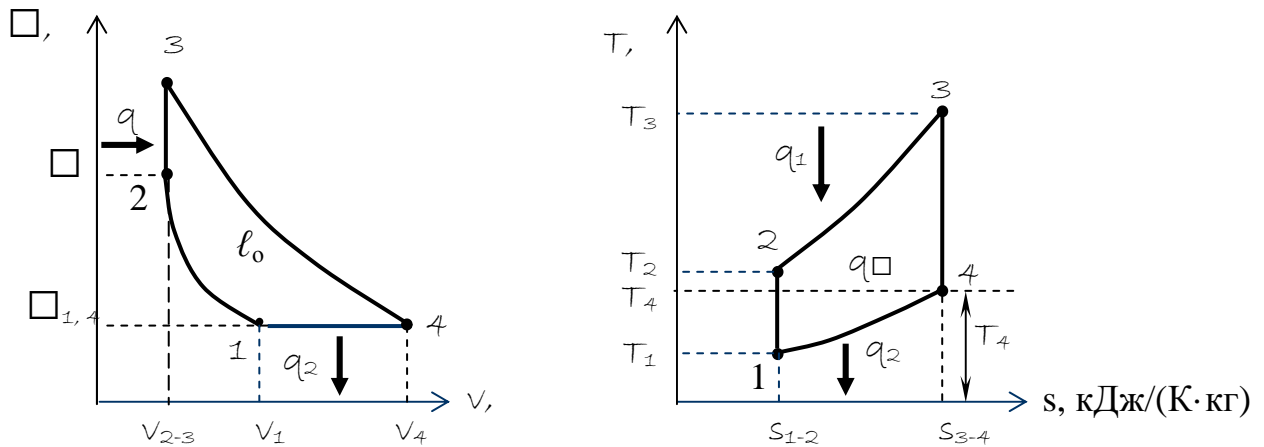
Из этого же уравнения следует, что при одинаковых степенях сжатия КПД цикла ГТУ равен КПД цикла Отто (бензиновый и газовый поршневой двигатель), но при существенно меньшем максимальном давлении цикла. КПД цикла ГТУ больше КПД цикла поршневого двигателя с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  (цикла Дизеля).

ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме

Схема ГТУ с изохорным подводом теплоты показана на рисунке 3.

Рабочая смесь (топливо с воздухом) воспламеняется с помощью электрической свечи зажигания 14, а газ из камеры сгорания периодически выпускается клапаном 13.





- 1-2 – адиабатическое сжатие воздуха в турбокомпрессоре 3;  
 2-3 – изохорный подвод теплоты  $q_1$  к сжатому газу (сгорание топлива в камере сгорания 9); 3-4 – адиабатное расширение газов в турбине 2;  
 4-1 – условный изобарный процесс (отвод теплоты  $q_2$  в атмосферу с отработавшими газами)

Рисунок 4 – Цикл ГТУ в  $p-v$  и  $T-s$ -координатах с подводом теплоты при  $v = \text{const}$

Термический КПД цикла:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} = 1 - k \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (11)$$

Введем в расчет основные характеристики цикла:

- степень адиабатного сжатия

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_1}{v_3}; \quad (12)$$

- степень изохорного повышения давления:  $\lambda = \frac{p_3}{p_2}. \quad (13)$

Выразим температуры  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  через  $T_1$ .

Рассмотрим процессы.

1-2 – процесс адиабатического сжатия:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}.$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}. \quad (14)$$

2-3 – процесс нагрева при  $v = \text{const}$ :

$$\begin{aligned}\frac{T_3}{T_2} &= \frac{p_3}{p_2} = \lambda; \\ T_3 &= T_2 \lambda; \\ T_3 &= T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda.\end{aligned}\tag{15}$$

3-4 – процесс адиабатического расширения:  $\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1}$ ,

$$T_4 = T_1 \lambda^{\frac{1}{k}}.\tag{16}$$

Подставив в формулу (11)  $T_2, T_3, T_4$ , через  $T_1$  из формул (14), (15), (16), получим:

$$\begin{aligned}\eta_t &= 1 - k \frac{T_1 \lambda^{\frac{1}{k}} - T_1}{T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda - T_1 \varepsilon^{k-1}}. \\ \eta_t &= 1 - \frac{k}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1}.\end{aligned}\tag{17}$$

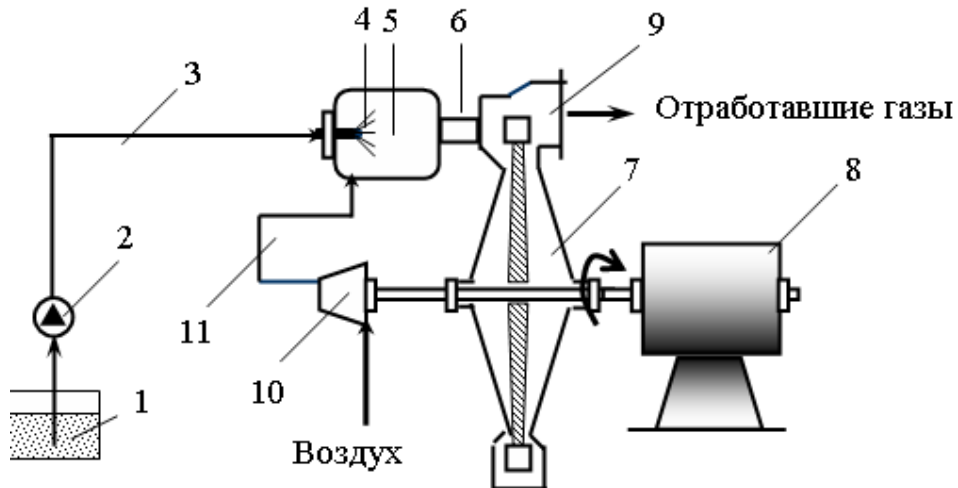
Из уравнения (17) видно, что  $\eta_t$  цикла зависит только от  $\varepsilon$ ,  $k$  и  $\lambda$ , и растет с увеличением  $k$  и уменьшением  $\varepsilon$ .

## ПРИМЕР РЕШЕНИЯ

Исходные данные:  $T_1 = 340 \text{ K}$ ;  $T_2 = 1000 \text{ K}$ ;  $T_3 = 2000 \text{ K}$ ;  $T_4 = 680 \text{ K}$ .

Решение

1 Вычертить принципиальную схему ГТУ



- 1 – топливный бак; 2 – топливный насос; 3, 11 – трубопроводы;
- 4 – форсунка; 5 – камера сгорания; 6 – сопловый аппарат;
- 7 – турбина; 8 – электрогенератор (потребитель);
- 9 – выпускной патрубок; 10 – турбокомпрессор

Рисунок 1 – Схема ГТУ со сгоранием топлива при постоянном объеме

2 Вычертить цикл в координатах  $p-v$  и  $T-s$

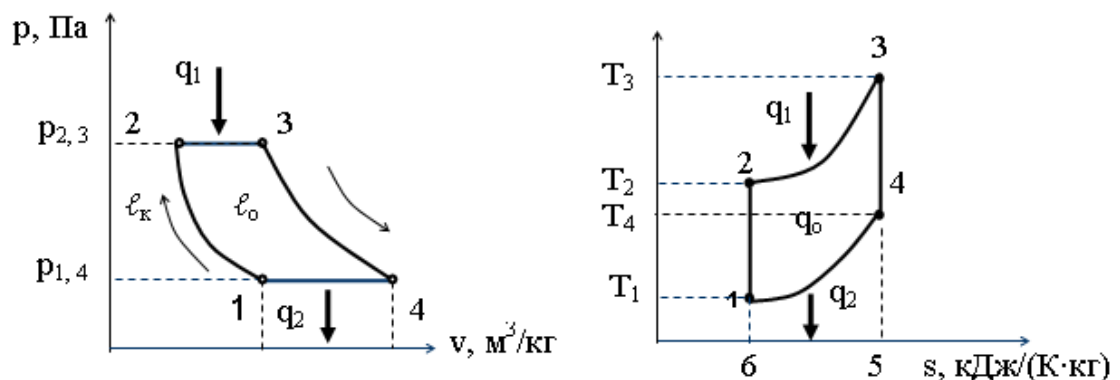


Рисунок 2 – Идеальный цикл ГТУ в координатах  $p-v$  и  $T-s$  с подводом теплоты при  $p = \text{const}$

### 3 Пример решения

Идеальный цикл газотурбинной установки состоит из следующих термодинамических процессов:

1-2 – адиабатическое сжатие воздуха в турбокомпрессоре;

2-3 – изобарный подвод теплоты  $q_1$  к сжатому газу (сгорание топлива в камере сгорания); 3-4 – адиабатное расширение газов в турбине;

4-1 – условный изобарный процесс (отвод теплоты  $q_2$  в атмосферу).

