Библиотека СОК

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

«Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров»

В.Г. Злобин, С.В. Горбай, Т.Ю. Короткова

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Часть 2

ВОДЯНОЙ ПАР. ЦИКЛЫ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Санкт-Петербург

2011

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

УДК 621.1(075)
ББК 31.31
З68
Злобин В.Г., Горбай С.В., Короткова Т.Ю.. **Техническая термодинамика.**

Часть 2. Водяной пар. Циклы теплосиловых установок.: Учебное пособие / СПбГТУРП. -СПб.: 2011.-118 с.: ил. 66, табл. 3.

Учебное пособие по технической термодинамике предназначено для студентов теплотехнических и инженерно-физических факультетов высших энергетических, политехнических и технических учебных заведений, представляет интерес для научных и инженерно-технических специалистов топливно-энергетического комплекса в соответствующих отраслях промышленности и коммунального хозяйства, а также для аспирантов и преподавателей высших учебных заведений.

Часть 2 учебного пособия посвящена рассмотрению и анализу свойств водяного пара; рабочих циклов тепловых, силовых установок, холодильных машин, тепловых насосов, установок по прямому преобразованию тепловой энергии в электрическую; здесь же излагаются вопросы, связанные с общими термодинамическими принципами получения тепла.

Рецензенты:
доцент кафедры ПТЭ СПбГТУРП канд.техн.наук В.Н. Белоусов,
техн. директор ООО «А1-Энерго» д-р.техн.наук, профессор В.В. Барановский

Рекомендовано к изданию Редакционным Советом университета в качестве учебного пособия

Редактор и корректор Т.А. Смирнова
Техн. редактор Л.Я. Титова Темплан 2011 г., поз. 32

Подп. к печати 24.06.11. Формат бумаги 60×84/16. Бумага тип. № 1.
Печать офсетная. Печ.л. 7,5. Уч.-изд.л. 7,5. Тираж 150 экз.
Изд. № 32. Цена «С». Заказ

Ризограф Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров, 198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.

© Злобин В.Г., Горбай С.В., Короткова Т.Ю., 2011
© ГОУ ВПО Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров, 2011

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Введение

Развитие науки и техники за последние несколько десятилетий характеризуется возросшим интересом к термодинамике и значительным расширением приложений ее к различным явлениям. В качестве примера можно указать на проблемы прямого или безмашинного получения электрической энергии в топливных элементах, термоэлектрических генераторах, термоэмиссионных преобразователях, магнитогазодинамических генераторах. Существенно увеличился также перечень рабочих тел и областей их использования, а в изучении свойств веществ были получены новые важные результаты. Все больше используются современные методы исследования и обработки их результатов на основе прикладных математических программ. Все это делает необходимым более глубокое изучение свойств веществ и систематизацию накопленных в этой области сведений.

В настоящем учебном пособии рассматриваются в проблемы преобразования внутренней энергии тел в полезную внешнюю работу, свойства широко применяемого в теплоэнергетике реального газа – водяного пара и процессы, происходящие в теплоэнергетических установках, тепловых насосах и холодильных установках, что предопределяет энергетический аспект пособия в целом.

Современное состояние термодинамики позволяет производить исчерпывающий анализ всех этапов реального процесса превращения энергии тел в полезную работу. Термодинамика равновесных состояний дает возможность характеризовать особенности каждого из возможных состояний равновесия и общий энергетический эффект равновесного процесса, а термодинамика необратимых процессов – оценить диссипацию энергии в любом из реальных процессов, а, следовательно, и действительный КПД (или коэффициент использования энергии) данного процесса.

Содержание учебного пособия формировалось с учетом действующих программ вузов, а также с учетом перехода на двухуровневую систему высшего профессионального образования.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

1. ВОДЯНОЙ ПАР (РЕАЛЬНЫЙ ГАЗ)

1.1. Основные понятия и определения

Водяной пар является одним из реальных газов, широко используемых в теплоэнергетике, поэтому исследование его свойств имеет важное практическое значение.

Паром называется реальный газ с относительно высокой критической температурой, близкой к состоянию насыщения.

Парообразованием называется процесс превращения жидкости в пар.

Испарением называется процесс парообразования, происходящий только с поверхности жидкости. Испарение происходит при любой температуре, а его интенсивность зависит от свойств жидкости и температуры. При испарении молекулы жидкости, движущиеся с большими скоростями и оказавшиеся у её поверхности, преодолевают притяжение соседних молекул, образующих поверхностное натяжение, вылетают из жидкости в окружающую среду. Так как при испарении в жидкости остаются молекулы, движущиеся с меньшими скоростями, температура жидкости уменьшается. Испарение жидкости может быть полным, если над ее поверхностью находится неограниченное пространство.

Кипением называется процесс парообразования, протекающий как с поверхности жидкости, так и во всей её массе. При подводе теплоты к испаряющейся жидкости увеличивается её температура и интенсивность испарения. При достижении вполне определенной температуры жидкости, зависящей от её свойств и давления, при котором она находится, наступает парообразование во всей её массе и у стенок сосуда. Образующийся при кипении пар имеет ту же температуру и давление, что и кипящая жидкость.

Конденсация – процесс превращения пара в жидкость, обратный процессу парообразования. Получающаяся при конденсации жидкость называется конденсатом. Он имеет ту же температуру и давление, что и конденсирующийся пар.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Возгонка – (сублимация) – процесс превращения вещества из твердого состояния в пар, минуя жидкую фазу. Процесс протекает при давлениях более низких, чем давление в тройной точке – единственной точке, в которой вещество существует в равновесном состоянии одновременно в трех фазах: твердой, жидкой и парообразной. Ниже давления в тройной точке вещество существовать в жидкой фазе не может. Для воды в тройной точке $P_a = 610{,}8 Па$ $(4{,}6 мм.рт.ст)$ $T_a = 273{,}16 K$ $(t_a = 0{,}0075°C)$.

Десублимация – процесс превращения пара непосредственно в твердое состояние. Протекает при давлении ниже давления в тройной точке вещества.

Переход вещества из одной фазы в другую называется фазовым переходом. В технике весьма часто приходиться встречаться с фазовыми переходами в чистых веществах. В зависимости от давления и температуры чистое вещество может находиться в различных агрегатных состояниях – газообразном, жидком и твердом. Агрегатные состояния чистого вещества обычно принимают газообразную, жидкую и твердую фазы.

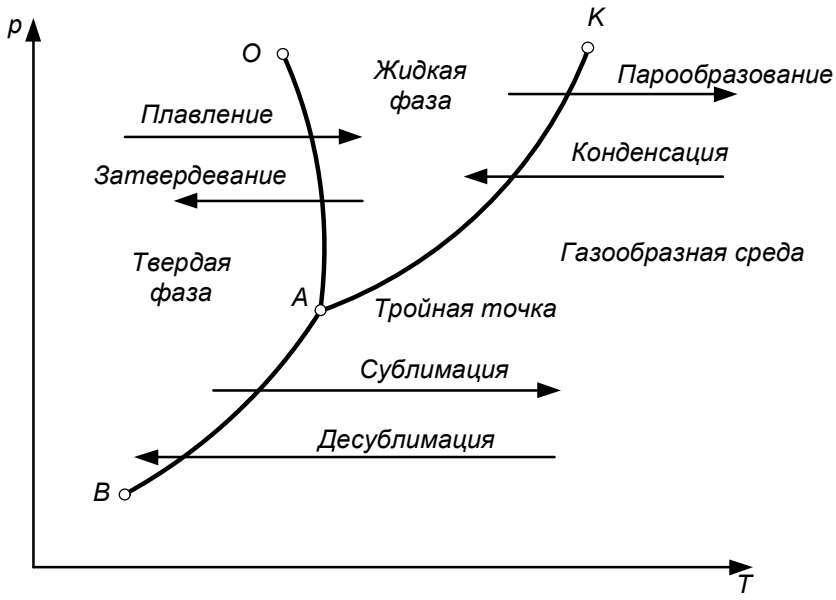


Рис.1.1. Диаграмма фазовых переходов вещества:
А – тройная точка, *К* - критическая точка

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

На рис 1.1 в координатах *p, T* изображены линии фазовых переходов вещества. Линия *AO* представляет собой кривую плавления (затвердевания); линия *AB* – кривую сублимации (десублимации); линия *AK* – кривую кипения (конденсации); эта линия заканчивается в точке *K*, которую называют критической. Состояние, в котором существуют три фазы, называется тройной точкой (точка *A* на рис 1.1). По фазовой *p-T* диаграмме (для каждого конкретного вещества) можно установить, в каком агрегатном состоянии оно находится при заданных давлении *p* и температуре *T*.

Насыщенный пар – пар, находящийся в динамическом и термодинамическом равновесии с жидкостью, из которой он образуется. При испарении жидкости в ограниченное пространство одновременно происходит и обратное явление – конденсация пара. Вызывается это тем, что некоторые молекулы, движущиеся в паровом пространстве, ударяются о поверхность жидкости и возвращаются в неё обратно. В некоторый момент, когда число молекул, вылетающих из жидкости, станет равным числу молекул, возвращающихся в неё обратно, в системе наступит динамическое равновесие. При этом равновесии в паровом пространстве будет находиться максимально возможное число молекул. Такой пар будет иметь максимальную плотность. Температура насыщенного пара зависит от давления среды, в которой происходит кипение. С изменением температуры жидкости равновесие нарушается, вызывая соответствующее изменение плотности и давления насыщенного пара.

Насыщенный пар, в котором отсутствуют взвешенные высокодисперсные (мельчайшие) частицы жидкой фазы, называется *сухим насыщенным паром*. Состояние сухого насыщенного пара определяется только одним параметром — давлением, или удельным объемом, или температурой.

Насыщенный пар, в котором содержатся взвешенные высокодисперсные частицы жидкой фазы, равномерно распределенные по всей массе пара, называется *влажным насыщенным паром.*

Отношение массы сухого насыщенного пара к суммарной массе влажного насыщенного пара (смеси пар — жидкость) обозначается *x* и на-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

зывается массовой долей сухого насыщенного пара, или *степенью сухости* пара, или *паросодержанием*:

$$x = \frac{\textit{масса сухого насыщенного пара во влажном воздухе}}{\textit{масса влажного пара}}$$

Массовая доля кипящей жидкости во влажном паре, равная $y = (1 - x)$, называется *степенью влажности* пара. Для кипящей жидкости при температуре насыщения $x = 0$, а для сухого насыщенного пара $x = 1$, следовательно, степень сухости может меняться только в пределах от *0* до *1*. Очевидно, состояние влажного пара определяется двумя величинами: температурой или давлением и каким-либо другим параметром, например степенью сухости пара. Если сухому насыщенному пару сообщить некоторое количество теплоты при постоянном давлении, то температура его будет возрастать. Пар, поручаемый в этом процессе, называется *перегретым.* Перегретый пар имеет при данном давлении более высокую температуру и удельный объем, чем сухой насыщенный пар. Перегретый пар над поверхностью жидкости получить нельзя. Температура перегретого пара, так же как и газа, является функцией объема и давления.

Перегретый пар является ненасыщенным, так как при данном давлении удельный объем перегретого пара больше удельного объема сухого насыщенного пара, а плотность меньше. Он по своим физическим свойствам приближается к газу и тем ближе, чем выше степень перегрева. Разность между температурами перегретого пара и насыщенного одинакового давления называется *степенью перегрева* ($t - t_H$, при $p = const$).

1.2. Диаграмма *p – V* водяного пара

Рассмотрим процесс получения перегретого пара при постоянном давлении *p* в диаграмме *p – V* (рис.1.2). Введем следующие обозначения:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

V_0, V' - удельный объем воды соответственно при $0°C$ и при температуре кипения;

V_x, V'', V - удельный объем соответственно влажного, сухого насыщенного и перегретого пара.

Проведем на диаграмме p-V изобару (линия постоянного давления) $p = const$, и пусть точка *a* на ней характеризует состояние воды при температуре $0°C$. При подводе к ней теплоты ее температура будет увеличиваться и при достижении вполне определенного ее значения, зависящего от давления, вода закипит.

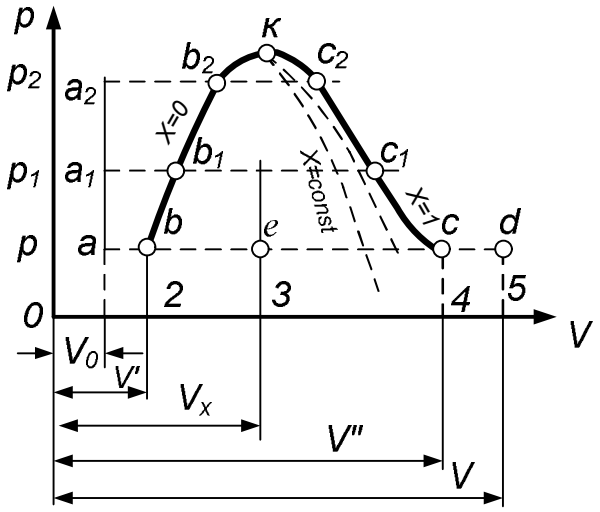


Рис.1.2. Диаграмма *p*-*V* водяного пара

Состояние кипящей воды характеризуется точкой *b* – удельным объемом V'. При дальнейшем подводе теплоты к кипящей воде происходит процесс парообразования. В точке *c* кипящая вода полностью испарится и превратится в сухой насыщенный пар с удельным объемом V''. При дальнейшем подводе теплоты пар будет перегреваться. Его состояние характеризуется точкой *d* – удельным объемом V.

Таким образом, процесс получения перегретого пара $a-d$ состоит из трех последовательных процессов:

- изобарного процесса $a-b$ подогрева воды;

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

- изобарно-изотермического процесса парообразования $b-c$;

- изобарного процесса перегрева пара $c-d$.

Переход жидкости в пар (переход из одной фазы в другую) происходит при механическом и термическом равновесии, т.е. при $p = const$ и $T = const$. Следовательно, участок изобары $b-c$ одновременно является и участком изотермы.

Если процесс парообразования будет происходить при более высоком давлении $p_1 > p$, то объем V_0 не изменится, так как вода практически несжимаемая среда; объем кипящей воды V' увеличится, так как с ростом давления возрастет температура кипения, а объем сухого насыщенного пара уменьшится, так как рост давления сказывается на объеме сильнее, чем температура. Следовательно, при увеличении давления отрезки $a-b$ (разность объемов $V'-V_0$) увеличиваются, а отрезки $b-c$ (разность объемов $V''-V'$) уменьшаются.

Соединив одноименные точки на изобарах различных давлений, получим зависимости удельных объемов среды от давления. Линия $a-a_1-a_2$ представляет собой зависимость удельного объема воды при $0°C$ от давления $V_0 = f(p)$. Так как вода практически несжимаема, то эта линия почти параллельна оси ординат. Она называется *линией холодной воды*. Линия $b-b_1-b_2-к$ представляет собой зависимость объема кипящей воды от давления $V' = f_1(p)$. Эта линия называется *нижней пограничной кривой*. Среда на этой кривой находится в состоянии кипящей жидкости со степенью сухости $x = 0$. Линия $c-c_1-c_2-к$ есть функция $V'' = f_2(p)$. Эта линия называется *верхней пограничной кривой*. В любой точке этой кривой среда находится в состоянии сухого насыщенного пара со степенью сухости $x = 1$. В точке *к* нижняя и верхняя пограничные кривые пересекаются. В ней кипящая жидкость и сухой насыщенный пар находятся в равновесном состоянии. Параметры состояния вещества в этой точке называются *критическими* и отмечаются индексом «*к*» (некоторые авторы в этой точке используют индекс «*н*» -

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

насыщения). Для воды они имеют следующие значения: $p_к = 221{,}29 \cdot 10^5\ Па$ (*225,65* кг/см^2); $t_к = 374{,}15°C$; $V_к = 0{,}00326 м^3/кг$.

При температуре $t > t_к$ среда может существовать только в виде перегретого пара. Таким образом, в диаграмме $p - V$ между линиями холодной воды $a - a_1 - a_2$, нижней пограничной кривой $b - b_1 - b_2 - к$ и изотермой $t_к$ вода находится в жидком не кипящем состоянии.

В области между верхней и нижней пограничными кривыми находятся влажные насыщенные пары. Вправо и вверх от верхней пограничной кривой находятся перегретые пары. Площадь $a - b - 2 - 1$ под линией процесса $a - b$ с осью *V* дает работу расширения жидкости в процессе её нагрева $l = p(V_b - V_a)$. Площадь $b - c - 4 - 2$ под линией $b - c$ дает работу, затраченную на образование молекул пара из кипящей воды (работу *дисгрегации*), и площадь $c - d - 5 - 4$ дает работу расширения при перегреве пара. Из точки *к* выходят линии постоянной сухости пара $x = const$, причем нижняя пограничная кривая соответствует степени сухости $x = 0$, верхняя $x = 1$.

Если необходимо определить степень сухости пара в точке *е* на любой изобаре, то она определится как отношение отрезка $\overline{be}$ к отрезку $\overline{bc}$, т.е. как $x = \overline{be}/\overline{bc}$. Удельный объем влажного пара рассчитывается по формуле:

$$V_x = xV'' + (1 - x)V' = V' + x(V'' - V').$$

Удельный объем воды при $0°C$ и различных давлениях принимается равным $V_0 = 0{,}001 м^3/кг$.

1.3. Процессы подогрева жидкости, парообразования и пароперегрева

Переходя к рассмотрению процессов парообразования, заметим, что первая теория агрегатного состояния вещества, основанная на механической теории теплоты, была создана М. В. Ломоносовым и изложена им в статье «*Рассуждение о твердости и жидкости тел*» (1760 г.).

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

В современных паросиловых установках в качестве рабочего тела применяется перегретый пар. Процесс получения перегретого пара *a-d* (рис.1.2) состоит из трех последовательных процессов:

- изобарного процесса нагрева жидкости *a-b*;
- изобарно-изотермического процесса парообразования *b-c*;
- изобарного процесса перегрева пара *c-d*.

Рассмотрим подробно каждый из этих процессов.

Процесс подогрева жидкости

В этом процессе, осуществляемом при постоянном давлении за счет теплоты, сообщаемой жидкости, происходит ее нагревание до температуры кипения (насыщения).

Вследствие незначительной сжимаемости воды можно приближенно принять, что удельный объем воды V_0, м^3/кг при *0*ºС и различных давлениях есть величина постоянная, равная *0,001* м^3/кг.

Удельный объем кипящей воды V', м^3/кг, будучи больше объема V_0, при невысоких давлениях отличается от него незначительно и практически при этих давлениях можно принимать $V' = V_0 = 0{,}001$ м^3/кг.

При высоких давлениях, а, следовательно, и при высоких температурах удельный объем V' становится относительно больше объема V_0 так,

при $p = 100$ *ата (9,8 МПа)* $V'/V_0 = 1{,}445$ $V' = 0{,}00144$ м^3/кг,

$p = 224$ *ата (21,97 МПа)* $V'/V_0 = 2{,}67$ $V' = 0{,}00267$ м^3/кг.

Следовательно, при высоких давлениях удельный объем кипящей жидкости значительно больше удельного объема холодной воды.

Теплота, расходуемая при постоянном давлении на нагревание *1* кг жидкости от *0*ºС до температуры кипения, обозначается буквой *q* и называется *теплотой жидкости*.

Теплота жидкости может быть вычислена по формуле:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$q = \int_0^{t_к} c_p dt, \qquad (1.1)$$

где c_p – теплоемкость жидкости (воды).

Определим, на что расходуется теплота жидкости. Напишем первый закон термодинамики для рассматриваемого процесса:

$$dq = du + pdV$$

и, следовательно

$$q = u' - u_0 + p(V' - V_0). \qquad (1.2)$$

Из этих уравнений следует, что теплота жидкости q расходуется:

1) на изменение внутренней энергии $\Delta u = u' - u_0 = u'$, так как полагается, что $u_0 = 0$;

2) на работу расширения жидкости.

Для давления до *100* ата (*9,8* МПа) работа расширения жидкости не превышает *1÷1,5* % от теплоты жидкости q и поэтому можно написать:

$$\Delta u = u' - u_0 \approx q \text{ и } u' = q. \qquad (1.3)$$

Таким образом, при этих условиях *внутренняя энергия кипящей жидкости равняется теплоте жидкости.*

Энтальпия воды при температуре кипения определяется по формуле:

$$h' = u' + pV'. \qquad (1.4)$$

Подставив в эту формулу значение внутренней энергии жидкости, найдем:

$$h' = q - p(V' - V_0) + u_0 + pV' = q + pV_0 + u_0. \qquad (1.5)$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Полагая $u_0 = 0$ и, пренебрегая величиной pV_0, получим: $h' = q$ и, следовательно,

$$h' \approx u' \approx q . \qquad (1.6)$$

Напишем второй закон термодинамики:

$dq = T \cdot dS$,

откуда $dS = dq / T$.

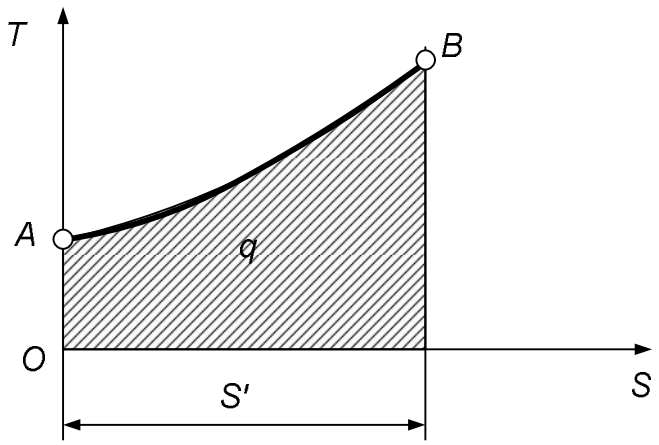


Рис.1.3. Процесс подогрева жидкости в диаграмме *T-S*

В процессе нагревания жидкости от *0*ºС до температуры кипения происходит увеличение ее энтропии, которое может быть найдено по формуле:

$$\int_{S_0}^{S_1} dS = \int_{273}^{T_н} dq / T = \int_{273}^{T_н} c_p \, dT \Big/ T ,$$

откуда

$$S' - S_0 = \int_{273}^{T_н} c_p \, dT \Big/ T = c_p \, ln \frac{T_н}{273} . \qquad (1.7)$$

Полагая, что при *0*ºС $S_0 = 0$, получим:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$S' = c_p \ln \frac{T_н}{273}. \qquad (1.8)$$

График подогрева жидкости в *T-S* координатах изображается логарифмической кривой *AB*, вид и положение которой определяется величиной теплоемкости c_p (рис.1.3).

Процесс парообразования

В процессе парообразования жидкость, нагретая до температуры кипения, обращается при постоянной температуре и постоянном давлении в пар.

Процесс парообразования является изобарно-изотермическим процессом. Теплота, подведенная к кипящей жидкости, расходуется на внешнюю работу и на увеличение потенциальной энергии.

Теплота, расходуемая на превращение *1* кг жидкости при температуре кипения в сухой насыщенный пар, называется *теплотой парообразования* или *скрытой теплотой парообразования*.

Теплота парообразования обозначается буквой *r*. Она является обратной функцией давления, обращающейся в нуль при критическом давлении.

Таблица 1.1

p, МПа	*q*, кДж/кг	*r*, кДж/кг
0,01	*190,4*	*2353,1*
0,1	*415,6*	*2260,9*
9,12	*1374,3*	*1368,5*
19,6	*1807,1*	*628,9*
21,97	*2007,0*	*173,5*

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Сравнение теплоты парообразования с теплотой жидкости (табл 1.1) показывает, что при низких давлениях теплота парообразования значительно больше теплоты жидкости, но по мере увеличения давления разность между ними уменьшается. При давлении порядка *90* ата (*8,83* МПа) эти величины становятся равными. При более высоких давлениях теплота парообразования становится меньше теплоты жидкости.

Теплота парообразования расходуется на изменение внутренней потенциальной энергии среды, обозначаемой через ρ, и на внешнюю работу расширения, обозначаемую через ψ. Тогда

$$r = \rho + \psi \, . \tag{1.9}$$

Внешняя работа и изменение внутренней энергии тела в процессе парообразования, определяемая по формулам:

$$\psi = p(V'' - V') \tag{1.10}$$

и

$$\rho = r - p(V'' - V') \, . \tag{1.11},$$

называют *внешней и внутренней теплотами парообразования*.

Внутренняя теплота парообразования ρ при всех давлениях значительно больше внешней теплоты парообразования ψ. Внешняя теплота парообразования для интервала давлений от *0,01* МПа до *20* МПа составляет *6÷15* % от величины внутренней теплоты.

Зависимости r, ρ, ψ от давления p представлены на рис. 1.4.

Изобарно-изотермический процесс парообразования в системе координат *T-S* изображается прямой *BC* (рис.1.5).

Изменение энтропии в процессе парообразования определяется по формуле:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$\Delta S' = S'' - S' = \frac{r}{T_н}.$$

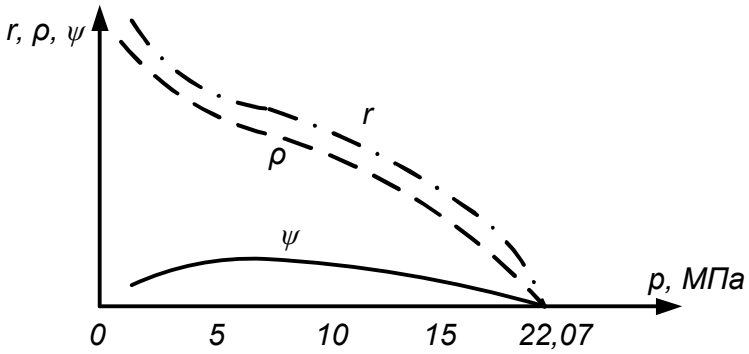


Рис.1.4. Зависимости ρ, ψ, r от давления p

При увеличении давления, сопровождаемого уменьшением r и возрастанием $T_н$, изменение энтропии в процессе парообразования уменьшается и при критическом давлении становится равным нулю. Следовательно, при увеличении давления уменьшается длина отрезка изобары B-C.

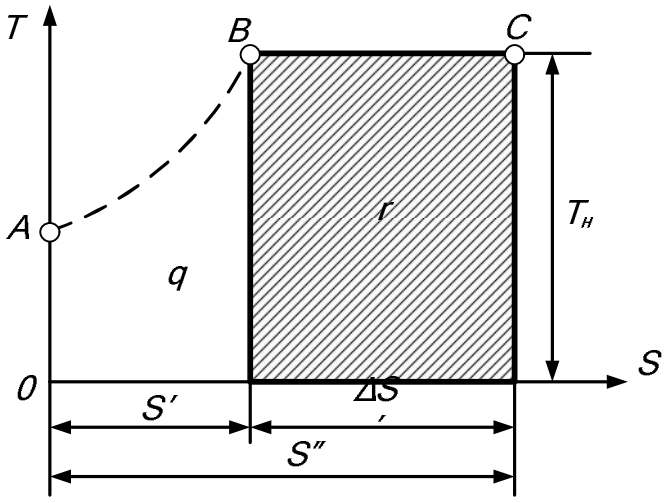


Рис.1.5. Процесс парообразования в диаграмме T-S

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Сухой насыщенный пар

Напоминаем, что сухим насыщенным называется пар, в котором полностью испарилась вся влага. Его степень сухости

$$x = \frac{G_n}{G_n + G_в} = 1.$$

Сухой насыщенный пар получается при полном испарении кипящей жидкости. Состояние сухого пара определяется одним параметром или давлением или температурой.

Удельный объем сухого пара является обратной функцией давления (табл 1.2).

Приведенные данные показывают, что удельный объем сухого пара V'' больше объема холодной воды V_0, при $p = 0,1$ МПа (*1* ата):

$\frac{V''}{V_0} = \frac{1,725}{0,001} = 1725$, при $p = 20$ МПа всего в шесть раз.

Таблица 1.2

p, МПа	V'', м^3/кг
0,001	*131,6*
0,01	*14,95*
0,1	*1,725*
10,0	*0,01846*
20,0	*0,00618*

Полная теплота сухого насыщенного пара

Полной теплотой сухого насыщенного пара, обозначаемой через λ'', называется теплота, расходуемая на получение при постоянном давлении *1* кг сухого насыщенного пара из воды при *0*ºС.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Очевидно, что полная теплота сухого пара будет равняться сумме теплоты жидкости q и теплоты парообразования r:

$$\lambda'' = q + r. \tag{1.12}$$

Полная теплота сухого пара является также функцией давления. При начальном увеличении давления до *30* ата (*3* МПа) она увеличивается и при дальнейшем увеличении давления уменьшается. При критическом давлении, когда $r = 0, \lambda'' = q$, кривые, выражающие зависимость от давления величин q, r, λ'', представлены на рис.1.6.

Внутренняя энергия сухого насыщенного пара:

$$\int_{u_0}^{u''} du = \lambda'' - p(V'' - V_0) = u'' - u_0 \tag{1.13}$$

или

$$u'' - u_0 = q + r - p(V'' - V_0). \tag{1.14}$$

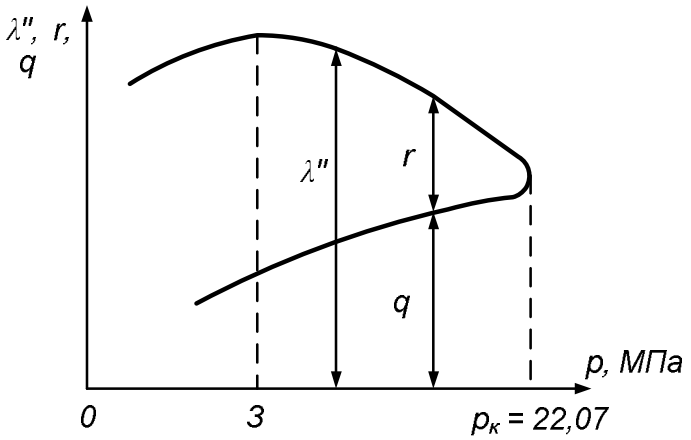


Рис.1.6. Зависимости λ'', r и q от давления p

Величина $p(V'' - V_0)$ является внешней работой за процессы подогрева жидкости и парообразования, поэтому

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$p(V'' - V_0) = p(V' - V_0) + p(V'' - V') . \quad (1.15)$$

Тогда формула для внутренней энергии сухого пара примет вид:

$$u'' = q + r - p(V' - V_0) - p(V'' - V') . \quad (1.16)$$

Если пренебречь работой расширения жидкости, т.е. принять, что $p(V' - V_0) = 0$, получим:

$$u'' = q + r - p(V'' - V') .$$

Но, так как $r - p(V'' - V') = \rho$, то

$$u'' = q + \rho . \quad (1.17)$$

Энтальпия сухого насыщенного пара определяется по формуле:

$$h'' = u'' + pV''$$

или

$$h'' = \lambda'' - p(V'' - V_0) + u_0 + pV'' .$$

Тогда:

$$h'' = \lambda'' + pV_0 + u_0 .$$

Полагая $u_0 = 0$, получим:

$$h'' = \lambda'' + pV_0 . \quad (1.18)$$

Как уже отмечалось выше, произведение pV_0 является величиной незначительной и при низких давлениях ею можно пренебречь и считать, что:

$$h'' = \lambda'' = q + r . \quad (1.19)$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ



Рис.1.7. Таблицы сухого насыщенного пара

Энтропия сухого насыщенного пара равняется энтропии жидкости при температуре кипения S', сложенной с изменением энтропии в процессе парообразования. Следовательно,

$$S'' = S' + \Delta S' = \int_{273}^{T_н} c_p \frac{dT}{T} + \frac{r}{T_н} = c_p \ln \frac{T_н}{273} + \frac{r}{T_н} \ . \qquad (1.20)$$

1.4. Таблицы сухого насыщенного пара

Параметры сухого насыщенного пара и все его физические величины ($V'', p'', u'', t'', S'', h'', r$ и т.д.) определяются при расчетах по давлению или по температуре по таблицам сухого насыщенного пара. В таблицах содержатся значения этих величин для давления от *0,001* до *22* МПа. В нашей стране приняты таблицы профессора М.П. Вукаловича и таблицы Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ). Существуют электронные версии данных таблиц, фрагмент которых представлен на рис.1.7.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

1.5. Влажный насыщенный водяной пар

Состояние влажного насыщенного водяного пара определяется двумя параметрами – давлением (или температурой) и степенью сухости пара. Параметры влажного пара обозначаются $V_x, \rho_x, \lambda_x, r_x, S_x$.

Температура влажного пара, также как и сухого равна температуре кипения и является функцией только давления.

Удельный объем влажного пара, как и объём смеси, состоящей из $(1-x)$ кг воды и x кг сухого пара, определяется по формуле:

$$V_x = (1-x)V' + x \cdot V'', \tag{1.21}$$

где $x = G_п / (G_п + G_в)$ - степень сухости пара – отношение массы пара к массе смеси пара и воды $(G_п + G_в)$.

При больших степенях сухости можно принимать:

$$V_x = x \cdot V''. \tag{1.22}$$

Таким образом, удельный объем влажного пара приближенно равен удельному объему сухого пара того же давления, помноженному на степень сухости.

Полная теплота влажного пара:

$$\lambda_x = q' + r \cdot x. \tag{1.23}$$

Внутренняя энергия влажного пара:

$$u_x = q + \rho \cdot x. \tag{1.24}$$

Энтальпия влажного пара:

$$h_x = h' + r \cdot x. \tag{1.25}$$

Энтропия влажного пара:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$S_x = c_{pm}\, ln\frac{T_н}{273} + \frac{r \cdot x}{T_н} \qquad (1.26)$$

1.6. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса

Уравнение *Клапейрона-Клаузиуса* имеет широкое применение при исследованиях изменений агрегатных состояний вещества. Оно применимо не только к процессам перехода вещества из жидкого состояния в парообразное, но и к процессам перехода его из твердого состояния в жидкое.

В 1834 г. *Клапейроном* была установлена для процесса парообразования зависимость между температурой пара, приращением его объема и скрытой теплотой парообразования.

Уравнение *Клапейрона* применимо также при определении скрытой теплоты плавления, парообразования и сублимации. Оно может быть выведено несколькими способами, например, из рассмотрения цикла *Карно*.

Рассмотрим элементарный цикл *Карно a-b-c-d* в области насыщенных паров (рис.1.8), в котором давление и температура пара изменяются на dp и dT.

Для насыщенного пара линии *a-b* и *c-d* будут одновременно изобарами и изотермами.

Допустим, что точка *a* лежит на нижней пограничной кривой, а точка *b* – на верхней.

Термический КПД цикла *Карно* находится по формуле:

$$\eta_t = \frac{dl}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

Применительно к циклу *a-b-c-d* будем иметь:

$$dl = (V'' - V') \cdot dp = пл.a - b - c - d,$$
$$q_1 = r, T_1 = T, T_2 = T - dT,$$

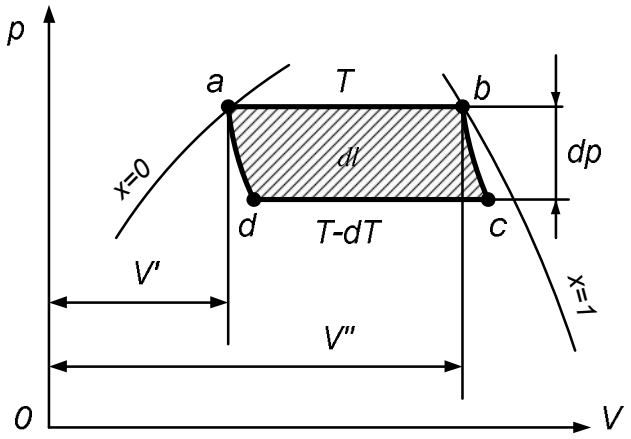


Рис.1.8. Цикл Карно для насыщенного пара

тогда

$$\eta_t = \frac{(V'' - V') \cdot dp}{r} = \frac{dT}{T}.$$

Из этого уравнения следует:

$$r = T \frac{(V'' - V') \cdot dp}{dT}. \qquad (1.27)$$

По этой же формуле возможно определить скрытую теплоту плавления или сублимации:

$$\rho = T(V_{жид} - V_{тв}) \frac{dp}{dT}; \qquad (1.28)$$

$$\sigma = T(V_{пар} - V_{тв}) \frac{dp}{dT}. \qquad (1.29)$$

1.7. Процесс перегрева пара

В процессе пароперегрева при постоянном давлении, наступающем с момента образования сухого насыщенного пара, происходит увеличение его температуры и объема.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Следовательно, *перегретым* называется пар, температура которого выше температуры насыщения (кипения) для данного давления.

Теплота, сообщаемая пару в этом процессе, расходуемая на изменение его внутренней энергии и на совершение внешней работы, может быть определена по формуле:

$$q = \int_{t_н}^{t} c_p dt = c_{pm}(t - t_н), \tag{1.30}$$

где c_p - истинная, а c_{pm} - средняя теплоемкость перегретого пара при изменении его температуры от $t_н$ до t.

Изменение внутренней энергии пара в процессе его перегрева определяется по формуле:

$$\Delta u = q - l = q - p(V - V'') = c_{pm2} \cdot t_2 - c_{pm1} \cdot t_н - p(V - V''). \tag{1.31}$$

Изменение энтропии пара в процессе его перегрева может быть вычислена по формуле:

$$\Delta S'' = \int_{T_н}^{T} dq / T = \int_{T_н}^{T} c_p \, dT / T, \tag{1.32}$$

где c_p - истинная теплоемкость пара, зависящая от температуры и давления.

Изменение энтропии пара в процессе пароперегрева можно приближенно определить по формуле:

$$\Delta S'' = S - S'' = c_{pm} ln \frac{T}{T_н}. \tag{1.33}$$

Графиком процесса пароперегрева в системе координат *T-S* будет являться логарифмическая кривая *c-d*, вид которой зависит от теплоемкости c_p

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

и закона ее изменения от температуры для рассматриваемого давления (рис.1.9).

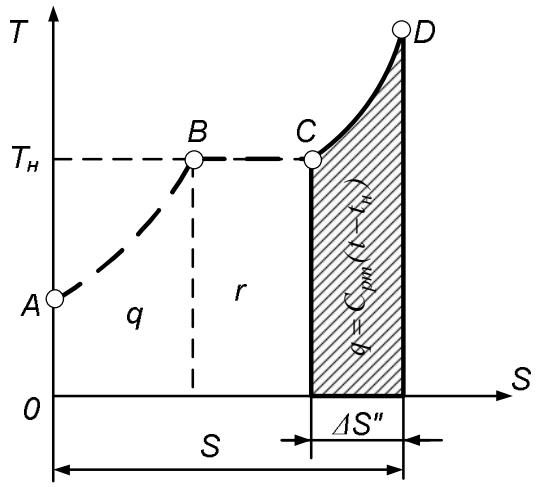


Рис.1.9. Процесс перегрева пара в диаграмме *T-S*

Линия *ABCD* в диаграмме *T-S* представляет собой изобару: участок *AB* в процессе нагрева жидкости, участок *BC* в процессе парообразования и участок *CD* – в процессе перегрева. Участок изобары *BC* в процессе парообразования совпадает с изотермой $T_н = const$.

1.8. Диаграмма *T-S* и *h-S* водяного пара

Кроме диаграммы *p-V* в термодинамике находит широкое применение тепловая *диаграмма T-S воды и водяного пара*.