3.1 Удельное количество подведенной теплоты,  $q_1$ , кДж/кг,

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2). \quad (1)$$

$$q_1 = 1,008 (2000 - 1000) = 1008 \text{ кДж/кг.}$$

3.2 Удельное количество отведенной теплоты,  $q_2$ , кДж/кг,

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1). \quad (2)$$

$$q_2 = 1,008 (680 - 340) = 342,72 \text{ кДж/кг.}$$

3.3 Удельное количество использованной теплоты в цикле,  $q_o$ , кДж/кг,

$$q_o = q_1 - q_2. \quad (3)$$

$$q_o = 10\,080 - 342,72 = 9\,737,28 \text{ кДж/кг.}$$

3.4 Термического КПД цикла  $\eta_t$ :

$$\eta_t = \frac{q_o}{q_1}. \quad (4a)$$

$$\eta_t = \frac{6537,28}{1008} = 0,65.$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (4b)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{680 - 340}{2000 - 1000} = 1 - \frac{340}{1000} = 0,66.$$



## Задача №3

### Паросиловая установка по циклу Ренкина

Таблица 1 – Исходные данные

№ п/п в жур- нале	$p_1$ , М Па	$T_1$ , °C	$p_1^l$ , МПа	$T_1^l$ , °C	$p_2$ , кПа	№ п/п в жур- нале	$p_1$ , М Па	$T_1$ , °C	$p_1^l$ , МПа	$T_1^l$ , °C	$p_2$ , кПа
1	1,3	250	2,5	500	4,0	16	1,5	250	5,0	500	3,0
2	1,5	280	3,0	500	4,0	17	2,0	280	5,5	500	3,0
3	2,0	300	5,0	500	4,0	18	2,3	300	6,0	550	3,0
4	2,5	325	5,0	550	4,0	19	2,5	325	6,5	550	3,0
5	3,0	350	6,0	550	4,0	20	2,7	350	7,0	600	3,0
6	3,5	350	7,0	550	4,0	21	3,0	370	7,5	650	3,0
7	4,0	350	8,0	560	4,0	22	3,2	380	8,0	580	3,0
8	4,5	375	9,0	560	4,0	23	3,5	390	8,5	600	3,0
9	5,0	375	10,0	570	5,0	24	3,7	400	9,0	575	4,0
10	1,3	400	12,0	570	5,0	25	4,0	400	9,5	575	4,0
11	1,5	425	13,0	570	5,0	26	4,2	400	10,0	580	4,0
12	2,0	430	14,0	580	5,0	27	4,5	450	10,5	560	4,0
13	2,5	440	15,0	580	5,0	28	5,0	450	11,0	580	4,0
14	3,0	450	20,0	580	5,0	29	5,5	450	12,0	600	4,0
15	3,5	400	25,0	600	5,0	30	5,5	450	20,0	600	4,0

1. Вычертить принципиальную тепловую схему паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина. Обозначить позициями и записать наименование основных ее элементов.

2. Вычертить без масштаба цикл Ренкина в  $p_v$  и  $T_s$  координатах. Обозначить узловые точки и процессы цикла.

3. Рассчитать для двух вариантов (исходные данные – таблица 1):

3.1. термический КПД цикла Ренкина  $\eta_t$ ;

3.2. удельный расход пара  $d_o$ , кг/(кВт·ч), на выработку 1 кВт·ч энергии;

3.3 удельный расход пара  $d_o$ , кг/МДж, для совершения 1 МДж работы.

4. Дать алгоритм нахождения в  $s-i$  ( $s-h$ ) диаграмме водяного пара рассчитываемый процесс расширения пара в паровой турбине (для 2-х вариантов).

5. На основании расчета сделать вывод о влиянии повышения начальных параметров пара на термический КПД цикла и выработку количества пара.

6. Ответить на контрольные вопросы:

- что такое сухость пара?
- в какой области  $p_v$  диаграммы пар находится в состоянии влажного, сухого насыщенного и перегретого пара?

## Общие теоретические положения

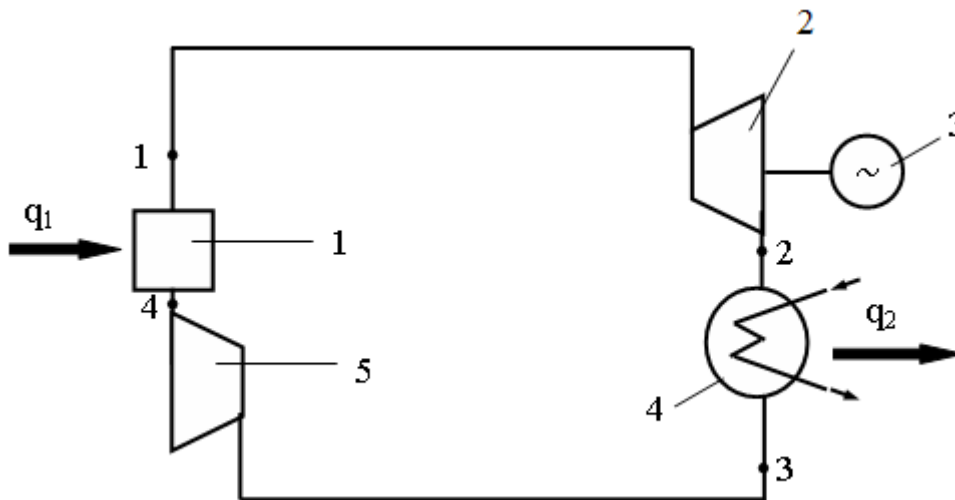
В паросиловых установках в качестве рабочего тела используются пары различных жидкостей (воды, ртути и др.), но чаще – **водяной пар**.

Паросиловые (паротурбинные) установки широко применяются для привода электрогенераторов на тепловых электростанциях.

Изучение термодинамических циклов паросиловых установок следует начинать с цикла Карно, уяснив себе причины неприменимости его в реальных паросиловых установках. Затем необходимо рассмотреть основной цикл паросиловой установки – цикл Ренкина.

Если рабочее тело – насыщенный пар, то возможно осуществить цикл Карно и получить максимальный термический КПД.

Осуществить такой цикл возможно в паросиловой установке показанной на рисунке 1.