Как известно, каждое состояние среды изображается в виде точки как в диаграмме *p-V*, так и в *T-S*. Диаграмма *T-S* (рис.1.10) строится по данным таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара. За начало отсчета энтропии в диаграмме *T-S* принимается точка с координатами $S_0 = 0$ и $T_0 = 273{,}15K$. При этих условиях линия холодной воды в *T-S* диаграмме изображается точкой *a*, нижняя пограничная кривая линией *a-b-b*$_1$*-K*, а верхняя пограничная кривая линией *K-c*$_1$*-c*. Критическая точка *K* располагается на пе-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

ресечении верхней и нижней пограничных кривых. Из неё находят линии постоянной сухости $x = const$.

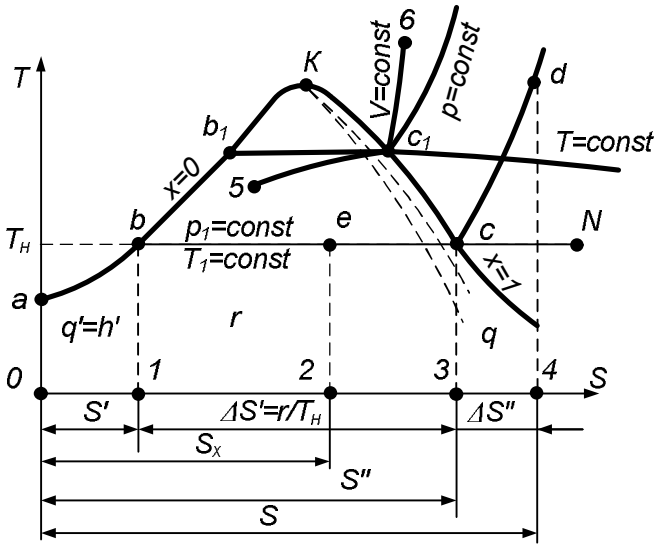


Рис.1.10. Диаграмма *T-S* водяного пара

Отрезок *ab* на нижней пограничной кривой представляет собой изобару подогрева жидкости. Площадь *a-b-1-0* под линией процесса *ab* дает теплоту $q' = h'$ (энтальпия), затраченную на подогрев воды от *0*ºС до температуры кипения (насыщения $T_н$) в точке *b*.

Изобарно-изотермический процесс парообразования в диаграмме *T-S* изображается прямой *bc*. На этом участке изобара $p = const$ сливается с изотермой $T = const$. Фазовый переход воды в пар всегда происходит при механическом и термическом равновесии. Площадь *b-c-3-1* дает теплоту *r*, затраченную на превращение *1* кг кипящей воды в сухой насыщенный пар – *теплоту парообразования*.

Линия *cd* представляет собой изобарный процесс перегрева пара. Площадь *c-d-4-3* дает теплоту *q*, затраченную на перегрев *1* кг сухого насыщенного пара до состояния точки *d*. Следовательно, для получения *1* кг перегретого пара в состоянии точки *d* требуется затратить теплоту, равную сумме теплот $q' + r + q = \lambda$. Это суммарное количество теплоты, содержащееся в *1* кг перегретого пара, есть энтальпия пара в точке *d*. Таким образом, площадь

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

a-b-c-d-4-0 – энтальпия пара в точке *d*, площадь *a-b-c-3-0* – энтальпия сухого насыщенного пара в точке *c* и площади *a-b-e-2-0* и *a-b-1-0* энтальпии пара h_e и h_b соответственно в точках *e* и *b*. В диаграмме *T-S* изобара $p = const$ представляет собой кривую. На всех участках диаграммы изохора идет круче изобары. Энтропия S_x и энтальпия h_x влажного пара определяются по формулам:

$$S_x = S' + x(S'' - S') = S' + x \cdot \frac{r}{T_н}, \tag{1.34}$$

$$h_x = h' + x(h'' - h') = h' + x \cdot r. \tag{1.35}$$

Диаграмма h-S водяного пара. Другой диаграммой, широко применяемой при исследовании процесса и циклов водяного пара, является диаграмма *h-S* (рис.1.11).

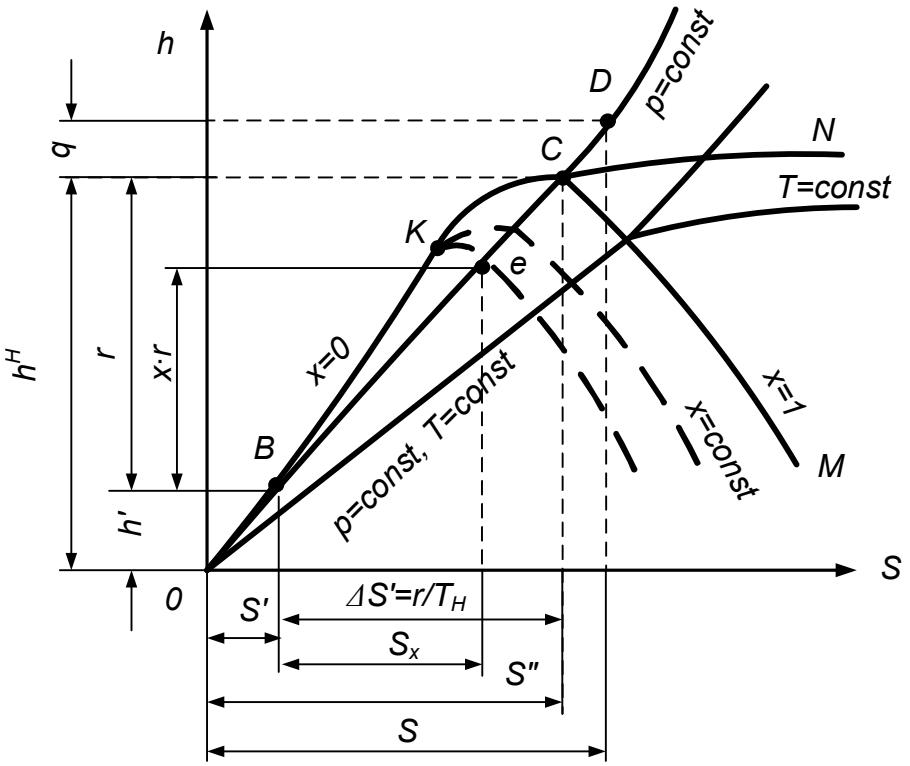


Рис.1.11. Диаграмма *h-S* водяного пара

Она также строится по данным таблиц водяного пара. Основным ее преимуществом является то, что в ней теплоты жидкости *h'*, парообразования

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

r и перегрева *q* изображаются не площадями, как в диаграмме *T-S*, а отрезками. За начало отсчета принята точка с координатами $h = 0$ и $S = 0$ при *0*ºС. Нижняя пограничная кривая $x = 0$ изображается кривой *0BK*, а верхняя $x = 1$ кривой *KCM*. Критическая точка *K* находится не на вершине кривой, как в диаграммах *p-V* и *T-S*, а на её левом склоне.

В области воды все изобары практически сливаются с нижней пограничной кривой, в области влажных паров изобары и соответствующие им изотермы сливаются и изображаются в виде расходящегося пучка прямых линий *BC*.

Тангенс угла наклона изобары $p = const$ $\left(\partial h / \partial S\right)_p = T$, поскольку с ростом давления увеличивается температура, и, следовательно, тангенс угла наклона изобар. Изобара с большим давлением идет выше по сравнению с рассматриваемой. В области перегретых паров изобара *CD* близка к логарифмической кривой, а изотерма *CN* представляет собой кривую, слабо поднимающуюся вверх и направо, асимптотически (*асимптота* – прямая, к которой кривая неограниченно приближается или с одной стороны, или все время пересекая ее) приближающуюся к линии $h = const$. Это обусловлено тем, что при высоких степенях перегрева и низких давлениях пар по своим свойствам приближается к идеальному газу.

Таким образом, в диаграмме *h-S* изобара представляет собой кривую *OBCD*, а изотерма кривую *OCN*.

Энтальпия кипящей воды в точке *B* определяется отрезком $h_B - 0 = h'$, скрытая теплота парообразования $h_C - h_B = r$, энтальпия сухого насыщенного пара $h'' = h_C - q = h' + r$, энтальпия влажного пара, например, в точке *e*, $h_{xe} = h_e - 0 = h' + x \cdot r$, энтальпия перегретого пара $h = h_D - 0 = h'' + q = h' + r + q$. Количество теплоты, необходимое для получения *1* кг сухого насыщенного пара, зависит от давления и достигает максимума при $p = 3...3{,}3$ МПа:

при $p = 0{,}01$ МПа $h = 2588$ кДж/кг (*617,7* ккал/кг);

$p = 0{,}1$ МПа $h = 2676{,}6$ кДж/кг (*638,8* ккал/кг);

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$p = 3...3{,}3$ МПа $h = 2805{,}6$ кДж/кг (*669,6* ккал/кг);

$p = 22$ МПа $h = 2181{,}67$ кДж/кг (*520,7* ккал/кг).

1.9. Термодинамические процессы в парах

Графический метод расчета процессов является простым и универсальным. Он пригоден для любых процессов, совершающихся как с перегретым, так и с насыщенным паром. Расчет процессов с применением диаграммы *h-S* сводится к определению значений параметров пара в его начальном и конечном состояниях. Общий метод расчета состоит в следующем:

1) по исходным данным на диаграмму *h-S* наносится график процесса;

2) по положению начальной *1* и конечной *2* точек этого графика по диаграмме *h-S* определяются числовые значения параметров пара p,V,T,S,h в точках *1* и *2*;

3) определяется изменение внутренней энергии пара в процессе по формуле, справедливой для всех процессов и агрегатных состояний пара:

$$u_2 - u_1 = (h_2 - p_2V_2) - (h_1 - p_1V_1); \qquad (1.36)$$

4) определяется теплота, сообщаемая пару по формуле:

для изохорного процесса:

$$q = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - V(p_2 - p_1); \qquad (1.37)$$

для изобарного процесса:

$$q = h_2 - h_1; \qquad (1.38)$$

для изотермического процесса:

$$q = T \cdot \Delta S = T(S_2 - S_1); \qquad (1.39)$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

5) вычисляется внешняя работа по формуле:

$$l = q - (u_2 - u_1). \qquad (1.40)$$

Изохорный процесс

Пусть в начальном состоянии пар имеет параметры: давление p_1 и степень сухости x_1. Конечное состояние пара характеризуется температурой t_2. На диаграмме *h-S* (рис.1.12) находят изобару p_1 и линию сухости x_1. Их пересечение соответствует состоянию пара в исходной точке *1*.

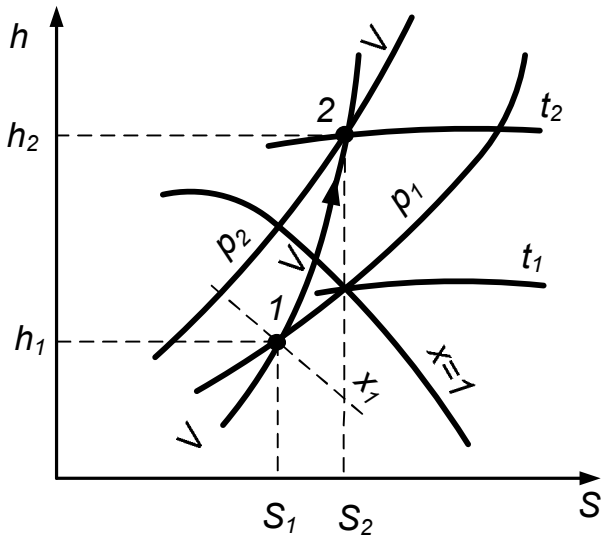


Рис.1.12. Графическое изображение изохорного процесса водяного пара в диаграмме *h-S*

Далее по изохоре $V = const$, проходящей через точку *1*, поднимаются до пересечения её с изотермой $t_2 = const$. Их пересечение соответствует конечному состоянию пара в точке *2*. Графиком этого процесса будет линия *1-2* $V = const$. В точках *1* и *2* определяются по диаграмме все параметры пара: h_1, V, p_1, t_1 и h_2, p_2. Расположение графика процесса *1-2* на диаграмме *h-S* показывает, что в изохорном процессе при подводе теплоты к влажному пару происходит сперва подсушка (увеличение степени сухости до $x = 1$), а затем

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

происходит перегрев пара при непрерывно возрастающем давлении и температуре.

Изменение внутренней энергии пара и теплота, сообщаемая пару в изохорном процессе, определяются по формулам:

$$u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - V(p_2 - p_1),\ q_V = u_2 - u_1 .$$

Изобарный процесс

Пусть в начальном и конечном состояниях пар характеризуется параметрами p_1, x_1 и t_2. Начальная точка *1* определится пересечением изобары p_1 с линией сухости x_1, а конечная *2* – пересечением той же изобары p_1 с изотермой t_2. Линией этого процесса будет кривая $1n2\,p = const$ (рис.1.13).

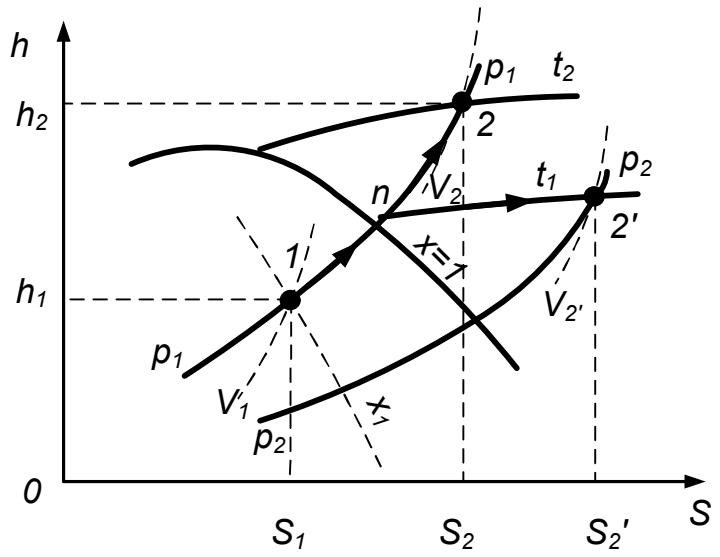


Рис.1.13. Графическое изображение изобарного и изотермического процессов водяного пара в диаграмме *h-S*

В точках *1* и *2* из диаграммы *h-S* определяются параметры t_1, V_1, h_1 и V_2, h_2. Из кривой $1n2$ следует, что в изобарном процессе при подводе теплоты к влажному пару вначале происходит его подсушка, а затем перегрев пара. Такой процесс протекает в пароперегревателях пара паровых котлов. Из-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

менение внутренней энергии пара, теплота, сообщаемая пару и внешняя работа в изобарном процессе, определяются по формулам:

$$u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - p(V_2 - V_1);$$
$$l = q - (u_2 - u_1) - p(V_2 - V_1);$$
$$q = (h_2 - h_1).$$

Изотермический процесс

Пусть, как и предыдущих примерах, начальное и конечное состояние пара характеризуется параметрами p_1, x_1 и p_2. Графиком этого процесса $T = const$ будет линия $1n2'$ (см. рис.1.13). Начальная точка, которой определяется пересечением изобары p_1 с линией сухости x_1, а точка $2'$ - пересечением изобары p_2 с изотермой, проходящей через точку *1*. В точках *1* и $2'$ из диаграммы *h-S*, определяются параметры пара h_1, V_1, S_1, t_1 и t_2, V_2', S_2'. Как видно из графика изотермического процесса, при расширении влажного пара сначала происходит его подсушка, а затем перегрев пара. Поскольку в области влажных паров изотерма совпадает с изобарой, то в ней изотермический процесс одновременно является и изобарным процессом. Следовательно, при расширении пара в области влажных паров его температура и давление остаются постоянными. В области перегретых паров изотермическое расширение пара (увеличение его объема) происходит при непрерывном уменьшении давления. Изменение внутренней энергии пара в изотермическом процессе определяется по формуле: $u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - (p_2V_2 - p_1V_1)$. Теплота, сообщаемая пару, и внешняя работа в этом процессе, находятся по формулам:

$$q = T \cdot (S_2 - S_1) \text{ и } l = q - (u_2 - u_1).$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Адиабатный процесс

Пусть пар в начальном состоянии *1* характеризуется параметрами p_1 и t_1 и от этого состояния он адиабатически расширяется до конечного состояния *2*, характеризуемого давлением p_2 и энтропией $S_2 = S_1$. Графиком этого процесса будет линия *1-2* ($S = const$) (рис.1.14).

Начальная точка *1* определяется пересечением изобары p_1 с изотермой t_1, а конечная *2* пересечением линии S_1, проходящей через точку *1* с изобарой p_2. В точках *1* и *2* из диаграммы *h-S* определяются параметры пара h_1, V_1 и h_2, V_2, t_2, x_2. Как видно из графика, при адиабатном расширении перегретого пара сначала происходит уменьшение его степени перегрева и, при достижении давления в точке *n* пересечения линии $S_1 = const$ с верхней пограничной кривой, пар переходит в область влажных насыщенных паров.

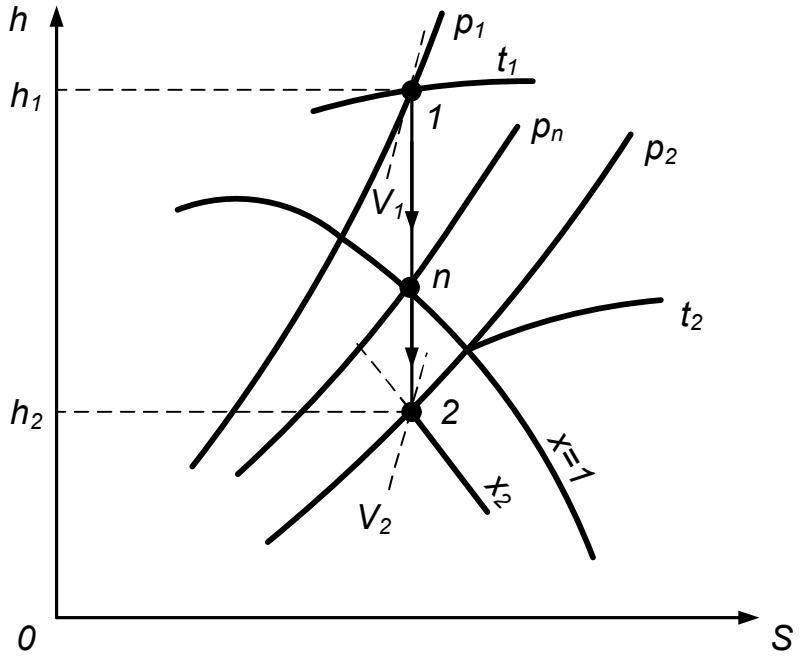


Рис.1.14. Графическое изображение адиабатного процесса водяного пара в диаграмме *h-S*

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Дальнейшее расширение пара происходит с увеличением его степени влажности $y = 1 - x$. Изменение внутренней энергии пара и внешняя работа в адиабатном процессе определяются по формулам:

$$u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - (p_2V_2 - p_1V_1);$$
$$l = -(u_2 - u_1) = h_1 - h_2 - (p_1V_1 - p_2V_2).$$

Выводы

1. Для практических расчетов широко применяется *T-S* диаграмма. На ней площадь под процессом представляет собой количество теплоты, подведенное (отведенное) к рабочему телу.

2. Диаграммы *T-S*, построенные для конкретных веществ, имеют «*густую*» сетку изобар, изохор и линий постоянной сухости ($x = const$), что повышает точность графического определения отдельных параметров.

3. Наибольшее распространение на практике получила *h-S* диаграмма, так как она позволяет упростить теплотехнические расчеты и производить их более быстро, чем по *T-S* диаграмме.

4. Исследование паровых процессов состоит в определении начальных и конечных параметров пара, изменений внутренней энергии, энтальпии и подведенного (отведенного) количества теплоты.

5. Перечисленные величины можно определить либо путем использования *h-S* диаграммы (графический метод), либо путем использования соответствующих формул и таблиц воды и водяного пара (расчетный метод).

6. Графический метод расчета по *h-S* диаграмме является наглядным, относительно малотрудоемким, однако недостаточно точным.

7. Расчетный метод по соответствующим формулам и таблицам более трудоемок, чем графический, но зато более точен.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

2. ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

2.1. Основной цикл паросиловой установки (цикл *Ренкина*) на перегретом паре без учета работы насоса

Принципиальная схема такой установки и ее термодинамический цикл в диаграмме *T-S* изображены на рис.2.1 и 2.2.

Паросиловая установка, работающая по циклу *Ренкина* (рис.2.1) состоит: из парогенератора (котла) *ПГ*, пароперегревателя *ПП*, паровой турбины *ПТ*, электрогенератора *ЭГ*, конденсатора *Конд.*, насоса *Н*.

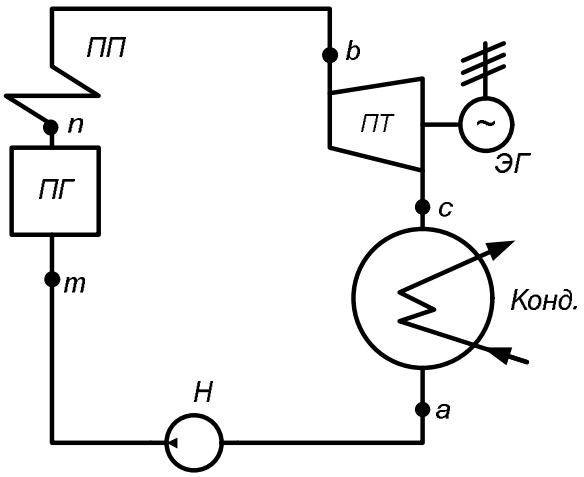


Рис.2.1. Принципиальная схема ПСУ

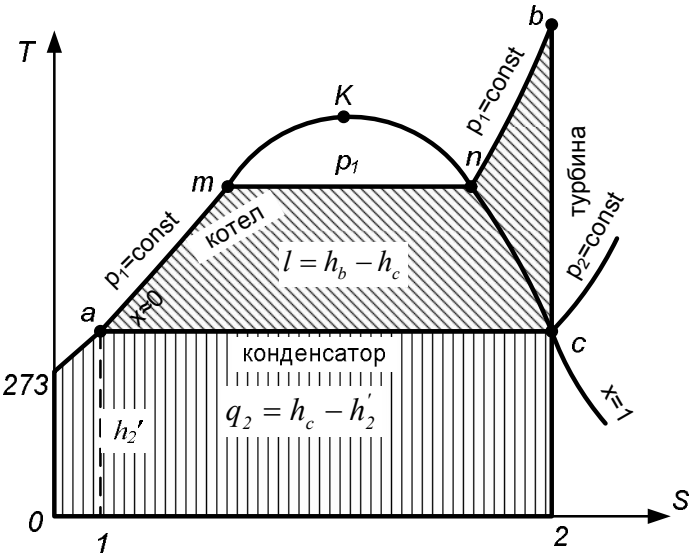


Рис.2.2. Термодинамический цикл ПСУ

Острый (перегретый пар) в состоянии точки «*b*» рис.2.2 поступает в паровую турбину *ПТ*, где расширяется до состояния точки «*c*» (адиабата расширения *b-c*) и совершает полезную работу, которая передается электрогенератору *ЭГ*. Из турбины отработавший пар поступает в конденсатор, где в изобарно-изотермическом процессе *c-a* конденсируется до состояния точки «*a*» (кипящая жидкость при давлении p_2).

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Из конденсатора конденсат в состоянии точки «*a*» насосом подается в парогенератор (котел). В парогенераторе конденсат сначала нагревается до состояния насыщения (кипения) при давлении p_1 - изобарный процесс *a-m* и затем происходит процесс парообразования – изобарно-изотермический процесс *m-n*. Образовавшийся в парогенераторе сухой насыщенный пар в состоянии точки «*n*» поступает в пароперегреватель *ПП*, где в изобарном процессе *n-b* перегревается до состояния точки «*b*» и поступает в паровую турбину.

В цикле *Ренкина* для условий $p_1 = 10,0\ МПа$ и $p_2 = 0,01\ МПа$ отношение объемов составляет $v_a/v_c = 0,001$ против $v_a/v_c = 0,55$ для тех же условий цикла *Карно*; соответственно уменьшаются размеры водяного насоса по сравнению с компрессором в цикле *Карно* (компрессор в цикле *Карно* сжимает влажный пар для перевода его в котел); затраты работы на привод насоса чуть больше *1* % от работы парового двигателя против *36* % в цикле *Карно*.

Определим количество теплоты q_1 и q_2, подведенное к циклу и отведенное от него, а также полезную работу цикла и его термический КПД.

Количество теплоты, содержащееся в остром паре в состоянии точки «*b*», т.е. его энтальпия:

$$h_b = пл.b - n - m - a - 273 - 0 - 2 .$$

Количество теплоты, внесенное с конденсатом, поданным в парогенератор:

$$h_a = h_2' = пл.a - 273 - 0 - 1 .$$

Количество теплоты, затраченное на получение острого пара, в состоянии точки «*b*» из конденсата в состоянии точки «*a*», т.е.:

$$q_1 = h_b - h_2' = пл.b - n - m - a - 1 - 2 .$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Количество теплоты, содержащееся в отработанном паре в состоянии точки «*c*»:

$$h_c = пл.c - a - 273 - 0 - 2 .$$

Количество теплоты, отданное паром при конденсации в процессе «*c-a*»:

$$q_2 = h_c - h_2^{'} .$$

Теплота, полезно используемая в цикле (превращенная в полезную работу):

$$q = q_1 - q_2 = h_b - h_2^{'} - h_c + h_2^{'} = h_b - h_c = пл.b - n - m - a - c .$$

2.2. Термический КПД цикла *Ренкина* с учетом работы насоса

Термический КПД любого теплового двигателя определяется по формулам:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} . \qquad (2.1)$$

Тогда термический КПД цикла *Ренкина* без учета работы насоса равен:

$$\eta_t = \frac{h_b - h_c}{h_b - h_2^{'}} . \qquad (2.2)$$

Определение термического КПД ПСУ без учета работы насоса допустимо для установок, работающих при невысоких параметрах пара.

При высоких параметрах пара пренебрегать работой насоса нельзя (см. рис.2.3).

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Количество теплоты q_1 с учетом работы насоса:

$$q_1 = h_b - h_d . \tag{2.3}$$

Полезно используемая теплота или полезная работа цикла:

$$l = q_1 - q_2 = h_b - h_c - V'(p_1 - p_2). \tag{2.4}$$

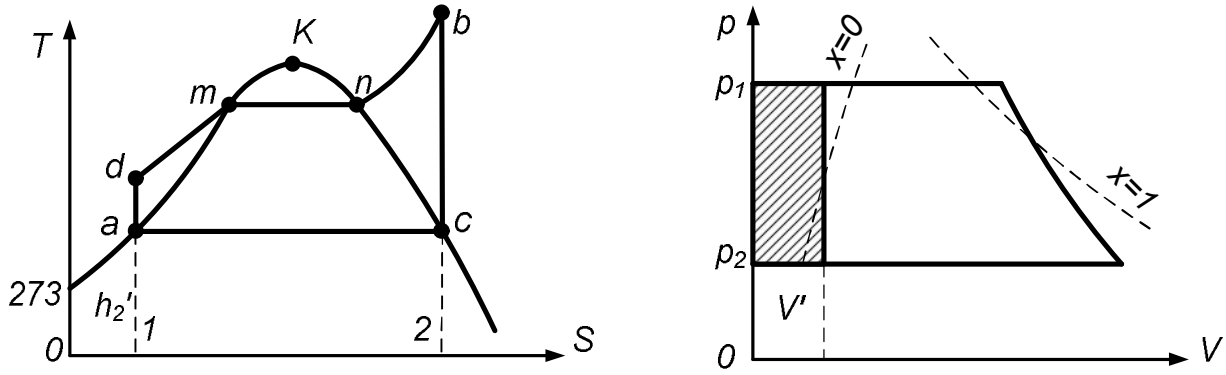


Рис.2.3. Цикл ПСУ с учетом работы насоса в диаграммах *p-V* и *T-S*

Термический КПД цикла *Ренкина* с учетом работы насоса:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{h_b - h_c - V'(p_1 - p_2)}{h_b - h_2' - V'(p_1 - p_2)}. \tag{2.5}$$

2.3. Удельный расход пара и теплоты

Наряду с термическим КПД кругового процесса величинами, характеризующими теоретическое использование теплоты в паровых двигателях, являются удельные расходы пара и теплоты. Под удельным расходом пара понимается массовый расход пара, необходимый для совершения работы на 1 кВт·ч.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Так как *1* кВт·ч = *3600* кДж/(кВт·ч) (*860* ккал/(кВт·ч)) или *1* кВт·ч = *860·4,19* ≈ *3600* кДж/(кВт·ч), а теоретическая работа *1* кг пара в цикле *Ренкина* равна $l = h_b - h_c = h$, кДж/кг - теплопадению в тепловом двигателе, то теоретический удельный расход пара составит:

$$d_t = \frac{3600}{h}, \text{ кг/(кВт·ч).} \tag{2.6}$$

В цикле *Ренкина* на получение *1* кг пара расходуется теплота:

$$q_1 = h_b - h_2'. \tag{2.7}$$

Следовательно, удельный расход теплоты на *1* кВт·ч, на который расходуется d_t, кг пара, определится из равенства:

$$W_t = q_1 \cdot d_t = \left(h_b - h_2'\right) \cdot \frac{3600}{h} = \frac{3600}{\eta_t}, \text{ кДж/(кВт·ч).} \tag{2.8}$$

2.4. Относительный внутренний и абсолютный КПД

Термический КПД цикла η_t учитывает только отброс теплоты кругового процесса $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$. В рабочих органах реального теплового двигателя имеют место различные виды потерь энергии, приводящие к уменьшению внутренней работы l_i. Эти потери связаны с отклонением действительного процесса расширения пара в турбине от теоретического процесса. Эти потери учитываются отношением:

$$\eta_{0i} = \frac{l_i}{l} = \frac{l_i}{h}. \tag{2.9}$$

Это отношение называют относительным внутренним КПД двигателя.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Абсолютный внутренний КПД двигателя учитывает как потери теплоты в цикле q_2, так и дополнительные внутренние потери в двигателе.

Наибольший практический интерес представляет не столько термический КПД η_t, а абсолютный внутренний КПД η_i, как учитывающий все потери в двигателе:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{l_i}{l} \cdot \frac{l}{q_1} = \eta_{0i} \cdot \eta_t .$$

3. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ (ПСУ)

3.1. Влияние начальных и конечных параметров пара на термический КПД ПСУ

Термический КПД паросиловой установки, работающей по циклу *Ренкина*, определяется из следующего уравнения:

$$\eta_t = \frac{h_b - h_c}{h_b - h_2'} = \frac{h}{q_1} = \frac{h}{h_b - h_2'}, \qquad (3.1)$$

где h_b - энтальпия острого пара, поступающего в турбину, кДж/кг;

h_c - энтальпия пара, отработавшего в турбине (на входе в конденсатор);

h_2' - энтальпия конденсата, поступающего в парогенератор (котел);

$h = h_b - h_c$ - теплопадение в турбине, кДж/кг;

$q_1 = h_b - h_2'$ - количество теплоты, затрачиваемое на получение *1* кг острого пара.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Термодинамический цикл ПСУ в диаграмме h - S изображен на рис.3.1.

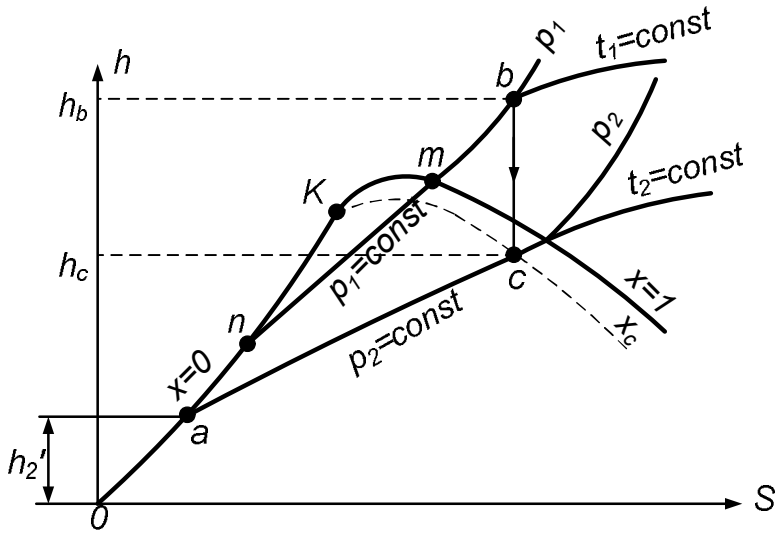


Рис.3.1. Цикл ПСУ

Как видно из этого рисунка, энтальпия пара, поступающего в турбину, в точке «*b*» зависит от давления p_1 и температуры t_1, следовательно $h_b = f_1(p_1, t_1)$. Энтальпия пара на выходе из турбины в точке «*c*» зависит от p_2, т.е. $h_c = f_2(p_2)$, а энтальпия конденсата поступающего в котел h_2' зависит только от p_2, т.е. $h_2' = f_3(p_2)$. Таким образом, теоретический КПД ПСУ является функцией $\eta_t = f(p_1, p_2, t_1)$. Выясним, как меняется термический КПД ПСУ в зависимости от каждого из этих параметров.

Влияние начального давления p_1 на термический КПД ПСУ

Примем постоянным величины p_2 и t_1, и будем изменять только начальное давление ($p_1 = var, p_2 = const, t_1 = const$). Зададимся величиной начального давления p_1 и найдем эту изобару на диаграмме h - S (рис.3.2).

Пересечение изобары p_1 с изотермой $t_1 = const$ дает начальную точку процесса «*b*» и энтальпию пара h_b. Из точки «*b*» проведем адиабату (изоэнтропу) до пересечения её с изобарой $p_2 = const$.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

1) Их пересечение дает точку «*c*» и энтальпию пара на выходе из турбины h_c, теплопадение в турбине $h = h_b - h_c$ и конечную сухость пара $x_c = 1$.

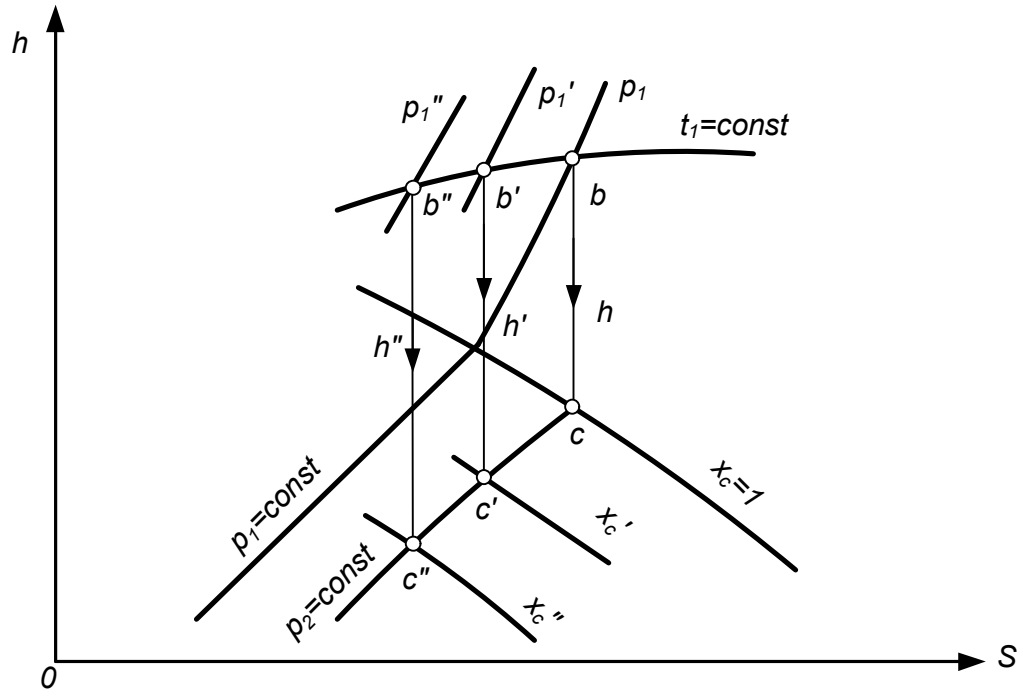


Рис.3.2. К определению влияния p_1 на термический КПД ПСУ

Задавшись теперь последовательно давлениями $p_1^{'}$, $p_1^{''}$ ($p_1^{'} > p_1$, $p_1^{''} > p_1^{'}$), произведем такие же построения процессов для них. Из этих построений можно заключить, что с увеличением начального давления $p_1 < p_1^{'} < p_1^{''}$:

1) энтальпия острого пара в точках «*b*» уменьшается: $h_b > h_b^{'} > h_b^{''}$;

2) энтальпия пара в конце расширения в точках «*c*» уменьшается: $h_c > h_c^{'} > h_c^{''}$;

3) теплопадение в турбине увеличивается: $h^{''} > h^{'} > h$;

4) степень сухости пара уменьшается $x_c^{''} < x_c^{'} < x_c$, увеличивается влажность пара;

5) энтальпия конденсата $h_2^{'} = const$, т.к. $p_2 = const$.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Из анализа выражения (3.1) для рассматриваемого случая можно заключить, что с повышением начального давления числитель $h = h_b - h_c$ увеличивается, а знаменатель $q_1 = h_b - h_2^{'}$ немного уменьшается. Следовательно, с повышением начального давления острого пара термический КПД ПСУ увеличивается: $\eta_t < \eta_t^{'} < \eta_t^{''}$.

Необходимо, однако, заметить, что с повышением начального давления степень сухости пара в конце расширения уменьшается (в паре появляется капельная влага). Это приводит к уменьшению КПД тех ступеней турбины, где образовалась влага приблизительно на *1*%. Из этого можно заключить, что действительный КПД ПСУ будет несколько ниже определенного по формуле (3.1).

Влияние начальной температуры пара t_1 на термический КПД ПСУ

Зафиксируем теперь начальное давление $p_1 = const$ и конечное давление $p_2 = const$ и проследим, как будет влиять начальная температура пара $t_1 = var$ на КПД ПСУ (см. рис.3.3).

Зададимся начальной температурой t_1 и найдем эту изотерму на диаграмме h - S. Пересечение изотермы t_1 с изобарой p_1 дает начальную точку процесса «*b*» и энтальпию пара h_b. Из точки «*b*» проведем адиабату (изоэнтропу) до пересечения её с изобарой $p_2 = const$. Их пересечение даст точку «*c*» - состояние пара на выходе из турбины h_c, теплопадение в турбине $h = h_b - h_c$ и конечную сухость пара x_c. Задавшись теперь последовательно температурами $t_1 < t_1^{'} < t_1^{''}$ произведем такие же построения процессов для принятых температур. Из этого рисунка можно заключить, что с увеличением начальной температуры $t_1 < t_1^{'} < t_1^{''}$:

1) энтальпия острого пара в точках «*b*» увеличивается: $h_b < h_b^{'} < h_b^{''}$;

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

2) энтальпия в конце расширения в точках «*c*» увеличивается: $h_c < h_c^{'} < h_c^{''}$;

3) теплопадение в турбине увеличивается: $h < h^{'} < h^{''}$;

4) степень сухости пара увеличивается: $x_c < x_c^{'} < x_c^{''}$.