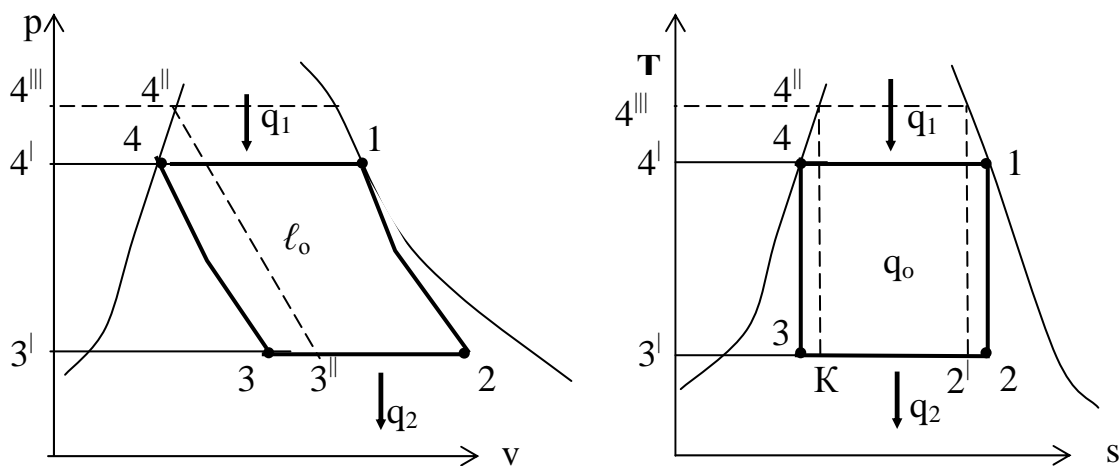


1 – котел; 2 – паровая турбина; 3 – электрогенератор;

4 – конденсатор; 5 – компрессор

Рисунок 1 – Схема паросиловой установки (цикл Карно)

Процесс расширения пара происходит в паровой турбине 2. В конденсаторе 4 пар частично конденсируется до состояния **влажного пара**, а теплота  $q_2$  при этом отводится в окружающую среду. Влажный пар поступает в компрессор 5 и **адиабатно** сжимается до полной конденсации пара, конденсат подается в котел 1.



4-1 – подвод теплоты в котел 1 при сгорании топлива для выработки пара (изобарный процесс при  $T = \text{const}$ );

1-2 – адиабатное расширение пара в паровой турбине 2;

2-3 – отвод теплоты в конденсаторе 4 (изобарный процесс при  $T = \text{const}$ );

3-4 – адиабатное сжатие пара в компрессоре 5

Рисунок 2 – Цикл Карно в  $p-v$  и  $T-s$  координатах

На адиабатное сжатие в компрессоре 5 тратится работа численно равная площади  $4^I-4^I-3^I-3^I-4^I$ :

$$\ell = \int_3^4 v dp, \quad (1)$$

Работа сжатия тем больше, чем выше исходные параметры цикла (площадь  $4^{III}-4^{II}-3^{II}-3^I-4^{III}$ ).

Термический КПД цикла определяется, как обычно, по формуле:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}. \quad (2)$$

Теплота  $q_1$ , кДж/кг, подведенная к 1 кг рабочего тела в изобарном процессе 4-1:

$$q_1 = i_k - i_n = i_1 - i_4. \quad (3)$$

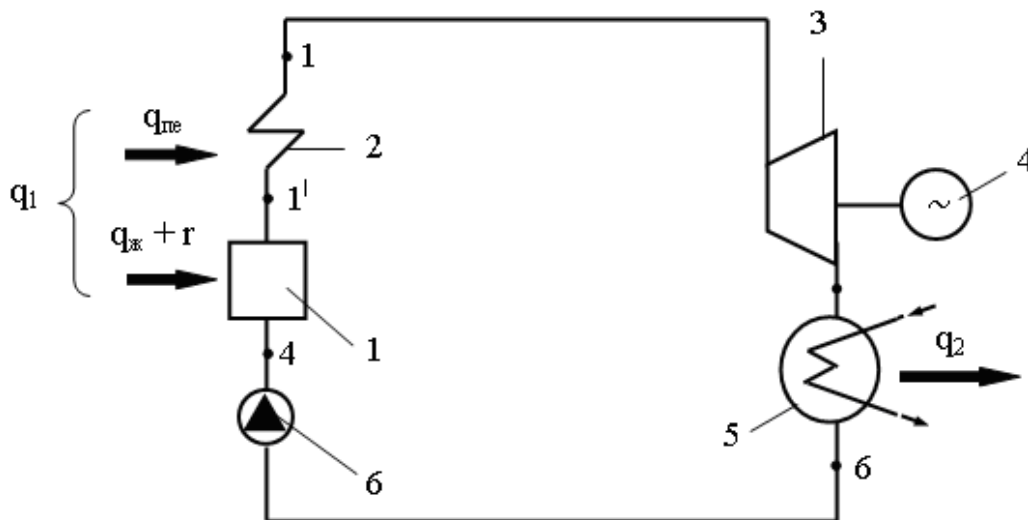
Отвод теплоты  $q_2$ , кДж/кг, в конденсаторе в изобарном процессе 2-3:

$$q_2 = i_k - i_n = i_2 - i_3, \quad (4)$$

где  $(i_k - i_n)$  – разность удельных энтальпий в конечной и начальной точках процесса, кДж/кг.

Преимущества такой паросиловой установки – максимальный термический КПД. Но это преимущество теряется, так как большая работа затрачивается на сжатие влажного пара в компрессоре.

Удобнее и экономичнее в реальном цикле конденсировать пар до линии  $x = 0$ , а затем насосом увеличивать давление воды. Такой цикл был предложен в 50-х годах девятнадцатого столетия инженером и физиком Ренкиным почти одновременно Клаузиусом. В этом цикле возможен перегрев пара. Схема такой установки показана на рисунке 3.



- 1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – турбина;  
4 – электрогенератор; 5 – конденсатор; 6 – насос

Рисунок 3 – Схема паросиловой установки (цикл Ренкина)

Насыщенный пар, приготовленный в котле 1 (процесс 4-1'), поступает в пароперегреватель 2, где к нему подводится теплота  $q_{пе}$  при постоянном давлении  $p_1$  в процессе 1'-1. Перегретый пар (точка 1) имеет более высокую температуру –  $T_1$ , чем сухой насыщенный пар –  $T_n$  (точка 1') при одинаковом давлении  $p_1$ . Разность этих температур  $\Delta T_n = T_1 - T_2$  называется **степенью перегрева сухого насыщенного пара**. Перегретый пар подается в турбину 3, адиабатное расширение (процесс 1-2), которая соединена с электрогенератором 4, в конце расширения (точка 2) пар становится влажным. Отработавший пар в конденсаторе 5 переводится в жидкость (процесс 2-3), затем жидкость водяным насосом 6 (процесс 3-4) подается в котел 1.

На рисунке 4:

Удельная работа цикла  $\ell_o$ , Дж/кг – площадь 4-1-2-3-4 (диаграмма  $p\nu$ ), она же представляет собой и работу изменения давления в цикле по адиабате 1-2:

$$\ell_p = i_1 - i_2 = \Delta i, \quad (5)$$

где  $i_1, i_2$  – удельные энтальпии пара, Дж/кг, при входе в паровую турбину и выходе из нее;  $\Delta i$  – адиабатный перепад удельной энтальпии, Дж/кг.

В уравнении (5) не учтена удельная работа насоса, что вполне допустимо, так как она составляет только 0,4 % от работы паровой турбины.

Следовательно, удельная работа цикла  $\ell_o$ , кДж/кг,

$$\ell_o = \ell_p = i_1 - i_2. \quad (6)$$

Тогда КПД цикла определяется можно определить:

$$\eta_t = \frac{|q_1| - |q_2|}{|q_1|} = \frac{\ell_o}{|q_1|}, \quad (7)$$

где  $|q_1|$  – удельная теплота, Дж/кг, подводимая по изобаре в котельную установку:

$$|q_1| = i_1 - i_2^{\prime}, \quad (8)$$

где  $i_2^{\prime} = i_3$  – удельная энтальпия кипящей воды, Дж/кг,

$$i_3 = c_p t_2 = 4187 t_2. \quad (9)$$

Тогда 
$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2^{\prime}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - c_p t_2}. \quad (10)$$

Из рисунка 4 видно, что идеальный цикл Ренкина в паросиловой установке:

- 1) делает установку компактнее, так как насос по размерам значительно меньше компрессора;
- 2) мощность насоса во много раз меньше мощности компрессора.

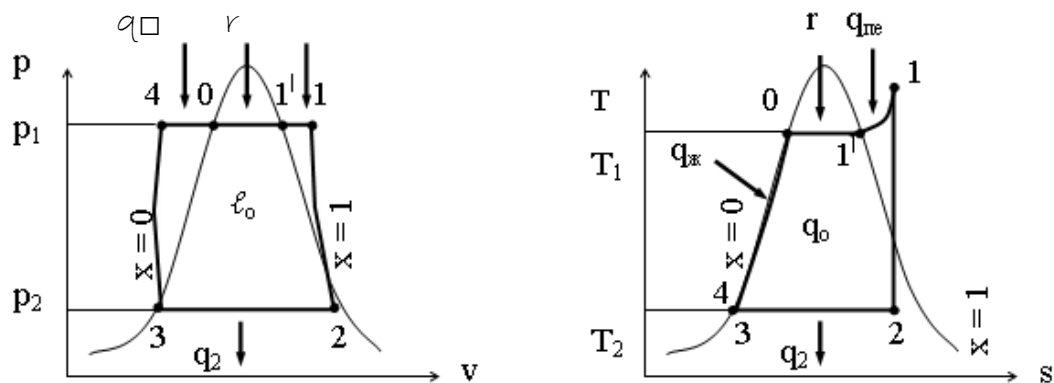


Рисунок 4 – Цикл Ренкина в p-v- и T-s-координатах

Удельный расход пара  $d_0$ , кг/(кВт-ч), идущего на выработку 1 кВт-ч энергии:

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}. \quad (11)$$

Удельный расход пара идущего на выработку единицы выполненной работы  $d_0$ , кг/МДж:

$$d_0 = \frac{1000}{i_1 - i_2}. \quad (12)$$

Алгоритм нахождения расчетных процессов расширения пара в паровой турбине по диаграмме s-h (s-i).

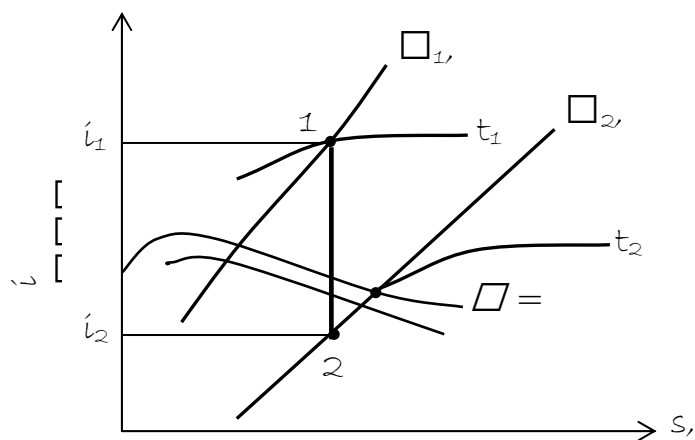
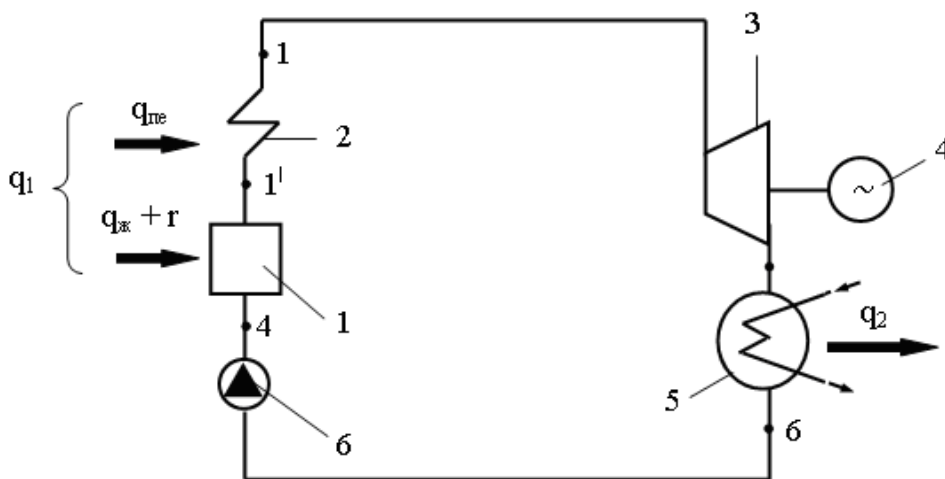


Рисунок 5 – Определение энтальпии пара по диаграмме is

## ПРИМЕР РАСЧЕТА

Исходные данные:  $p_4 = 5,5 \text{ МПа}$  (55 бар);  $t_4 = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  
 $p_4^l = 20 \text{ МПа}$  (200 бар);  $t_4^l = 600 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $p_5 = 4 \text{ кПа}$  (0,04 бар).

### 1 Принципиальная схема паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина



1 – котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина;  
 4 – электрогенератор; 5 – конденсатор; 6 – насос

Рисунок 1 – Схема паросиловой установки (цикл Ренкина)

### 2 Цикл Ренкина в $p$ - $v$ и $T$ - $s$ координатах

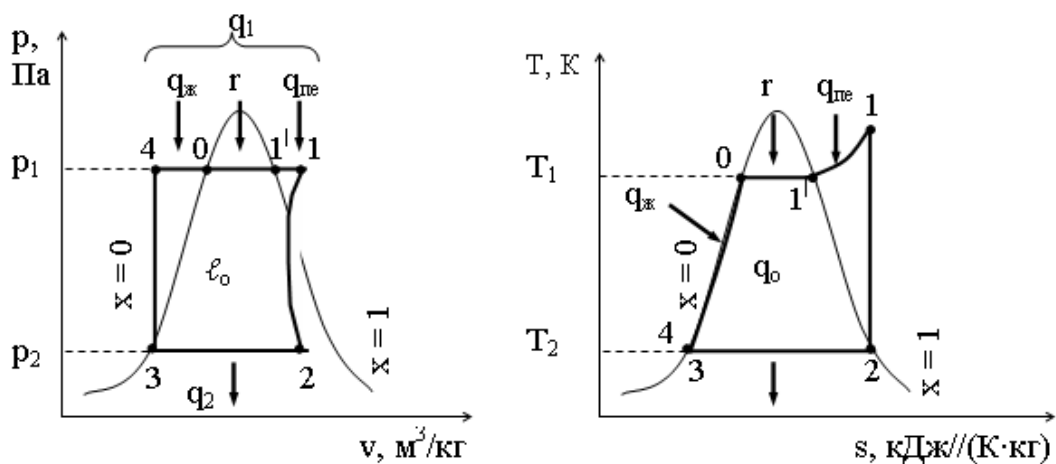


Рисунок 2 – Цикл Ренкина в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ -координатах

- т. 4 – состояние воды при выходе из насоса б и входе в котел 1 при  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $x = 0$ ; степень сухости пара «х» (паросодержание) – отношение массы сухого насыщенного пара к массе смеси (воды и пара), кг;
- 4-0 – процесс **изобарного** подвода теплоты  $q_{ж}$  в котел 1 для нагрева воды от  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $t_k\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- т. 0 – состояние воды при  $t_k\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- 0-1<sup>l</sup> – процесс **изобарного** и одновременно **изотермического** парообразования в котле 1 от  $x = 0$  до  $x = 1$  за счет скрытой удельной теплоты парообразования  $r$  – это количество теплоты, необходимое для перевода при  $p = \text{const}$  1 кг жидкости (воды), нагретой до  $t_{нас}$  в сухой насыщенный пар;
- т. 1<sup>l</sup> – состояние пара при выходе из котла 1 и входе в пароперегреватель 2;
- 1<sup>l</sup>-1 – процесс **изобарного** перегрева пара в пароперегревателе 2 с подводом теплоты  $q_{пе}$ ;
- т. 1 – состояние пара при выходе из пароперегревателя 2 и входе в паровую турбину 3;
- 1-2 – процесс **адиабатного** расширения пара в паровой турбине 3 с изменением давления от  $p_1$  до  $p_2$ ;
- т. 2 – состояние пара при выходе из паровой турбины 3 и входе в конденсатор 5;
- 2-3 – процесс **изобарной** конденсации пара в конденсаторе 5 с отводом теплоты  $q_2$  и изменением состояния рабочего пара от  $x = 1$  до  $x = 0$ ;
- т. 3 – состояние конденсата при выходе из конденсатора 5 и входе в насос б;
- 3-4 – процесс **изотермического** нагнетания воды в котел 1 насосом б с повышением давления от  $p_3$  до  $p_4$ .