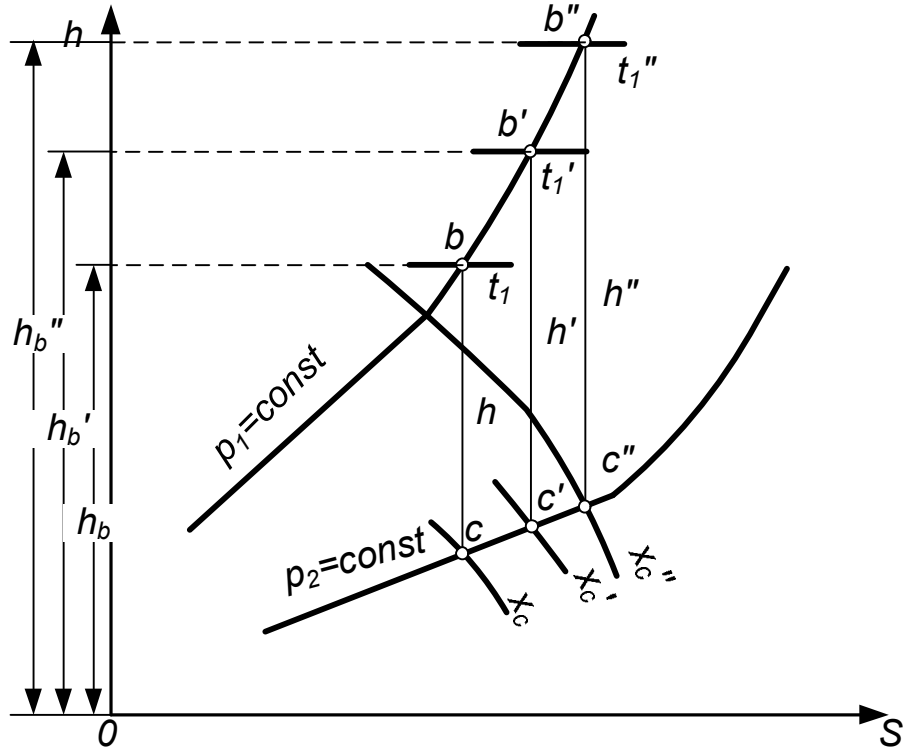


Рис.3.3. К определению влияния t_1 на термический КПД ПСУ

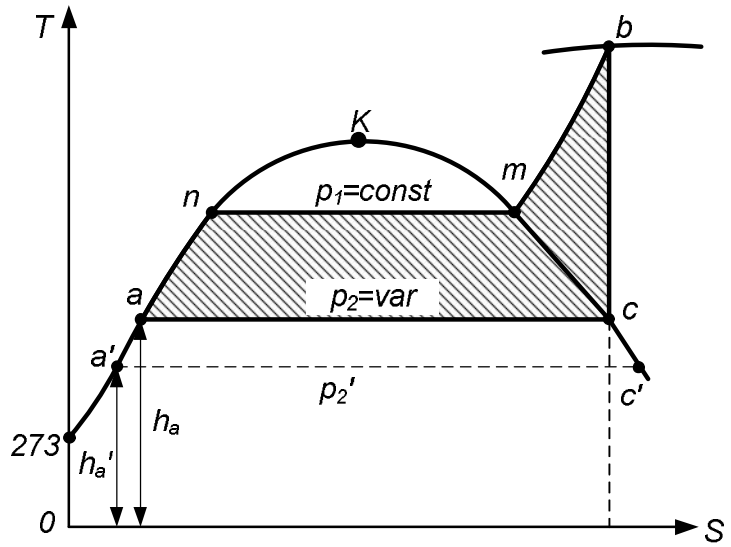


Рис.3.4. К определению влияния p_2 на термический КПД ПСУ

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Из анализа выражения (3.1) для рассматриваемого случая можно заключить, что с повышением начальной температуры числитель $h = h_b - h_c$ увеличивается, но знаменатель $q_1 = h_b - h_2'$ несколько растет. Расчеты показывают, что числитель растет значительно быстрее знаменателя, т.е. термический КПД увеличивается с ростом начальной температуры: $\eta_t < \eta_t' < \eta_t''$. Необходимо отметить, что с повышением начальной температуры степень сухости пара в конце расширения в точках «*c*» увеличивается. Это приводит к более интенсивному росту термического КПД ПСУ, чем это следует из уравнения (3.1).

Влияние конечного давления p_2 на термический КПД ПСУ

Зафиксируем теперь начальное давление $p_1 = const$ и начальную температуру $t_1 = const$ и будем менять конечное давление $p_2 = var$ (см. рис.3.4).

Полезная работа цикла при фиксированных p_1, t_1, p_2 определяется площадью *a-n-m-b-c-a*. Если принять конечное давление $p_2' < p_2$, то полезная работа цикла l' увеличится, т.к. пл. *a-n-m-b-c-a* < пл. *a'-n-m-b-c'-a'* и поскольку h_a' изменится незначительно по сравнению с h_a, то $q_1' \approx q_1$.

Следовательно, с уменьшением давления p_2 термический КПД ПСУ будет увеличиваться.

3.2. Вторичный перегрев пара

Одним из возможных путей повышения термического КПД паросиловых установок является вторичный перегрев пара. Принципиальная схема такой установки и ее термодинамический цикл в диаграмме *T-S* изображены на рис.3.5 и 3.6.

Теплосиловая установка с вторичным перегревом пара состоит (рис.3.5): из парогенератора (котлоагрегата) *ПГ*, первичного пароперегрева-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

теля *1ПП*, паровой турбины *ПТ*, состоящей из двух частей: части высокого давления *ЧВД* и части низкого давления *ЧНД*, электрогенератора *ЭГ*, вторичного пароперегревателя *2ПП*, конденсатора *Конд.* и насоса *Н*.

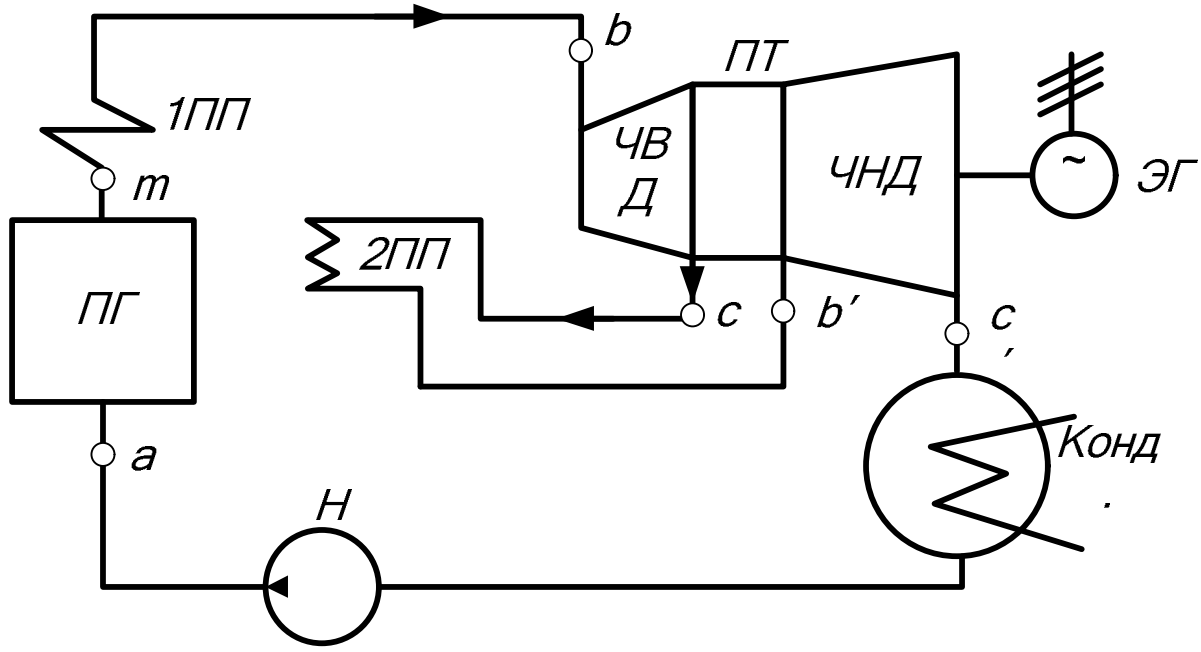


Рис.3.5. Принципиальная схема ПСУ с вторичным перегревом пара

В установке острый пар после первого пароперегревателя *1ПП* поступает в часть высокого давления *ЧВД* паровой турбины *ПТ*, где расширяется, производит полезную работу и полностью выводится из *ЧВД* во второй пароперегреватель *2ПП*. Из второго пароперегревателя пара поступает в часть низкого давления *ЧНД* паровой турбины, где расширяется, производит полезную работу и после *ЧНД* поступает в конденсатор *Конд*. В конденсаторе происходит полная конденсация пара. Из конденсатора конденсат подается насосом *Н* в парогенератор *ПГ*. В парогенераторе происходит подогрев конденсата до состояния насыщения и процесс парообразования. Насыщенный пар из *ПГ* поступает в первый пароперегреватель *1ПП*, где перегревается до заданных параметров острого (свежего) пара давления p_1 и температуры t_1 и затем цикл повторяется вновь.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Термодинамический цикл ПСУ состоит (рис.3.6) из следующих термодинамических процессов: адиабаты *b-c* расширения пара в *ЧВД*, изобары перегрева пара во втором пароперегревателе *c-b′*, адиабаты *b′-c′* расширения пара в *ЧНД*, изобарно-изотермического процесса *c′-a* конденсации пара в конденсаторе паровой турбины. В котлоагрегате происходит подогрев конденсата до состояния насыщения изобара *a-n*, изобарно-изотермический процесс парообразования *n-m* и изобарный процесс *m-b* перегрева пара в первом пароперегревателе.

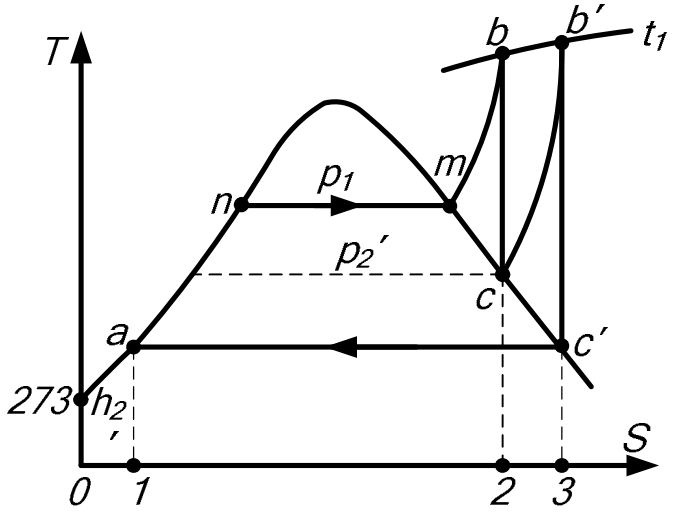


Рис.3.6. Термодинамический цикл ПСУ с вторичным перегревом пара

Определим термический КПД ПСУ с вторичным перегревом пара. Как известно, термический КПД ПСУ определяется из соотношений:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Для рассматриваемой установки это уравнение примет вид:

$$\eta_t = \frac{\sum q_1 - \sum q_2}{\sum q_1} = \frac{\sum l_i}{\sum q_1}. \qquad (3.2)$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

В установке с вторичным перегревом пара имеет место два подвода теплоты и два расширения пара в *ЧВД* и *ЧНД*.

Первый подвод теплоты осуществляется в парогенераторе и первом пароперегревателе. Для получения острого пара в состоянии точки «*b*» из конденсата, подаваемого в котел, затрачивается количество теплоты:

$$q_1 = пл.a\text{-}n\text{-}m\text{-}b\text{-}2\text{-}1 = h_b - h_2^{'}.$$

Второй подвод теплоты осуществляется во вторичном пароперегревателе, где затрачивается следующее количество теплоты на перегрев пара:

$$q_1^{'} = пл.c - b'\text{-}3\text{-}2 = h_{b'} - h_c.$$

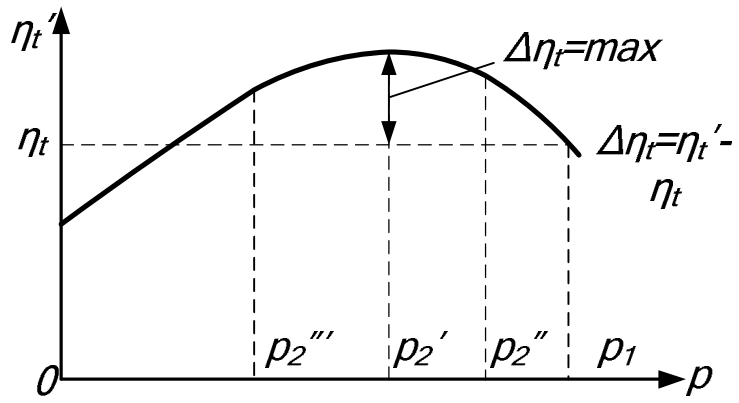


Рис.3.7. Влияние давления отбора пара p_2' на термический КПД ПСУ

Полезная работа в ПСУ осуществляется в двух частях турбины: в ЧВД - l_1 и в ЧНД - l_2, где $l_1 = h_b - h_c$ и $l_2 = h_{b'} - h_{c'}$.

В соответствии с уравнением (3.2) выражение для определения термического КПД ПСУ с вторичным перегревом пара примет вид:

$$\eta_t = \frac{l_1 + l_2}{q_1 + q_1^{'}} = \frac{(h_b - h_c) + (h_{b'} - h_{c'})}{(h_b - h_2^{'}) + (h_{b'} - h_c)}. \qquad (3.3)$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Для каждой паросиловой установки с вторичным перегревом пара существует свое значение p_2' (давление в отборе пара на вторичный перегрев), при котором прирост экономичности достигает максимальной величины. При правильном выборе давлений отбора термический КПД ПСУ может быть повышен на *8÷10* %.

Зависимость прироста экономичности ПСУ с вторичным перегревом пара имеет примерно вид, указанный на рис.3.7.

Из рис.3.7 видно, что если пар вывести на перегрев рано, т.е. если принято $p_2'' > p_2'$, то прирост будет меньше максимально возможного. При позднем выводе пара на перегрев, когда $p_2''' < p_2'$, прирост может быть даже отрицательным.

4. ОСНОВЫ ТЕПЛОФИКАЦИИ. КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

4.1. Тепловой баланс конденсационной паросиловой установки

Для осуществления технологических процессов промышленных предприятий и для быта требуются кроме электрической энергии и другие энергоносители в виде пара различных параметров и горячей воды. Во многих случаях в городах, поселках и на промышленных предприятиях электроэнергия вырабатывается на тепловых электрических станциях, которые называются конденсационными электростанциями (ТЭС или КЭС). Водяной пар или горячая вода в этом случае вырабатывается в небольших местных котельных или в котельных промышленных предприятий, которые по своей экономичности менее эффективны, чем более экономичные котлоагрегаты тепловых электрических станций.

Как показывают исследования, эффективность использования теплоты топлива можно существенно повысить, если выработку тепловой и электри-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

ческой энергии осуществлять не раздельно из тепловых электростанциях и местных котельных, а комбинированно на одной и той же тепловой станции.

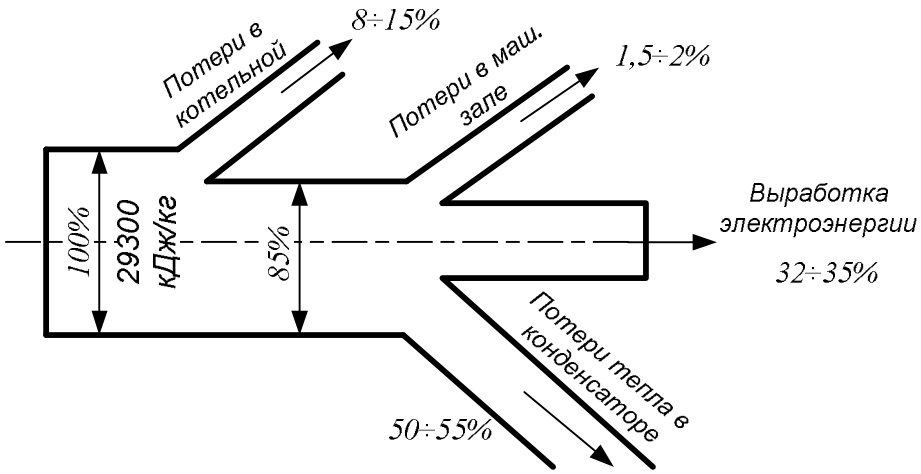


Рис.4.1. Ориентировочный тепловой баланс конденсационной электростанции - ТЭС

Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии на одной станции называется ***теплофикацией***, а турбины, применяемые на таких станциях, называются ***теплофикационными***. Станции, на которых вырабатывается тепловая и электрическая энергия, называются теплоэлектроцентралями или сокращенно ТЭЦ.

Для выяснения эффективности использования теплоты топлива на конденсационной станции при выработке только электроэнергии рассмотрим её тепловой баланс (рис.4.1).

Тепловые расчеты станций обычно ведутся на условное топливо, теплота сгорания которого принята равной $H_u = 7000$ ккал/кг = $7000 \cdot 4{,}19 = 29300$ кДж/кг.

При сжигании в топке парового котла *1* кг условного топлива из него выделится теплота $Q_v = 29300$ кДж/кг, которую примем за *100* %. В котельной тепловые потери, включая станционный паропровод, составляют *8÷12* % - большие потери имеют место в котельных малой мощности. Потери в котельной складываются из следующих величин:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

q_1 - потери теплоты с уходящими газами;

q_2 - химический недожог топлива;

q_3 - механический недожог топлива;

q_4 - радиационное излучение в окружающую среду;

q_5 - потери теплоты со шлаком.

Наибольшей потерей теплоты в котельной является q_1 (теплота уходящих газов *140÷180*ºС). Следовательно, в машинный зал (см. рис.4.1) поступает пар, содержащий теплоту, равную ≈ *90* % теплоты топлива. В машинном зале потери теплоты в турбоагрегате невелики *2,0÷1,5* %.

Полезно используемая теплота, идущая на выработку электроэнергии, составляет в среднем *32÷35* %. Остальное количество теплоты ($100 - 10 - 1{,}5 - 34 = 55\,\%$) от теплоты сожженного топлива теряется в конденсаторе паровой турбины с охлаждающей водой. Таким образом, наибольшая потеря теплоты в ПСУ имеет место в конденсаторе паровой турбины.

4.2. Тепловой баланс теплофикационной ПСУ

Если стремиться к достижению наибольшего термического КПД установки, то теплоту, переданную охлаждающей воде в конденсаторе, использовать не удастся ни для производственных, ни для бытовых нужд из-за низкой температуры теплоносителя.

Если стремиться к наиболее экономичному, комбинированному использованию теплоты топлива, то можно поднять давление (температуру) пара на выходе из турбины (в конденсаторе), повысив тем самым температуру охлаждающей воды на выходе из него. Нагретую до нужной температуры (*65÷75*ºС) воду в конденсаторе можно направить на отопление или ещё больше повысить противодавление и после турбины пар направить на производство или на технические нужды.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Однако это мероприятие приводит к уменьшению выработки электроэнергии, но зато все тепло, которое ранее выбрасывалось с охлаждающей водой, теперь может быть использовано. Такое решение является очень важным для народного хозяйства. Таким образом, мы вплотную подошли к идее комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на одной и той же станции, т.е., к так называемому вопросу теплофикации.

Рассмотрим тепловой баланс ТЭЦ. Как и в предыдущей схеме, тепло, выделившееся при сгорании *1* кг условного топлива равно *29300* кДж/кг (*100* %). Полагаем, что потери в котельной и в турбоагрегате остаются такими же, в данном случае появляется еще одна потеря тепла – потеря в тепловой сети, которая оценивается *2,5÷3* %. Таким образом, в установках этого типа ≈ *80* % теплоты топлива полезно используется: часть ее идет на выработку электроэнергии, а другая, значительно большая, идет тепловому потребителю. Как видно из рис.4.2, на выработку электроэнергии идет всего лишь *20÷25* %. Зато тепловому потребителю отдается *55÷60* % тепловой энергии, которая на ТЭЦ выбрасывалась из установки с охлаждающей водой.

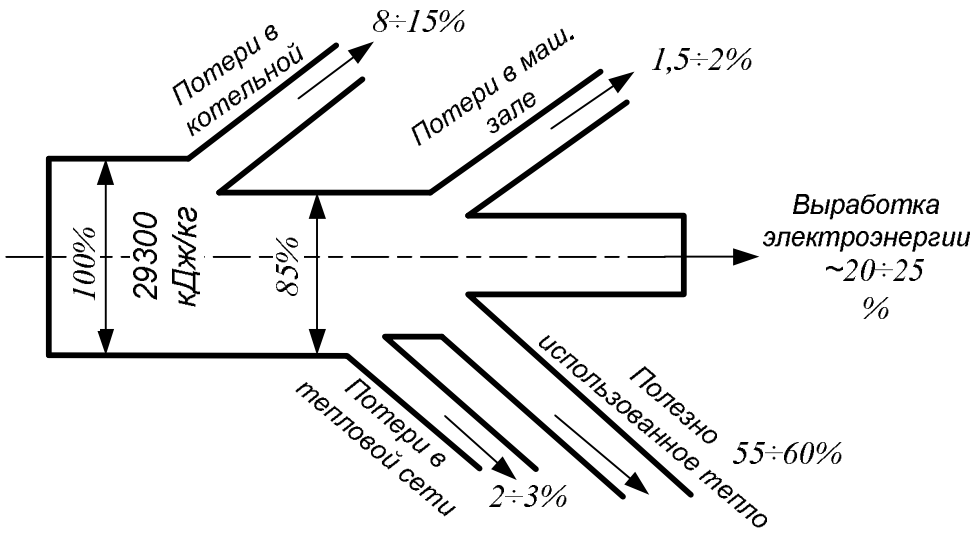


Рис.4.2. Ориентировочный тепловой баланс теплоэлектроцентрали - ТЭЦ

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

4.3. Теплофикационные циклы. Цикл ПСУ с ухудшенным вакуумом в конденсаторе

В конденсационных паротурбинных установках давление в конденсаторах мощных ПТУ составляет $p_2 = 0{,}03 \div 0{,}05$ ата или $p_2 = 0{,}003 \div 0{,}005$ МПа. При этих давлениях температура насыщения пара составляет *28÷32*ºС. Если принять температуру охлаждающей воды на входе в конденсатор *10÷12*ºС, то на выходе из конденсатора она может быть нагрета до *20÷24*ºС. Теплоноситель с такой низкой температурой, как правило, не может быть использован, и он сливается в водоем.

Если повысить давление в конденсаторе, то вместе с ним будет увеличиваться и температура насыщения пара. Так, например, при давлении в конденсаторе $p_2 = 0{,}043$ МПа температура насыщения пара будет $t_н = 80°C$. Греющей средой с такой температурой можно нагреть охлаждающую воду в конденсаторе до *70÷75*ºС и использовать её для отопления зданий, горячего водоснабжения и других целей. При этом выработка электроэнергии в такой установке уменьшится и будет равна площади $a'\text{-}n\text{-}m\text{-}b\text{-}c'\text{-}a'$ вместо площади $a-n-m-b-c-a$ (см. рис.4.3), но зато будет использована теплота $q_2 = пл.a'-c'-3-2$, которая ранее не использовалась. Принципиальная схема ПСУ с ухудшенным вакуумом в конденсаторе и её термодинамический цикл изображены на рис.4.3.

Эффективность теплофикационных установок оценивается не термическим КПД, как это имеет место у конденсационных ПСУ, а величиной, которая называется *коэффициентом использования теплоты топлива*, $K_{ИТ}$:

$$K_{ИТ} = \frac{l + q_2}{q_1},$$

где q_1 - количество теплоты, подведенное в установке, кДж/кг;

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

q_2 - количество теплоты, отданное тепловому потребителю, кДж/кг;

l - полезная работа, произведенная в установке, кДж/кг.

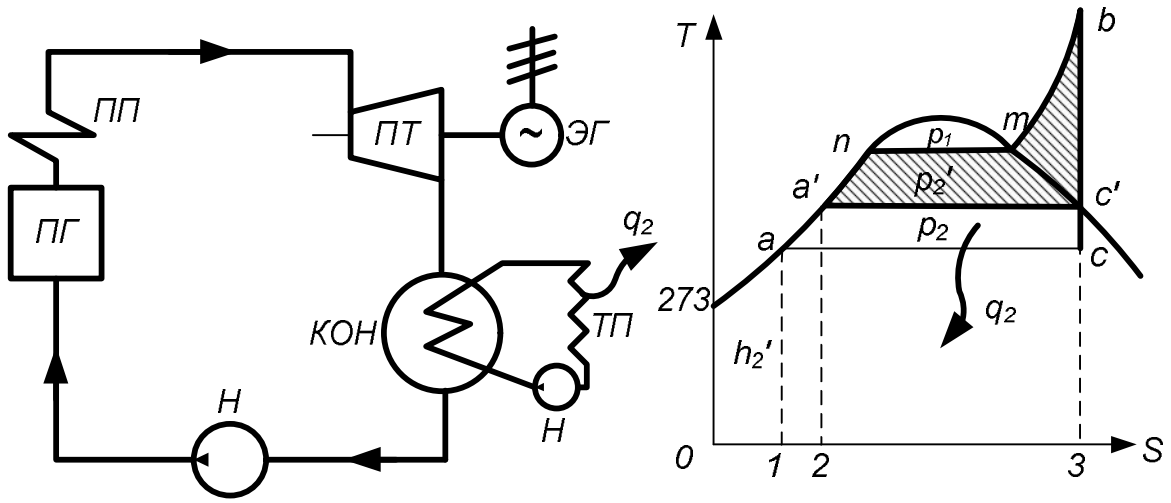


Рис.4.3. Принципиальная схема и термодинамический цикл установки с ухудшенным вакуумом

Так как $l = q_1 - q_2$, то теоретически $K_{ИТ}$ может быть близким к единице, поскольку вся теплота q_2 полезно используется.

4.4. Цикл ПСУ с противодавленческими турбинами (турбины типа «Р»)

Если потребителю теплоты требуется теплоноситель (пар) с температурой свыше *100*ºС, то в этом случае используют теплофикационные турбины типа «Р» - без конденсатора. Принципиальная схема такой установки изображена на рис.4.4.

Установка состоит из парогенератора *ПГ*, пароперегревателя *ПП*, паровой турбины типа «Р», электрогенератора *ЭГ*, станционного бака *СБ*, насоса *Н*. Острый пар с давлением p_1 поступает в паровую турбину, где расширяется до заданного конечного давления p_2, производит полезную работу,

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

сообщаемую электрогенератору, и из турбины отработанный пар поступает к потребителям.

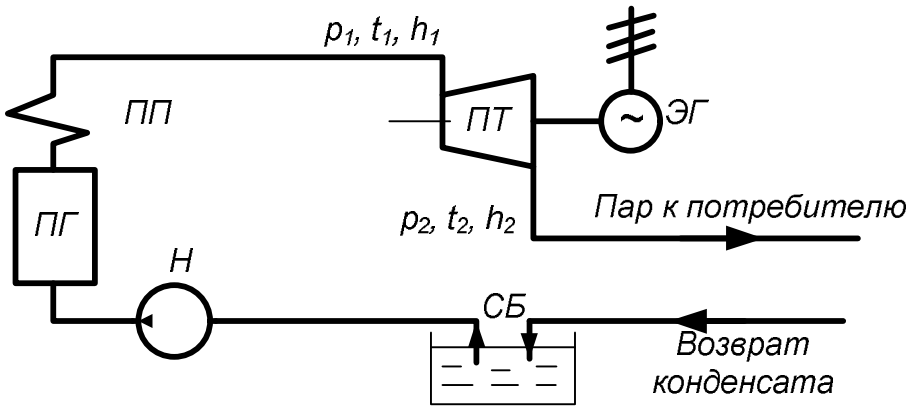


Рис.4.4. Принципиальная схема ПСУ с турбинами типа «Р»

От потребителей пара на станцию возвращается конденсат, который сливается в станционный бак и из него насосом подается в парогенератор.

У паросиловых установок такого типа наиболее высокий коэффициент использования теплоты топлива $K_{ИТ}$, т.к. вся теплота q_2 в виде пара отдается потребителю. Однако, эти установки работают по свободному тепловому и вынужденному электрическому графикам, т.е. в них выработка электроэнергии подчинена выработке тепловой энергии. Если, например, в летний период потребителю не требуется тепловая энергия в виде пара, то такая установка не может вырабатывать только электроэнергию. Теплофикационные установки с турбинами типа «Р» применяют на тех производствах, где требуется круглогодичное потребление и тепловой, и электрической энергии.

4.5. Цикл ПСУ с турбинами с двумя и одним регулируемым отборами пара (с одним производственным или теплофикационным или двумя одновременно)

Теплофикационные установки с одним регулируемым отбором пара – установки типа «П» - производственный отбор; установки типа «Т» - тепло-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

фикационный отбор. Установки с двумя регулируемыми отборами пара – установки типа «ПТ» с производственным и теплофикационным отборами пара (рис.4.5).

Все установки этого типа имеют конденсатор. Они могут работать по свободному тепловому и свободному электрическому графикам. Так, например, если в установке типа «П» (рис.4.6) не требуется в какой-то период пар на производство, регулируемый отбор пара закрывается и весь пар, вошедший в турбину, проходит через концевой отсек после места отбора и тем самым увеличивает выработку электроэнергии. На этом режиме установка работает как обычная конденсационная и ее коэффициент $К_{ИТ}$ имеет минимальное значение.

Если требуется увеличить тепловое потребление и уменьшить электрическую нагрузку, то увеличивается открытие регулирующей диафрагмы и расход пара в отбор. При этом, при неизменной подаче пара в турбину, расход пара в отсек ступеней за отбором уменьшается и уменьшится выработка электроэнергии всей машиной.

Наиболее высокий $К_{ИТ}$ у этой установки будет иметь место, когда весь пар, вошедший в турбину, выйдет из отбора и пойдет к потребителю, а поток пара через конденсатор теоретически будет равен нулю.

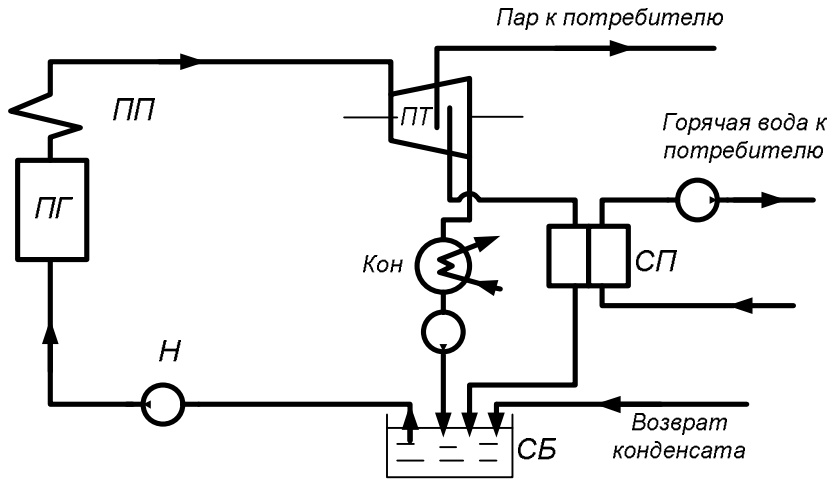


Рис.4.5. Принципиальная схема теплофикационной установки с турбинами типа «ПТ»

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Фактически через концевой отсек турбины необходимо пропустить небольшое количество пара для его охлаждения.

Аналогично изложенному регулируются режимы работы турбин с двумя отборами пара.

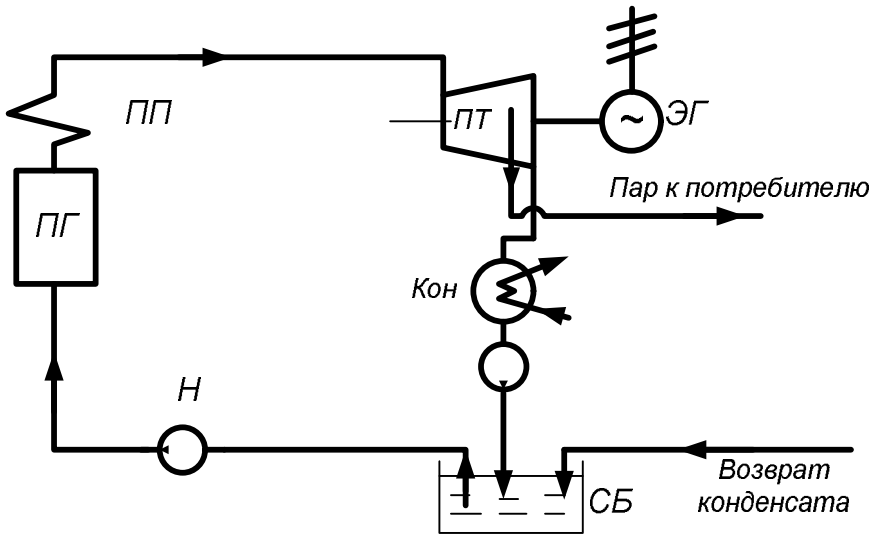


Рис.4.6. Теплофикационная установка с турбинами типа «П» (производственный отбор)

5. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ЦИКЛ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

5.1. Термодинамический КПД регенеративного цикла ПСУ

Как было показано ранее, регенеративный цикл имеет такой же термический КПД, как и цикл *Карно*. Он образуется из цикла *Карно 1-2-3-4* путем замены адиабатных процессов расширения *2-3* и сжатия *4-1* эквивалентными политропами расширения *2-6* и сжатия *5-1* (см. рис.5.1). Следовательно, регенеративный цикл представляет собой фигуру *1-2-6-5*, состоящую из двух изотерм и двух политроп. В этом цикле теплота, отбираемая от рабочего тела, в процессе расширения *2-6*, равная площади *2-10-9-6*, передается полностью рабочему телу в процессе сжатия *5-1*. Следовательно, площади 2-10-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

9-6 и *1-8-7-5* – равны. Это также следует из того, что политропы *2-6* и *5-1* эквидистантны.

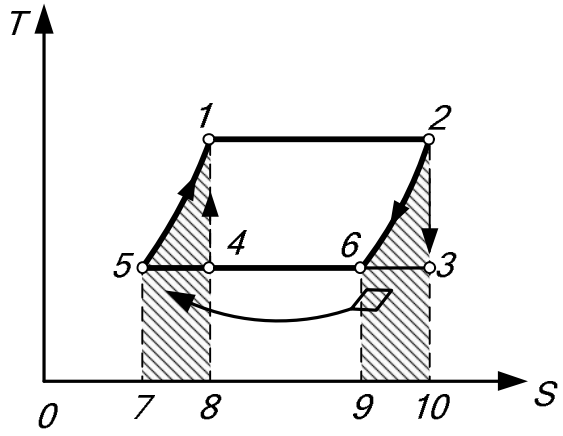


Рис.5.1. Цикл *Карно* и регенеративный цикл

Следовательно, чтобы обратить цикл *Ренкина* на насыщенном паре в регенеративный цикл необходимо в нем заменить адиабату расширения пара *2-3* политропой *2-6*, эквидистантной политропе нагрева жидкости *5-1* (см. рис.5.2). Термический КПД цикла *Ренкина* с предельной регенерацией определяется из выражения:

$$\eta_t^{рег} = 1 - \frac{T_2(S_6 - S_5)}{h_2 - h_1}. \qquad (5.1)$$

Осуществить на практике такой цикл из-за конструктивных и других трудностей невозможно, так как невозможно осуществить непрерывный отвод теплоты в процессе расширения *2-6*.

Цикл, широко применяемый в действительности в паросиловых установках, получивший название регенеративного и являющийся по существу некоторой разновидностью рассмотренного выше теоретического регенеративного цикла, осуществляется следующим образом.

Подогрев воды производится в нем не полным количеством пара после его расширения в отдельных ступенях турбины, а лишь некоторым коли-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

чеством пара, забираемым после каждого его расширения в ступенях турбины.

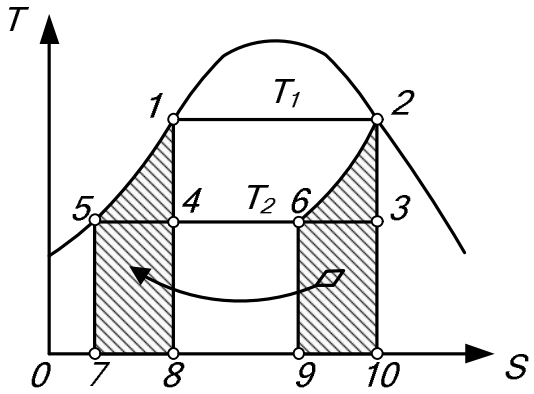


Рис.5.2. К определению термического КПД регенеративного цикла

При этих условиях через каждую последующую секцию турбины будет протекать постепенно уменьшающееся количество пара. На рис.5.3 изображена схема ПСУ с тремя отборами пара на подогрев питательной воды и цикл ПСУ в диаграмме *T-S*.

На рис.5.3 цифрами *1* и *2* обозначены парогенератор и пароперегреватель, *3, 4, 5, 6* – отдельные отсеки турбины, *10, 11, 12* – поверхностные подогреватели, в которых за счет теплоты отбираемого пара происходит подогрев питательной воды; *a, b* и *c* – места отбора пара из турбины.

Как видно из рисунка, после расширения пара в первом отсеке турбины отбирается некоторое его количество в нерегулируемом отборе *a* и направляется в подогреватель *12*. Отборы пара производятся также и после его расширения во втором и третьем отсеке турбины. За счет теплоты пара этих отборов производится подогрев питательной воды в подогревателях *11* и *10*. И, наконец, оставшееся количество пара после расширения в последней ступени турбины поступает в конденсатор *7*.

Конденсат пара из подогревателей *10, 11* и *12* и из конденсатора подается в питательный бак *9*, а затем в парогенератор *1*. Таким образом, общий поток пара при работе его в ПСУ как бы разветвляется на четыре отдельных

потока, работа каждого из которых осуществляется в определенных пределах изменения давления.

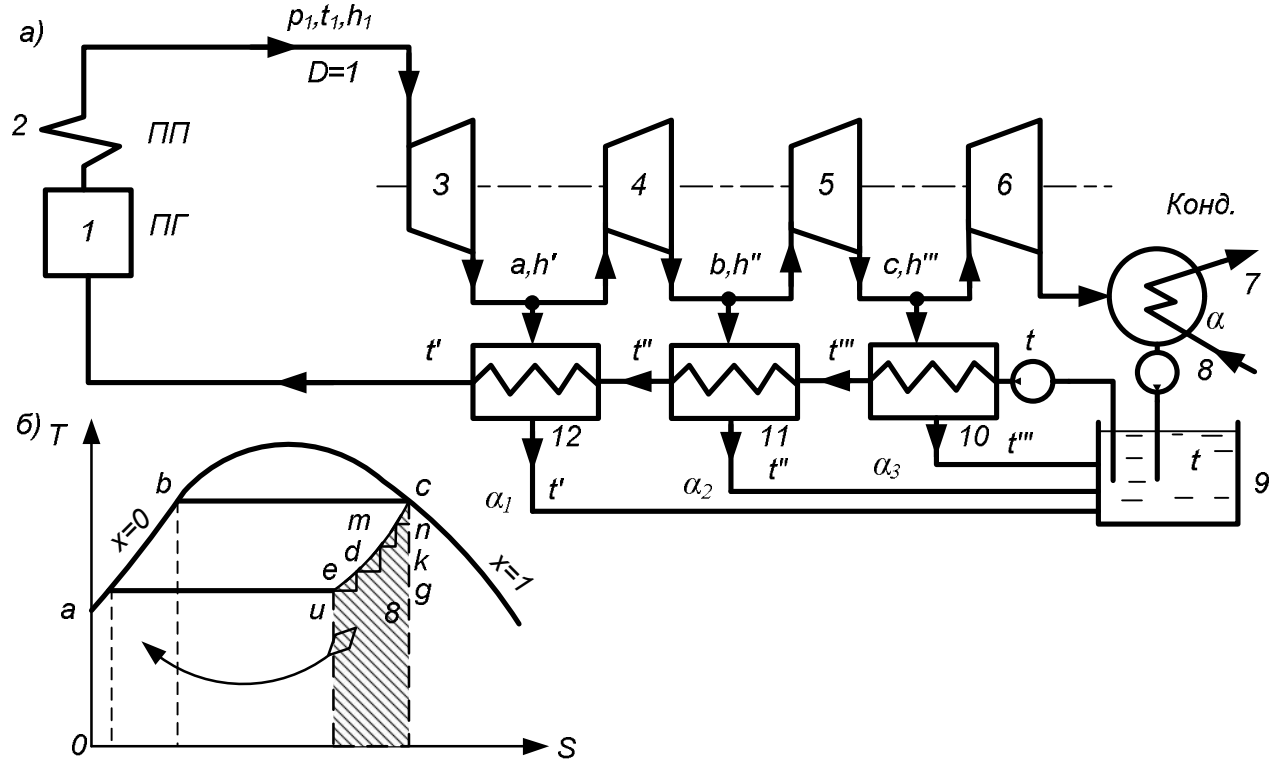


Рис.5.3. Реальный регенеративный цикл ПСУ: *а* – общая схема ПСУ; *б* – T-s – диаграмма регенеративного цикла

Обозначим:

$\alpha_1 = D_1 / D$ - количество пара, отбираемого из первого отбора *a* в долях килограмма;

$\alpha_2 = D_2 / D$ - то же из второго отбора *b*;

$\alpha_3 = D_3 / D$ - то же из третьего отбора *c*;

$\alpha = D_к / D$ - количество пара, поступающего в конденсатор.