### 3 Расчет

#### 3.1 Термический КПД цикла Ренкина $\eta_t$

Термический КПД цикла можно определить, как в любом цикле:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{q_o}{q_1}, \quad (1)$$



где  $q_1, q_2$  – подведенная и отведенная удельная теплота в цикле, кДж/кг;  
 $q_0$  – удельная теплота цикла.

$$q_1 = c_p(t_1 - t_4) = i_1 - i_4; \quad q_2 = c_p(t_2 - t_3) = i_2 - i_3.$$

Тогда термический КПД  $\eta_t$  цикла можно определить как:

$$\eta_t = \frac{[(i_1 - i_4) - (i_2 - i_3)]}{i_1 - i_4}. \quad (2)$$

Если не учитывать ничтожного малого повышения температуры при адиабатном сжатии воды в насосе, то  $i_3 = i_4$ , а  $i_3$  – удельная энтальпия воды, кДж/кг,  $i_3 = c_p t_{\text{воды}}$ , где  $c_p$  – удельная теплота воды при постоянном давлении, кДж/(кг·К),  $c_p = 4,19$ , тогда

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_2 - i_3} = \frac{i_1 - i_2}{i_2 - c_p t_{\text{воды}}},$$

(3)

Значения энтальпий  $i_1, i_2$  и температуру воды  $t_{\text{воды}}$  (конденсата) находим по диаграмме  $is(sh)$ , алгоритм нахождения приведен на рисунке 3.

$$i_1 = 3\,280 \text{ кДж/кг}; \quad i_2 = 2\,290 \text{ кДж/кг}; \quad t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$i_2^| = 4,19 \cdot 28 = 117,32 \text{ кДж/кг}.$$

$$\eta_t = \frac{3280 - 2290}{3280 - 117,32} = 0,316.$$

$$i_1^| = 3\,550 \text{ кДж/кг}; \quad i_2^| = 2\,200 \text{ кДж/кг}; \quad t_2 = 28 \text{ }^\circ\text{C}; \quad i_3 = 4,19 \cdot 28 = 117,32 \text{ кДж/кг}.$$

$$\eta_t^| = \frac{3550 - 2200}{3550 - 117,85} = 0,417.$$

**Удельный расход пара**  $d_0$  кг/(кВт·ч), идущего на выработку 1 кВт·ч энергии,

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}, \quad (4)$$

$$d_0 = \frac{3600}{3280 - 2290} = 3,636 \text{ кг/кВт·ч}.$$

$$d_0^| = \frac{3600}{3550 - 2200} = 2,667 \text{ кг/кВт·ч};$$

**3.3 Удельный расход пара**  $d_0$  идущего на выработку единицы выполненной работы, кг /МДж,

$$d_o = \frac{1000}{i_1 - i_2}. \quad (5)$$

$$d_o = \frac{1000}{3280 - 2290} = 1,01 \text{ кг/МДж.}$$

$$d_o^l = \frac{1000}{3550 - 2200} = 0,74 \text{ кг/МДж.}$$

#### 4 Выкопировка из s-i (h) диаграммы расчетных процессов расширения пара в паровой турбине

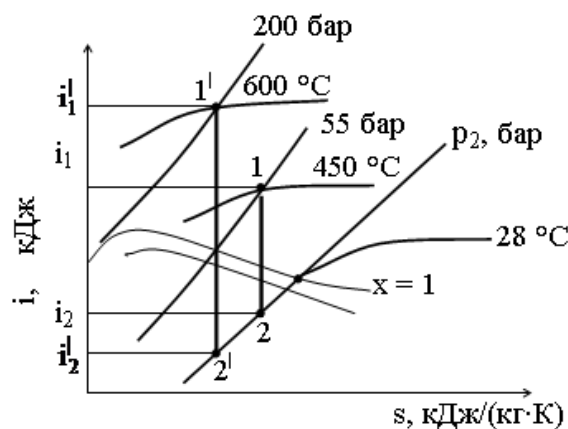


Рисунок 3 – Определение энтальпии пара в процессах цикла Ренкина по диаграмме в is

#### 5 Вывод о влиянии повышенных начальных параметров пара при поступлении в турбину

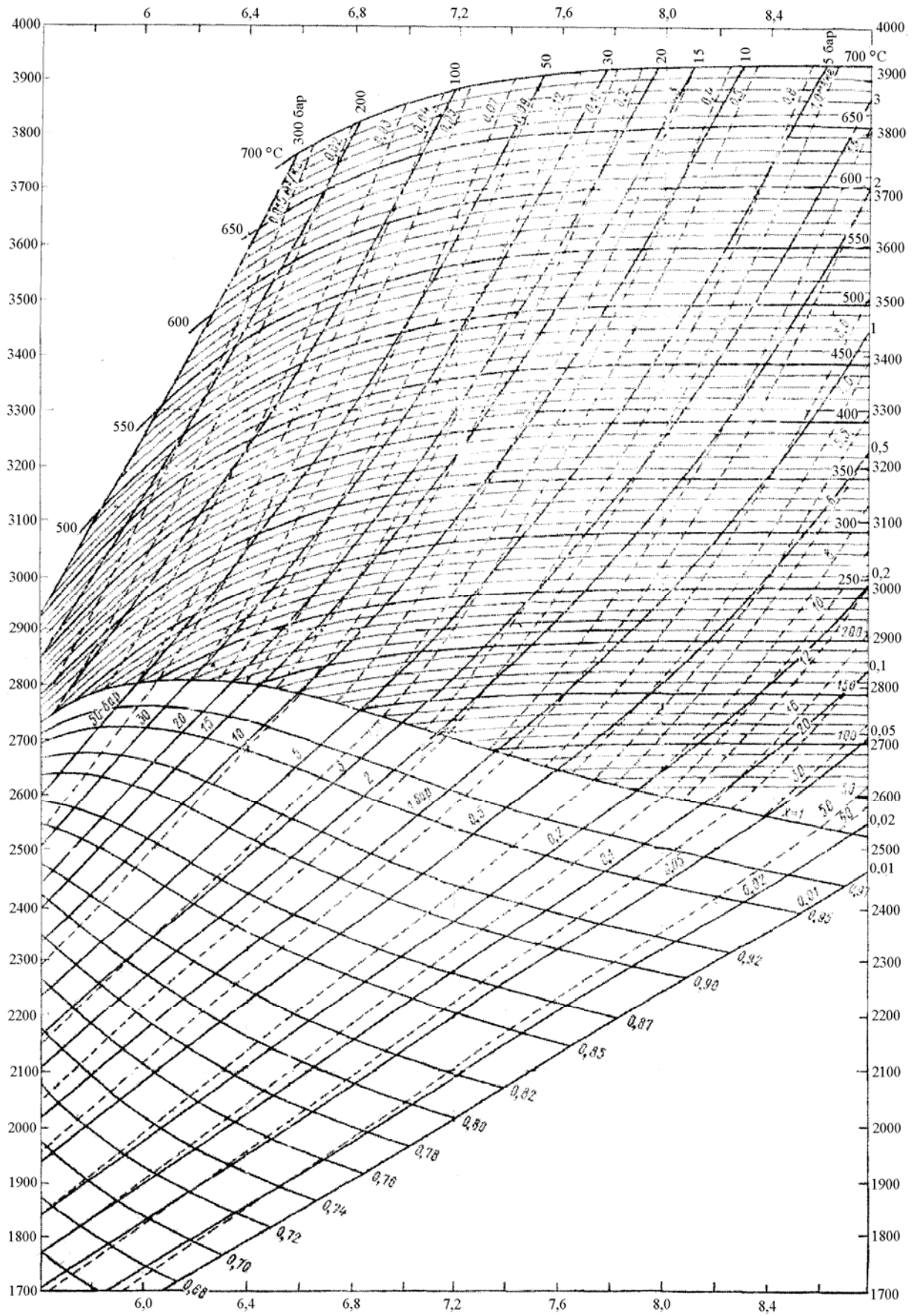
С повышением начальных параметров пара:

- 1) термический КПД цикла **увеличивается**;
- 2) количество пара  $d_o$ , кг, **уменьшается**, идущего на выработку 1 кВт-ч энергии или на совершение 1 МДж работы;

3) идеальный цикл Ренкина в паросиловой установке по сравнению с идеальным циклом Карно:

- делает установку компактнее, так как насос по размерам значительно меньше компрессора;
- делает установку экономичнее, так как мощность насоса во много раз меньше мощности компрессора.

Энтальпия  $h$ , кДж/кг



Энтропия  $s$ , кДж/(кг·град)

## Задача № 4

### Цикл воздушно-компрессорной холодильной установки

Исходные параметры воздуха установки принять по таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для расчета цикла

№ п/п в жур- нале	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$t_1$ , °С	$t_3$ , °С	$Q_2$ , кВт	№ п/п в жур- нале	$p_1$ , МПа	$p_2$ , МПа	$t_1$ , °С	$t_3$ , °С	$Q_2$ , кВт
1	0,1	0,4	- 10	17	100	16	0,1	0,5	- 10	18	160
2	0,1	0,4	- 12	16	110	17	0,1	0,5	- 9	20	150
3	0,1	0,4	- 14	20	120	18	0,1	0,5	- 8	21	140
4	0,1	0,4	- 8	22	130	19	0,1	0,5	- 7	22	130
5	0,1	0,4	- 6	25	140	20	0,1	0,5	- 6	23	120
6	0,1	0,4	- 4	19	150	21	0,1	0,5	- 5	24	110
7	0,1	0,4	- 2	18	160	22	0,1	0,5	- 4	25	100
8	0,1	0,4	- 5	23	170	23	0,1	0,5	- 2	15	90
9	0,1	0,4	- 7	15	180	24	0,1	0,7	- 3	19	100
10	0,1	0,4	- 9	26	190	25	0,1	0,7	- 4	20	100
11	0,1	0,6	- 10	27	200	26	0,1	0,7	- 5	21	110
12	0,1	0,6	- 12	25	180	27	0,1	0,7	- 6	22	120
13	0,1	0,6	- 14	23	160	28	0,1	0,7	- 7	23	130
14	0,1	0,6	- 15	20	150	29	0,1	0,7	- 8	24	140
15	0,1	0,6	- 13	18	140	30	0,1	0,7	- 10	20	150

1. Вычертить принципиальную схему воздушно-компрессорной установки, обозначить позициями ее основные элементы и записать их наименование.

2. Рассчитать идеальный цикл воздушно-компрессорной холодильной установки.

- 2.1. Определить неизвестные параметры в узловых точках цикла.
- 2.2. Определить изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К).
- 2.3. Определить удельную тепловую мощность теплообменника  $3 q_1$ , кДж/кг.
- 2.4. Определить удельную производительность холода холодильной камеры  $q_2$ , кДж/кг,
- 2.5. Определить расход воздуха  $M$ , кг/с.
- 2.6. Определить удельную теоретическую потребляемую мощность (теплоту цикла)  $q_0$  (кДж/кг) и полную мощность  $Q_0$  (кВт).
- 2.7. Определить холодильный коэффициент  $\varepsilon$ .

3. Вычертить цикл установки в  $p_v$  и  $T_s$ -координатах по данным расчета, обозначить узловые точки цикла.

4. Ответить на контрольные вопросы:

- что такое холодильный коэффициент?
- за счет чего работают компрессорные холодильные установки?
- чем определяется работа, затраченная на осуществление цикла в данной холодильной установке?

## Общие теоретические положения

**Процесс**, в течение которого газ, претерпевает ряд изменений своего состояния и вновь возвращается в исходное состояние, называется **круговым процессом** или **циклом**.

Холодильные установки предназначены для искусственного охлаждения тел ниже температуры окружающей среды. Рабочее тело в холодильных установках совершает обратный круговой процесс, в котором затрачиваемая внешняя работа расходуется на отъем тепла от охлаждаемого тела. В воздушно-компрессорной холодильной установке рабочим телом является **воздух**.

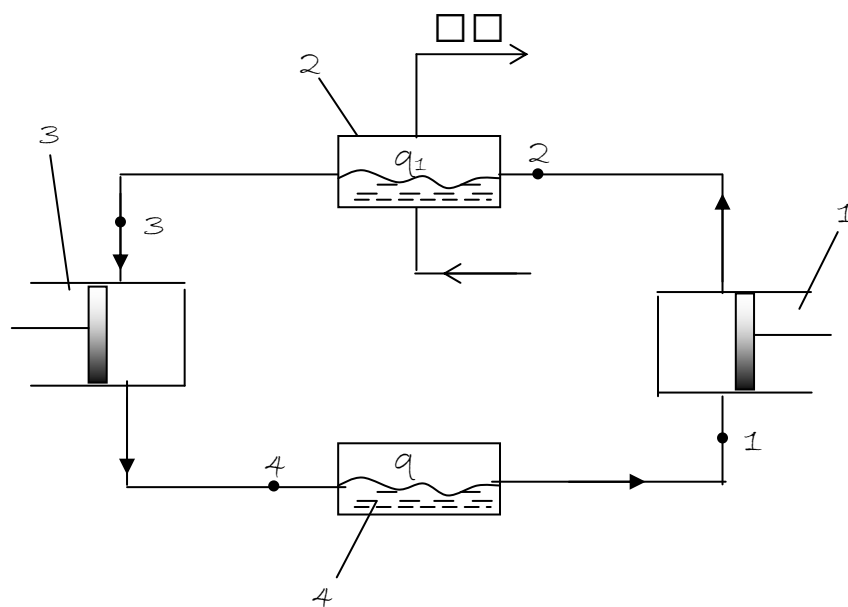
Для получения низких температур (производства холода) в данном типе установки используют **адиабатное расширение** воздуха. Для этого его предварительно сжимают в компрессоре 1, а затем, так как при сжатии температура его повышается, охлаждают до температуры, например, окружающей среды в теплообменнике 2.

Если такой воздух заставить расширяться в расширительном сосуде 3 по **адиабате**, то он совершит работу за счет своей энергии, при этом его температура понизится и окажется ниже температуры окружающей среды. Охлажденный воздух поступает в холодильную камеру (охлаждаемое помещение) 4, отнимая теплоту от охлаждаемых тел, нагревается и вновь поступает в компрессор 1.

Схема воздушно-компрессорной холодильной установки представлена на рисунке 1.