Очевидно, что $\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha = 1$.

Из рассмотрения особенностей регенеративного подогрева воды следует, что применение его увеличивает термический КПД цикла, приближая его значение к термическому КПД цикла Карно и тем в большей степени, чем больше в установке осуществляется отборов пара. В поверхностных подогре-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

вателях пар и питательная вода разведены, и отдача теплоты от пара воде происходит через поверхности трубок, по которым она движется. При выбранных давлениях на отборах пара определяются все параметры по диаграмме *h-S*. Потерями в подогревателях пренебрегаем.

При расчетах регенеративного цикла примем следующие обозначения:

1) Острый пар. Давление p_1, температура t_1 и энтальпия h_1.

2) Параметры пара первого отбора. Давление p', температура насыщения t', энтальпия h', количество отбираемого пара α_1.

3) Параметры пара второго отбора. Давление p'', температура насыщения t'', энтальпия h'', количество отбираемого пара α_2.

4) Параметры пара третьего отбора. Давление p''', температура насыщения t''', энтальпия h''', количество отбираемого пара α_3.

5) Параметры пара перед конденсатором. Давление p_2, температура насыщения t_2, энтальпия h_2, количество отбираемого пара α.

6) Температура питательной воды, поступающей в парогенератор t';

7) Температура воды в питательном баке t.

Термический КПД регенеративного цикла определяется по формуле:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1}.$$

Теплота q_1, очевидно, будет равняться энтальпии свежего пара без энтальпии питательной воды. Таким образом:

$$q_1 = h - h_{пв} = h_1 - C_{рв} \cdot t'. \qquad (5.2)$$

Работа пара в цикле l определяется в соответствии с условиями его прохождения через отдельные ступени турбины по формуле:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$l = \sum l_i = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 \,, \tag{5.3}$$

$$l_1 = h_1 \cdot D_1 = (h_1 - h') \cdot 1 \,, \tag{5.4}$$

$$l_2 = (h' - h'') \cdot (1 - \alpha_1) \,. \tag{5.5}$$

и т.д.

При определении работ отсеков l_i теплосодержание пара h_i определяется по диаграмме *h-S* по принятым начальным параметрам острого пара и давлениям в отборах и перед конденсатором (см. рис.5.4).

Следовательно:

$$\begin{aligned} l = (h_1 - h') \cdot 1 + (h' - h'')(1 - \alpha_1) + (h'' - h''')(1 - \alpha_1 - \alpha_2) + (h''' - h_2) \times \\ \times (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) = h_1 - \alpha_1 \cdot h' - \alpha_2 \cdot h'' - \alpha_3 \cdot h''' - \alpha \cdot h_2 \end{aligned} \,. \tag{5.6}$$

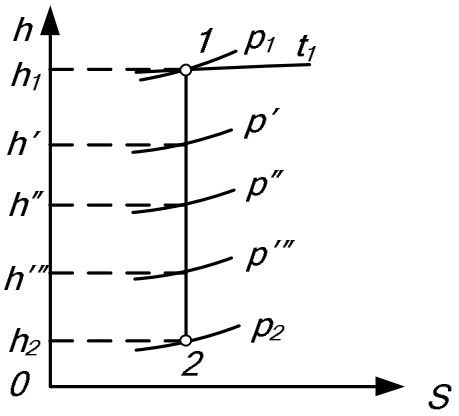


Рис.5.4. К определению теплоперепадов в отсеках турбины

Тогда формула термического КПД примет вид:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{h_1 - \alpha_1 \cdot h' - \alpha_2 \cdot h'' - \alpha_3 \cdot h''' - \alpha \cdot h_2}{h_1 - C_{рв} \cdot t'} \,. \tag{5.7}$$

Теоретический удельный расход пара на *1* кВт·ч определяется по формуле:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$d_t = \frac{3600}{l} = \frac{3600}{h_1 - \alpha_1 \cdot h' - \alpha_2 \cdot h'' - \alpha_3 \cdot h''' - \alpha \cdot h_2}. \qquad (5.8)$$

Расход пара из нерегулируемых отборов $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, отводимого на подогрев питательной воды, определяется из уравнения теплового баланса подогревателей и уравнения теплового баланса питательного бака.

5.2. Уравнение теплового баланса питательного бака

Из подогревателей *10, 11* и *12* (рис.5.3) в питательный бак сливаются три потока горячего конденсата с температурами t', t'', t''' и соответствующими количествами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$. Эти три горячих потока нагревают холодный поток с температурой t_2 в количестве α, вытекающим из конденсатора. В результате смешения этих трех потоков в питательном баке устанавливается температура t.

При составлении уравнения теплового баланса подогревателей принято, что в них не происходит потеря теплоты и что питательная вода, проходя через подогреватель, нагревается до температуры насыщения, соответствующей давлению обогревающего пара. Кроме того, принимается, что пар, отдавая в подогревателе теплоту, конденсируется, и его конденсат удаляется из подогревателей с температурой, равной температуре насыщения пара.

Уравнение теплового баланса питательного бака имеет вид:

$$\left[\alpha_1 \cdot (t' - t) + \alpha_2 \cdot (t'' - t) + \alpha_3 \cdot (t''' - t)\right] \cdot C_{рв} = \alpha \cdot (t - t_2) \cdot C_{рв}$$

или

$$\alpha_1 \cdot t' + \alpha_2 \cdot t'' + \alpha_3 \cdot t''' + \alpha \cdot t_2 = t. \qquad (5.9)$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

5.3. Уравнение теплового баланса подогревателей

Подогрев питательной воды отобранным из турбины паром производится в регенеративных подогревателях, которые могут быть *смешивающими* или *поверхностными*. В первом случае греющий пар смешивается с подогреваемой им питательной водой, во втором случае выделяющееся тепло конденсации пара передается через стенки труб теплообменника подогреваемой воде, а образующийся конденсат греющего пара включается тем или иным способом в общий поток питательной воды.

В зависимости от способа включения конденсата греющего пара в общий поток питательной воды возможны различные схемы регенеративного подогрева, которые отличаются как технико-экономическими, так и эксплуатационными характеристиками. На рис.5.5 приведены наиболее простые схемы регенеративного подогрева питательной воды, а именно *а - смешивающая схема* и *б - каскадная схема*, в которых конденсат греющего пара каскадно перетекает в расположенные ниже подогреватели.

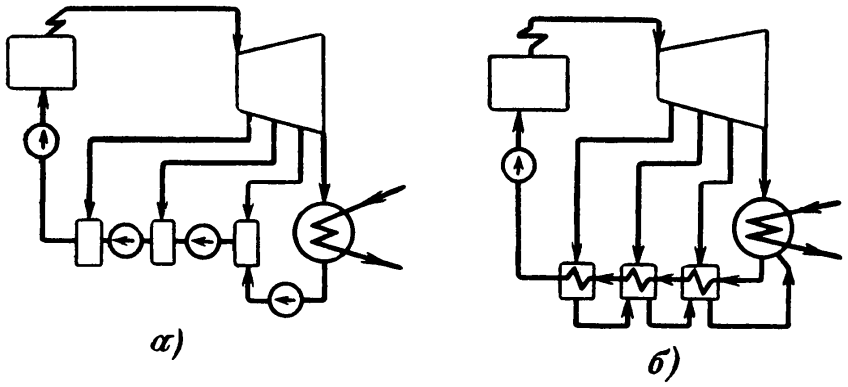


Рис.5.5. Принципиальные схемы регенеративных подогревателей:
а – смешивающая схема; *б* – каскадная схема

Уравнения теплового баланса подогревателей составляются согласно схемах рис.5.3 и рис.5.6. Теплота, отданная паром нагреваемой воде в подогревателе *12*:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$q_{от} = \left(h' - C_{рв} \cdot t'\right) \cdot \alpha_1 . \tag{5.10}$$

Теплота, воспринятая нагреваемой водой:

$$q_{вос} = \left(t' - t''\right) \cdot C_{рв} \cdot 1 . \tag{5.11}$$

Уравнение теплового баланса подогревателя *12*:

$$\left(h' - C_{рв} \cdot t'\right) \cdot \alpha_1 = \left(t' - t''\right) \cdot C_{рв} . \tag{5.12}$$

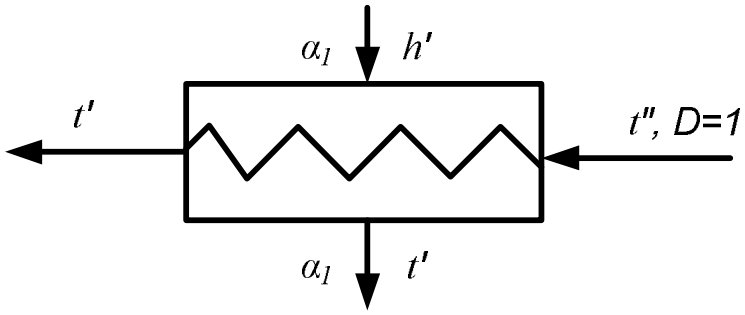


Рис.5.6. К определению теплового баланса подогревателей

Откуда количество отбираемого пара из первого отбора в подогреватель *12* определится из равенства:

$$\alpha_1 = \frac{D_1}{D} = \frac{\left(t' - t''\right) \cdot C_{рв}}{\left(h' - C_{рв} \cdot t'\right)} . \tag{5.13}$$

Аналогично составляются уравнения теплового баланса подогревателей *10* и *11* и определяется количество отбираемого пара из этих отсеков:

$$\alpha_2 = \frac{D_2}{D} = \frac{\left(t'' - t'''\right) \cdot C_{рв}}{\left(h'' - C_{рв} \cdot t''\right)} , \tag{5.14}$$

$$\alpha_3 = \frac{D_3}{D} = \frac{\left(t'' - t'''\right) \cdot C_{рв}}{\left(h''' - C_{рв} \cdot t'''\right)} . \tag{5.15}$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

После соответствующих преобразований выражение (5.15) может быть представлено еще в следующей форме:

$$\alpha_3 = \frac{D_3}{D} = \frac{C_{рв} \cdot (t'-t) - \alpha_1 (h' - C_{рв} \cdot t_2) - \alpha_2 (h'' - C_{рв} \cdot t_2)}{(t''-t_2)}. \qquad (5.16)$$

Увеличение термического КПД при применении регенеративного подогрева не превышает *10÷12* %. При этом экономия топлива увеличивается с повышением начального давления пара.

В общем, применение регенеративного подогрева воды приводит к следующему:

1) увеличивается КПД паросиловой установки и тем в большей степени, чем выше начальное давление пара;

2) уменьшается количество пара, проходящего через последние ступени турбины, а, следовательно, уменьшаются их габариты;

3) устраняется необходимость применения экономайзеров, обогреваемых отходящими газами. При этих условиях теплота отходящих газов может быть использована на подогрев воздуха, поступающего в топку.

6. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК

Для понижения температуры тел ниже температуры окружающей среды и непрерывного поддержания заданной низкой температуры применяются холодильные машины.

Отвод теплоты от охлаждаемых тел и перенос её к горячему источнику осуществляется рабочим телом, которое называется *холодильным агентом*.

Искусственный холод находит широкое применение в народном хозяйстве и особенно в пищевой промышленности.

Перенос теплоты от охлаждаемого тела к более нагретому, согласно второму началу термодинамики, должен осуществляться некоторым компен-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

сирующим процессом, которым чаще всего является превращение работы в теплоту или ввод в цикл дополнительного количества теплоты более высокого температурного потенциала.

В большинстве случаев производство холода основано на совершении рабочим телом обратного кругового цикла. Таким идеальным циклом холодильной машины является обратимый обратный цикл *Карно*, принципиальная схема и термодинамический цикл которого изображены на рис.6.1.

Холодильная установка, работающая по циклу *Карно*, состоит из компрессора *К*, конденсатора *Конд*, детандера *Д* (расширительная камера), морозильной камеры *МК*.

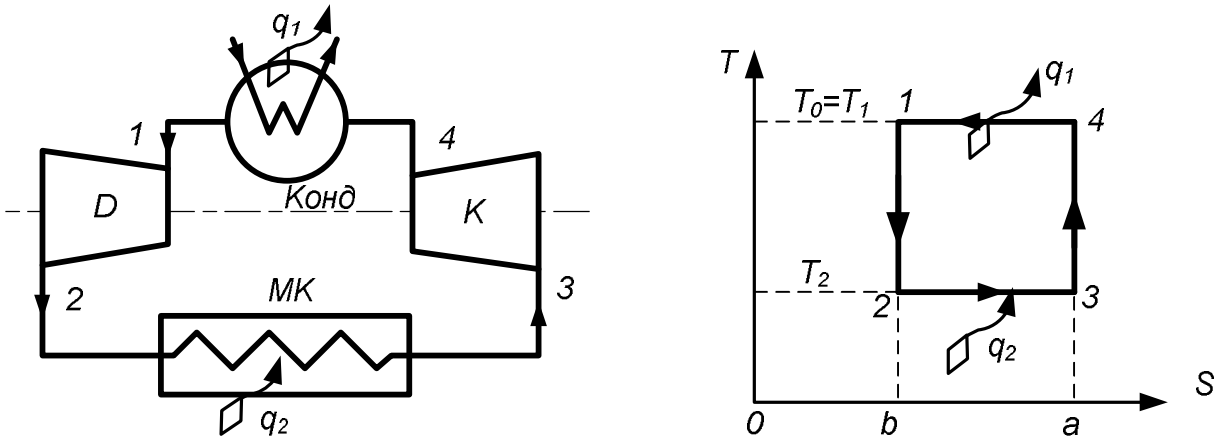


Рис.6.1. Принципиальная схема, идеальный цикл холодильной машины

Термодинамический цикл состоит из двух адиабат и двух изотерм. В этом цикле при изотермическом расширении *2-3* рабочее тело отнимает от охлаждаемых тел количество теплоты q_2, измеряемое площадью *2-3-a-b*. Далее рабочее тело в состоянии точки *3* поступает в компрессор *К*, сжимается в нем до состояния точки *4* (адиабата сжатия *3-4*), в результате чего температура рабочего тела возрастает с T_2 до $T_1 = T_0$ (температура окружающей среды).

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

На этот процесс затрачивается работа l от постороннего источника, равная площади *1-2-3-4*. В изотермическом процессе *4-1* рабочее тело отдает окружающей среде при постоянной температуре $T_0 = T_1$ количество теплоты q_1, измеряемое площадью *4-1-b-a*.

В процессе *1-2* рабочее тело адиабатически расширяется до состояния точки *2*, при этом его температура уменьшается с T_0 до T_2.

Таким образом, в результате совершения обратного цикла *Карно* от холодного источника (охлаждаемых тел) отбирается при постоянной температуре T_2 количество теплоты q_2, к циклу подводится от постороннего источника работа l и вся теплота $q_2 + l = q_1$ отдается горячему источнику (окружающая среда) при постоянной температуре $T_1 = T_0$.

Таким образом, $q_2 + l = q_1$ или $q_1 - q_2 = l$.

Количество теплоты q_2, отбираемое от охлаждаемого тела в единицу времени, называется *холодопроизводительностью* установки.

6.1. Холодильный коэффициент

Степень совершенства преобразования энергии в тепловом двигателе, работающем по прямому циклу *Карно*, характеризуется термическим КПД, который определяется по формуле:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

поскольку в нем теплота q_1, подведенная к циклу, преобразуется в механическую энергию.

Степень совершенствования холодильной установки характеризуется холодильным коэффициентом ε_t, который представляет собой отношение количества отведенной теплоты q_2 (холодопроизводительности машины) к затраченной работе l:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$\varepsilon_t = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \qquad (6.1)$$

Эффективность холодильной установки будет тем выше, чем больше её холодильный коэффициент, т.е. чем выше её холодопроизводительность при той же затраченной работе.

6.2. Цикл паровой компрессионной холодильной машины

В настоящее время в паровых компрессионных холодильных установках в качестве холодильных агентов применяются аммиак NH_3, двуокись углерода CO_2 и различные фреоны – фторхлорпроизводные углеводороды со структурной формулой $C_mH_xF_yCl_z$.

Преимуществом цикла паровой компрессионной холодильной машины является то, что использование в нем рабочего вещества в обеих фазах, жидкой и газообразной, делает возможным практическое осуществление обратного цикла *Карно*. Принципиальная схема паровой компрессионной машины приведена на рис.6.2.

Принципиальная схема реальной паровой компрессионной холодильной установки несколько отличается от показанной на рис.6.2.

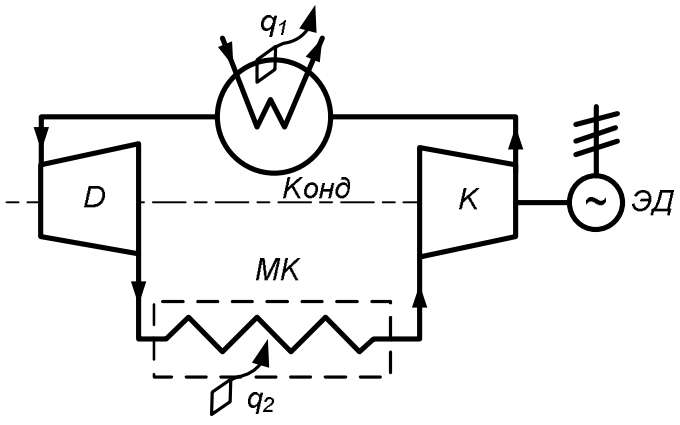


Рис.6.2. Принципиальная схема парокомпрессионной холодильной машины

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

В этой установке детандер заменен регулирующим дроссельным вентилем, в котором осуществляется дросселирование рабочего тела. Замена детандера дроссельным вентилем значительно упрощает конструкцию и эксплуатацию установки, а некоторое увеличение потерь на дросселирование в таких машинах невелико. Кроме того, при всасывании в компрессор пары хладоагента сепарируются до состояния сухого насыщенного пара и поэтому в компрессоре сжатие осуществляется в области перегретого пара, что приводит к увеличению холодопроизводительности машины. Схема реальной паровой компрессионной холодильной машины показана на рис.6.3.