Установка состоит из следующих элементов:

- компрессора 1, всасывающего воздух и сжимающий его;
- охладителя (теплообменника) 2, в котором охлаждается сжатый воздух водой;
- расширительного цилиндра 3, в котором воздух расширяется, совершая при этом работу и понижая свою температуру;
- холодильной камеры 4, в которой по трубопроводам циркулирует охлажденный воздух, отнимая теплоту от охлаждаемых тел, нагревается и вновь поступает в компрессор 1.



- 1 – компрессор; 2 – охладитель воздуха (теплообменник);  
 3 – расширительный цилиндр (детандер);  
 4 – холодильная камера

Рисунок 1 – Принципиальная схема воздушно-компрессорной холодильной установки

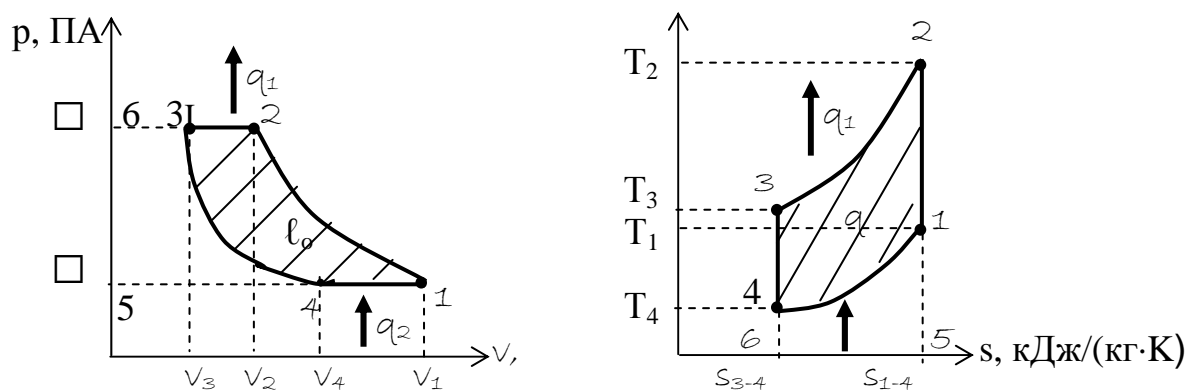


Рисунок 2 – Теоретический цикл холодильной установки в координатах  $p-v$  и  $T-s$

На рисунке 2 (теоретический цикл воздушно компрессорной установки в  $p-v$  и  $T-s$  координатах):

- точка 1 – состояние воздуха, поступающего в компрессор;
- линия 1-2 – адиабатный процесс сжатия в компрессоре;

- точка 2 – состояние воздуха, поступающего в охладитель (теплообменник);
- 2 -3 – изобарное охлаждение в теплообменнике;
- точка 3 – состояние воздуха, поступающего в расширительный цилиндр;
- 3 - 4 – адиабатный процесс расширения в расширительном цилиндре;
- точка 4 – состояние воздуха, поступающего в холодильную камеру;
- линия 4-1 –изобарное нагревание воздуха в холодильной камере;
- площадь 1-2-3-6-5- 4-1 – работа, затраченная компрессором на сжатие;
- площадь 3-6-5-4-3 – работа, полученная в расширительном цилиндре;
- площадь 1-2-3-4 – работа цикла.

На диаграмме в координатах Ts:

- площадь под кривой 4-1 – количество теплоты  $q_2$ , переданной охлаждаемыми телами (пл. 1-4-6-5-1) воздуху в холодильной камере;
- площадь под кривой 3-2 – количество теплоты  $q_1$ , отданной в охладителе (пл. 2-3-6-5-2) от воздуха воде;
- площадь 1-2- 3-4-1 – удельная теплота цикла  $q_{01}$ .

**Удельная производительность холода** холодильной камеры 4  $q_2$ , кДж/кг.

$$q_2 = c_p m(T_1 - T_4), \quad (1)$$

где  $T_1$  – температура воздуха, К, выходящего из холодильной камеры 4 и поступающего в компрессор 1;

$T_4$  – температура воздуха, К, входящего в холодильную камеру 4;

$c_{pm}$  – удельная средняя теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг·К).

**Удельная тепловая мощность** теплообменника 2  $q_1$ , кДж/кг.

$$q_1 = c_p (T_2 - T_3), \quad (2)$$

где  $T_2$  – температура воздуха, К, входящего в теплообменник 2;

$T_3$  – температура воздуха, К, входящего расширитель 3.

Удельная работа  $\ell_k$ , Дж/кг, затраченная на привод компрессора 1:

$$\ell_k = c_{p,m}(T_1 - T_2). \quad (3.a)$$

$$\ell_k = \frac{k}{k-1} R(T_1 - T_2). \quad (3.б)$$

Удельная работа  $\ell_{p,ц}$ , Дж/кг, полученная в расширительном цилиндре 3:

$$\ell_{p,ц} = c_{p,m}(T_3 - T_4). \quad (4.a)$$

$$\ell_k = \frac{k}{k-1} R(T_3 - T_4). \quad (4.б)$$

Удельная работа  $\ell_o$ , Дж/кг, затраченная в цикле:

$$\ell_o = \ell_k - \ell_{p,ц}. \quad (5)$$

Расход холодильного агента (воздуха)  $M$ , кг/с,

$$M = \frac{Q_2}{q_2}, \quad (6)$$

где  $Q_2$ ,  $q_2$  – соответственно холодопроизводительность установки, кДж, и удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{\ell_o} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4}. \quad (7.a)$$

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{q_2}{\ell_o}. \quad (7.б)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{k}{k-1} \sqrt{\frac{P_2}{P_1}} - 1} = \frac{1}{\frac{k}{k-1} \sqrt{\frac{P_3}{P_4}}}. \quad (7.в)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (7.с)$$



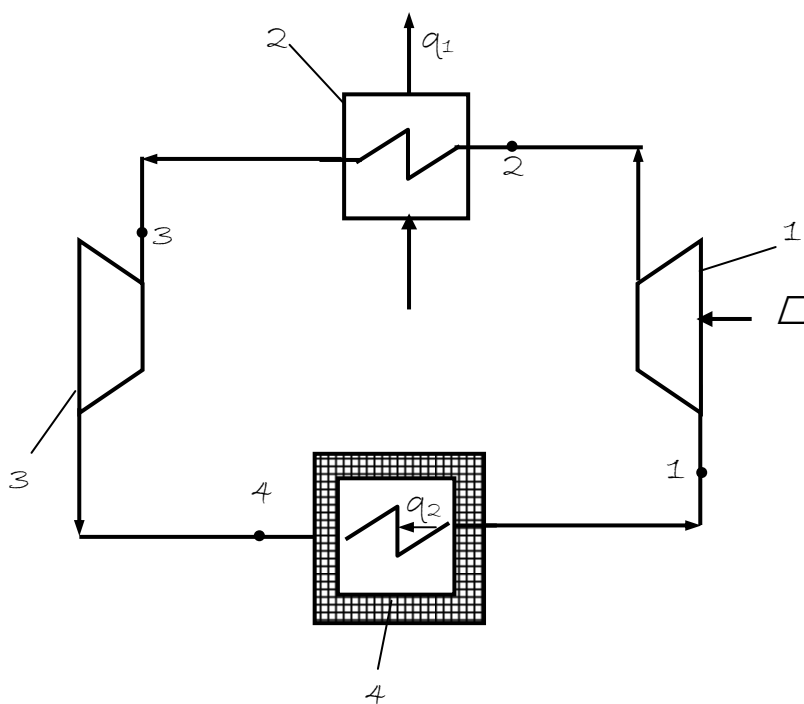
## ПРИМЕР РАСЧЕТА

Дано:  $p_1 = 0,1$  МПа;  $p_2 = 0,7$  МПа;

$t_1 = -10$  °С;  $T_1 = 263$  К;  $t_3 = 20$  °С;

$T_3 = 293$  К;  $Q_2 (Q_x) = 150$  кВт.

### Решение



1 – компрессор; 2 – теплообменник (охладитель);

3 – расширительный цилиндр; 4 – холодильная камера

Рисунок 1 – Принципиальная схема воздушно-компрессорной холодильной установки

## 2 Расчет идеального цикла

### 2.1 Определение неизвестных параметров в узловых точках цикла

**Точка 1:**  $p_1 = 0,1$  МПа;  $T_1 = 263$  К.

Удельный объем  $v_1$  определим из уравнения состояния:

$$p_1 v_1 = RT_1, \quad (1)$$

где  $p_1$  – давление в начале сжатия, Па;  $v_1$  – удельный объем в начале сжатия, м<sup>3</sup>/кг;  $R$  – газовая постоянная воздуха, Дж/(кг·К),  $R = 287$ ;  $T_1$  – температура в начале сжатия, К.

Уравнение (1) выразим относительно удельного объема  $v_1$ .

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1 \cdot 10^6}.$$

$$v_1 = \frac{287 \cdot 263}{0,1 \cdot 10^6} = 0,755 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Давление:  $p_1 = 0,1$  МПа. Температура:  $T_1 = 263$  К.

**Точка 2:**  $p_2 = 0,7$  МПа; процесс 1-2 – адиабатное сжатие.

Уравнение адиабатного процесса:  $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$ . (2)

где  $k$  – коэффициент адиабаты,  $k = 1,4$ .

Удельный объем  $v_2$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , определим из уравнения (2):

$$v_2 = v_1 \sqrt[k]{\frac{p_1}{p_2}}.$$

$$v_2 = 0,755 \cdot 1,4 \sqrt[1,4]{\frac{0,1}{0,7}} = 0,188 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Температуру  $T_2$ , К, определим из формулы (1) относительно точки 2.

$$T_2 = \frac{0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,188}{287} = 458 \text{ К (212 } ^\circ\text{C)}.$$

**Точка 3:**  $p_3 = p_2 = 0,7$  МПа, так как процесс 2-3 – изобарное охлаждение в теплообменнике; температура:  $T_3 = 293$  К.

Удельный объем  $v_3$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , определим по формуле (1) относительно точки 3.

$$v_3 = \frac{RT_3}{p_3}.$$

$$v_3 = \frac{287 \cdot 293}{0,7 \cdot 10^6} = 0,12 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

**Точка 4:**  $p_4 = p_1 = 0,1$  МПа, так как процесс 4-1 – изобарный нагрев в холодильной камере.

Удельный объем  $v_4$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ , определим по формуле (2) относительно точки 4, так как процесс 3-4 – адиабатное расширение в детандере:

$$v_4 = v_3 \sqrt[k]{\frac{p_3}{p_4}}.$$

$$v_4 = 0,12 \cdot 1,4 \sqrt[0,7]{\frac{0,7}{0,1}} = 0,48 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Температуру  $T_4$  определим по формуле (1) относительно точки 4:

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R}.$$

$$T_4 = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,48}{287} = 167 \text{ К}.$$

## 2.2 Определение изменение удельной энтропии $\Delta s$

Процесс 1-2 – адиабатный, поэтому изменение энтропии  $\Delta s_{1-2} = 0$

Процесс 2-3 – изобарный, поэтому изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К):

$$\Delta s_{2-3} = s_3 - s_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_3}, \quad (3)$$

где  $c_p$  – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·К),  $c_p = 1,009$ .

$$\Delta s_{3-2} = s_3 - s_2 = 1,009 \cdot \ln \frac{458}{293} = 0,45 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Процесс 3-4 – адиабатный, поэтому изменение удельной энтропии

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

Процесс 4-1 – изобарный, поэтому изменение удельной энтропии  $\Delta s$ , кДж/(кг·К), определяем по формуле (3) относительно данного процесса.

$$\Delta s_{4-1} = s_4 - s_1 = c_p \ln \frac{T_4}{T_1}. \quad (4)$$

$$\Delta s_{1-4} = s_1 - s_4 = 1,009 \cdot \ln \frac{167}{263} = -0,45 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

**2.3 Определение удельной тепловой мощности  $q_1$ , кДж/кг, теплообменника 2.**

$$q_1 = c_p (T_2 - T_3). \quad (5)$$

$$q_1 = 1,009(458 - 293) = 166,5 \text{ кДж/кг.}$$

**2.4 Определение удельной производительности холода** холодильной камеры  $q_2$ , кДж/кг, по формуле (5):

$$q_2 = c_{pm}(T_1 - T_4). \quad (6)$$

$$q_2 = 1,009 \cdot (263 - 167) = 96 \text{ Дж/кг.}$$

**2.5 Определение расхода воздуха M**

$$M = \frac{Q_2}{q_2}. \quad (7)$$

$$M = \frac{150}{96} = 1,55 \text{ кг/с.}$$

**2.6 Определение удельной теплоты  $q_0$  и теплоты  $Q_0$  цикла**

$$q_0 = q_2 - q_1. \quad (8)$$

$$q_0 = 166,5 - 96 = 70,5 \text{ кДж/кг.}$$

$$Q_0 = Mq_0. \quad (9)$$

$$Q_0 = 1,55 \cdot 70,5 = 109 \text{ кВт.}$$

**2.7 Определение холодильного коэффициента**

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (10.a)$$

$$\varepsilon_x = \frac{96}{70,5} = 1,36.$$

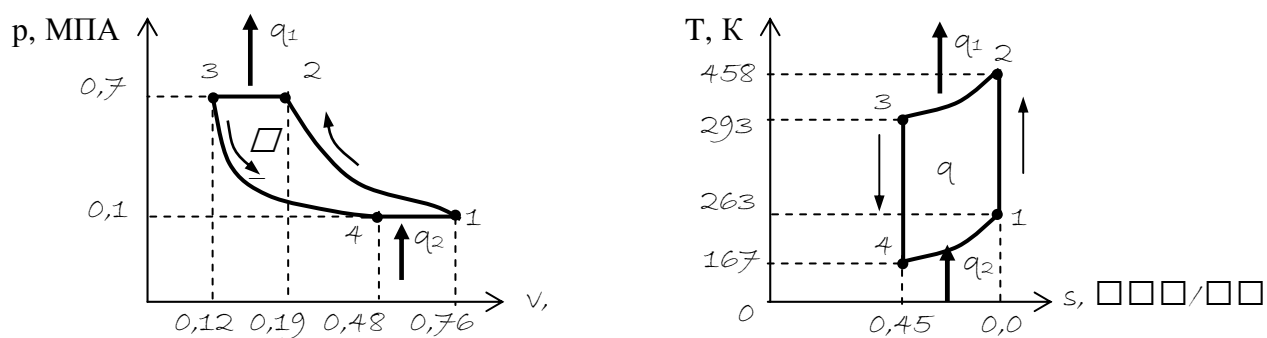
$$\varepsilon_x = \frac{T_1}{T_2 - T_1}. \quad (10.б)$$

$$\varepsilon_x = \frac{263}{458 - 263} = 1,35.$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (10.в)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{0,7}{0,1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1} = \frac{1}{1,7436 - 1} = \frac{1}{0,7436} = 1,345.$$

### 3 Цикл установки в координатах $p-v$ и $T-s$



1-2 – адиабатное сжатие в компрессоре; 2-3 – изобарное охлаждение в теплообменнике; 3-4 – адиабатное расширение в детандере;

4-1 – изобарный нагрев в холодильной камере

Рисунок 2 – Цикл холодильной установки в  $p-v$  и  $T-s$  координатах

## Литература

1. Круглов Г.А., Булгакова Р.И., Круглова Е.С. теплотехника: учебное пособие. СПб.: Издательство «Лань», 2010. 208 с.
2. Амерханов Р.А., Драганов Б.Х. Теплотехника: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 2006. – 432 с.