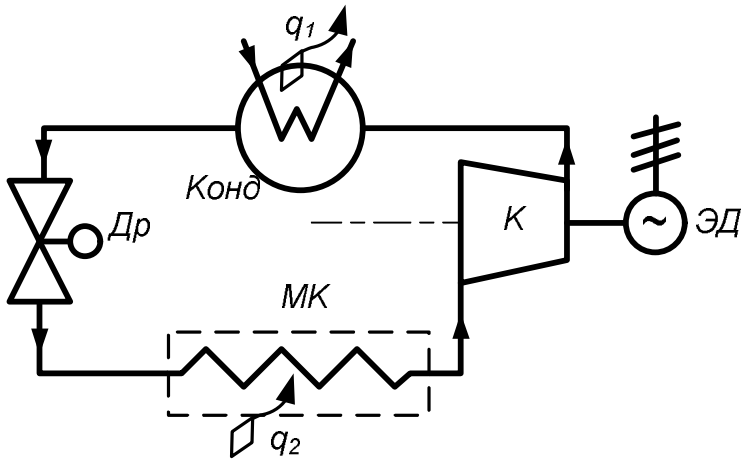


Рис.6.3. Принципиальная схема реальной парокомпрессионной холодильной машины

Работа установки происходит следующим образом (См. рис.6.3 и рис.6.4). Компрессор *К* всасывает из морозильной камеры насыщенные пары хладоагента со степенью сухости x_2, близкой к единице при давлении p_2 и температуре насыщения $t_{н2}$. Рабочая среда при сжатии в компрессоре перегревается и в состоянии точки *b* поступает в конденсатор *Конд*, где от нее последовательно отнимается теплота перегрева пл. *b-n-b″-b′* и теплота парообразования, пл. *m-n-b″-m′*, т.е. среда обращается в конденсат с давлением p_1 и температурой $t_{н1}$.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Из конденсатора конденсат хладоагента проходит через дроссельное устройство, в котором происходит его дросселирование с понижением давления от p_1 до p_2 (линия *mN*).При этом конденсат переходит в смесь пара и жидкости со степенью сухости x_1 и температурой $t_{н2}$. С подводом теплоты q_2 в морозильной камере степень сухости хладоагента увеличивается с x_1 до x_2, и затем хладоагент всасывается в компрессор в состоянии точки *c*.

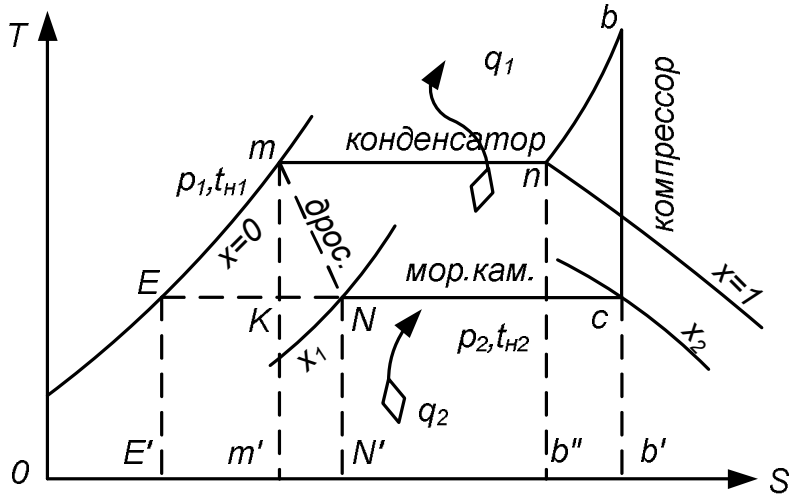


Рис.6.4. Действительный цикл холодильной машины в диаграмме *T-S*:
линия *c-b* – адиабатный процесс сжатия в компрессоре;
линия *b-n* – изобарный процесс охлаждения в конденсаторе (снятие теплоты перегрева пара);
линия *n-m* – изобарно-изотермический процесс конденсации пара

6.3. Тепловая диаграмма T-S действительного холодильного цикла

Пунктирная линия $m - N$ - условный процесс дросселирования среды в дросселе ($h = const$). Поскольку в результате дросселирования энтальпия рабочего тела не меняется, то площадь *E-m-m′-E′* равна площади *E-N-N′-E′* (при отсчете h от точки *E*).

На пути $N - c$ влажный пар отнимает от охлаждаемых тел в морозильной камере количество теплоты:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$q_2 = пл.N - c - b' - N' = h_c - h_N . \quad (6.2)$$

Теплота, отданная теплоносителем в конденсаторе:

$$q_1 = q_2 + l = пл.b - n - m - m' - b' = h_b - h_m . \quad (6.3)$$

Следовательно, работа, затрачиваемая за один цикл равна:

$$l = q_1 - q_2 = h_b - h_c . \quad (6.4)$$

Если бы в установке вместо дросселя был бы детандер, то процесс расширения в нем шел бы по адиабате $m - K$, и q_2 в этом случае $q_2 = пл.K - c - b' - m'$, а при дросселировании $q_2' = пл.N - c - b' - N'$. Таким образом, введение дросселя приводит к потере холодопроизводительности установки, равной $\Delta q = q_2 - q_1 = пл.K - N - N' - m'$.

6.4. Цикл воздушной холодильной машины

Глубокое охлаждение тел и связанные с этим многие процессы основываются на применении воздушных холодильных машин, получивших название детандеров - академика *Капицы* и холодильных машин *Линде*.

Принцип работы детандеров *Капицы* основывается на глубоком расширении сжатого до высокого давления и охлажденного воздуха, а машин *Линде* – на ступенчатом сжатии и дросселировании охлажденного воздуха.

Рассмотрим принципиальную схему и термодинамический цикл машины *Капицы* (рис.6.5).

Установка состоит из компрессора *К*, охладителя *Охл*, детандера *Д*, электродвигателя *ЭД*. Компрессор всасывает воздух из атмосферы в состоянии точки *1* при p_0 и T_0, сжимает его адиабатически до состояния точки *2* (до p_2 и T_2). Затем сжатый до высокого давления воздух поступает в охла-

дитель, где при постоянном давлении p_2 охлаждается до начальной температуры T_0.

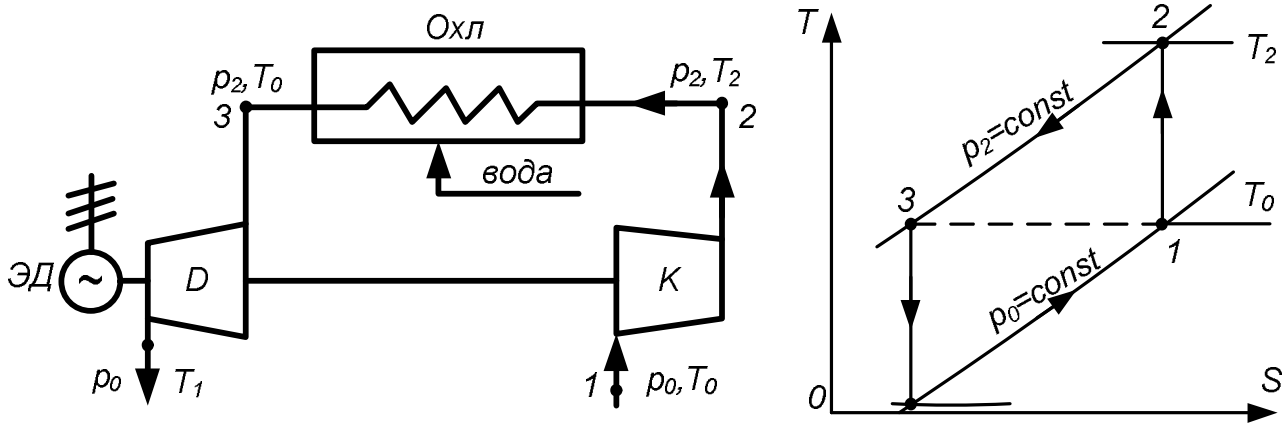


Рис.6.5. Принципиальная схема и термодинамический цикл воздушной холодильной машины

Далее сжатый и охлажденный воздух поступает в детандер, где адиабатически расширяется до атмосферного давления. При этом его температура уменьшится до $T_1 < T_0$. После детандера среда поступает в атмосферу, где при $p_0 = const$ нагревается за счет теплоты атмосферы до начальной температуры T_0.

Рассмотрим такой пример:

Пусть компрессор всасывает воздух из атмосферы при давлении $p_0 = 0{,}1\ МПа$ и температуре $T_0 = 283K$. В компрессоре воздух сжимается до $p_2 = 8\ МПа$ и затем охлаждается с T_2 до $T_0 = 283K$. Далее сжатый и охлажденный воздух поступает в детандер, где адиабатически расширяется до давления p_0.

Определим температуру воздуха после детандера:

$$\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_0}{T_1}, \text{ где } k = 1{,}4 \text{ и } \frac{k-1}{k} = 0{,}286 .$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Откуда

$$T_1 = \frac{T_0}{\left(\frac{8}{0,1}\right)^{0,286}} = \frac{283}{80^{0,286}} = \frac{283}{3,47} = 81,6K .$$

Следовательно,

$$t_1 = 273 - 81,6 = -191,4°C .$$

В конце адиабатического расширения температура воздуха достигнет *минус 191,4ºС*.

6.5. Абсорбционные холодильные установки

В отличие от парокомпрессионных холодильных машин, в которых перенос теплоты от холодного источника к горячему осуществляется за счет подвода работы от постороннего источника, в абсорбционных холодильных установках перенос теплоты осуществляется за счет подвода теплоты от постороннего источника.

Однако принцип переноса теплоты от более холодного тела к горячему (окружающей среде) существенно отличает абсорбционные установки от всех рассмотренных ранее.

В воздушных и парокомпрессионных холодильных машинах сжатие холодильного агента осуществляется путем механического компримирования. В абсорбционной холодильной установке повышение давления холодильного агента осуществляется путем термохимической компрессии, на что расходуется теплота от постороннего источника с температурой выше температуры окружающей среды.

Рабочим веществом в таких установках является бинарный раствор, т.е. раствор двух веществ, полностью растворимых в друг друге с резко различными температурами кипения.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Вещество с низкой температурой кипения выполняет функцию холодильного агента, а вещество с более высокой температурой кипения - функцию абсорбента.

Как известно, температура кипения бинарного раствора при данном давлении зависит от концентрации раствора.

Фазовая диаграмма состояния бинарного раствора имеет следующий вид (см. рис.6.6).

Здесь: C - концентрация холодильного агента;

C' - концентрация абсорбента.

$$C = \frac{M_1}{M_1 + M_2} \cdot 100\ \%, \tag{6.5}$$

$$C' = \frac{M_2}{M_1 + M_2} \cdot 100\ \%, \tag{6.6}$$

где M_1 и M_2 - массы веществ, входящих в раствор;

t - температура.

Точка *1* представляет собой температуру кипения чистого абсорбента, точка *2* - температуру кипения (насыщения) холодильного агента.

Пограничные кривые $1 - a - 2 - b - 1$ изображают равновесные состояния двухфазной системы жидкость-пар. Нижняя ветвь кривой $1 - a - 2$ соответствует состояниям жидкой фазы (кипящий раствор). Верхняя ветвь $1 - b - 2$ - газообразной фазе (сухой пар, начало конденсации пара).

Если точка *A* на нижней кривой соответствует состоянию кипящего раствора с концентрацией C_A, то состояние пара, находящегося с ним в равновесии, соответствует точке B.

Как следует из диаграммы, образующийся из раствора пар имеет концентрацию C_B выше, чем исходный кипящий раствор.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Следовательно, если в системе с температурой t_1 будет получаться пар с концентрацией C_{B1} (точка B_1), то он будет находиться в динамическом равновесии с кипящим раствором только при концентрации C_{A1} (точка A_1).

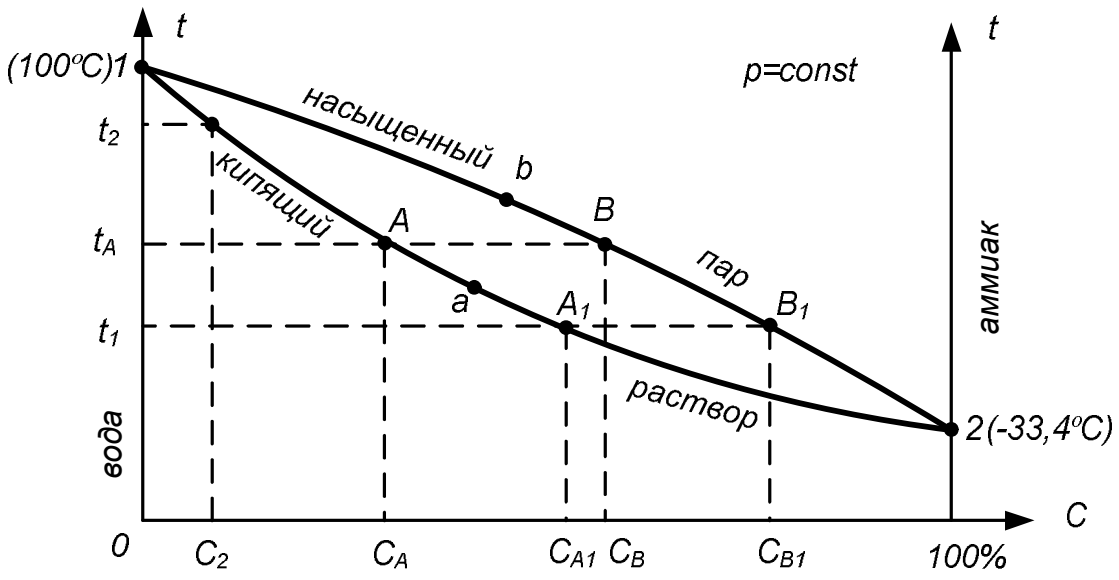


Рис.6.6. Фазовая диаграмма водоаммиачного бинарного раствора

При концентрациях растворов $C_2 < C_{A1}$ пар при состоянии в точке B_1 с температурой t_1 будет переохлажден и поэтому сразу начнет конденсироваться в растворе. Следствием этого будет полное поглощение пара жидкостью, т.е. абсорбция пара. При этом теплота конденсации будет отводиться при температуре жидкости t_2, более высокой, чем температура пара t_1.

В результате этого будет происходить переход теплоты от тела с меньшей температурой (пар высокой концентрации) к телу более нагретому (жидкость низкой концентрации).

В соответствии со вторым началом термодинамики, этот процесс должен сопровождаться некоторым компенсирующим процессом. Таким компенсирующим процессом является переход определенного количества теплоты от более высокой температуры, чем t_2 к более низкой, т.е. передача некоторого количества теплоты окружающей среде.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

6.6. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки

В кипятильнике *1* (рис.6.7) находится бинарный раствор с концентрацией C_1, который при выбранном давлении p_2 будет кипеть при температуре t_2. При подводе теплоты $q_г$ при температуре $t_г > t_2$ в кипятильнике бинарный раствор закипит, и из него будет выделяться сухой насыщенный пар аммиака с концентрацией $C_1' > C_1$, давлением p_2 и температурой t_2. Пар из кипятильника поступает в конденсатор *2*, где полностью конденсируется и отдает теплоту q_2 охлаждающей воде. Жидкий аммиак из конденсатора при давлении p_2 и температуре t_2 проходит через дроссель *3*, его температура и давление уменьшаются до p_1 и t_1, и влажный насыщенный пар аммиака поступает в морозильную камеру, где он осушается в изобарно-изотермическом процессе и отнимает от охлаждаемых тел количество теплоты $q_1 = q_x$. Далее аммиак с температурой t_1 поступает в абсорбер, в котором находится слабо концентрированный раствор, сливаемый из кипятильника через дроссель *7*. В абсорбере *5* поддерживается давление $p_1 < p_2$ и температура t_2. При контакте теплого бинарного раствора с $t = t_2$ с холодным аммиаком с $C_1' > C_2$ и $t_2 > t_1$, в абсорбере происходит интенсивное поглощение аммиака бинарным раствором (абсорбция) и повышение концентрации раствора. Затем этот бинарный раствор из абсорбера насосом *6* перекачивается в кипятильник. В динамике концентрация в кипятильнике выдерживается постоянной.

Эффективность абсорбционной холодильной установки характеризуется коэффициентом использования теплоты:

$$\xi = \frac{q_2}{q_г} = \frac{q_x}{q_г} = \frac{T_1}{T_г} \cdot \frac{T_г - T_0}{T_0 - T_1} \cdot \left[1 - \frac{T_г T_2 \Delta S^x}{q_г (T_г - T_0)} \right]. \qquad (6.7)$$

Между коэффициентом использования теплоты и действительным холодильным коэффициентом существует связь:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$\xi = \frac{T_г - T_0}{T_г} \cdot \varepsilon_t . \tag{6.8}$$

Максимальный коэффициент использования теплоты получится при $\Delta S^x = 0$:

$$\xi_{макс} = \frac{T_1(T_г - T_0)}{T_г(T_0 - T_1)} . \tag{6.9}$$

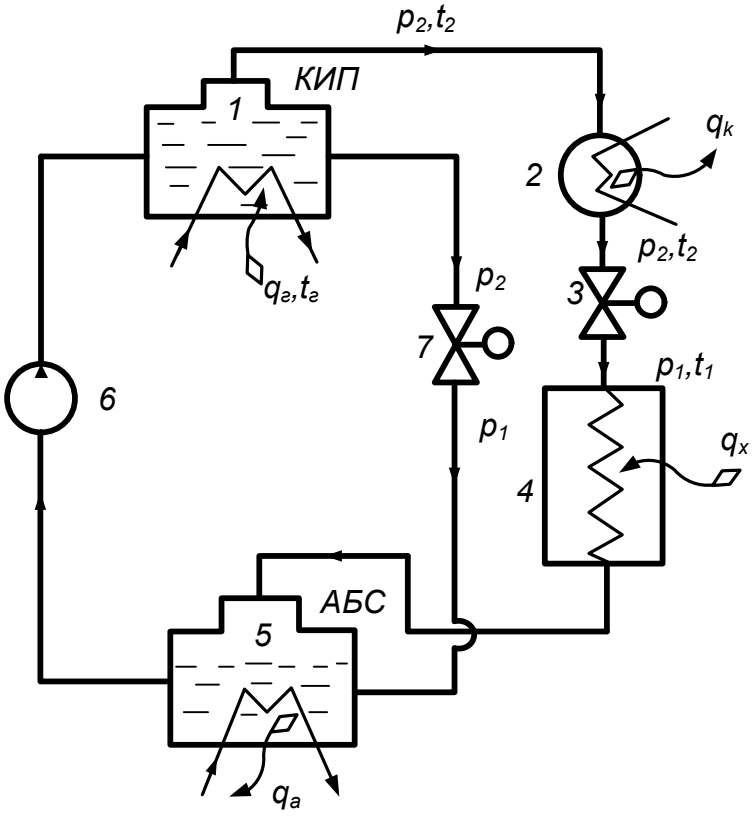


Рис.6.7. Принципиальная схема абсорбционной холодильной машины

6.7. Цикл пароэжекторной холодильной установки

В пароэжекторных холодильных установках сжатие паров холодильного агента осуществляется в пароструйном компрессоре.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Рабочим паром для него является пар самого холодильного агента, только более высокого давления. Этот рабочий пар получается в паровом котле за счет затраты теплоты, полученной при сжигании топлива. Принципиальная схема пароэжекторной установки изображена на рис.6.8.

Работа пароэжекторной установки (рис.6.8) происходит следующим образом. Пар холодильного агента из испарителя *1* поступает с низким давлением p_2 в смесительную камеру парового эжектора *2*. К соплу эжектора подводится пар холодильного агента более высокого давления p_1, который получается в паровом котле *3*.

Проходя через сопло эжектора, рабочий пар расширяется с понижением давления до p_2. Образующаяся в сопле струя при входе в смесительную камеру эжектора имеет большую скорость. За счет кинетической энергии струи и сил вязкости происходит подсос паров, поступивших в смесительную камеру из испарителя *1*. После этого смесь паров поступает в диффузор эжектора, где происходит повышение её давления до p_3. Далее смесь поступает в конденсатор *4*, где конденсируется и отдает теплоту перегрева и парообразования охлаждающей воде.

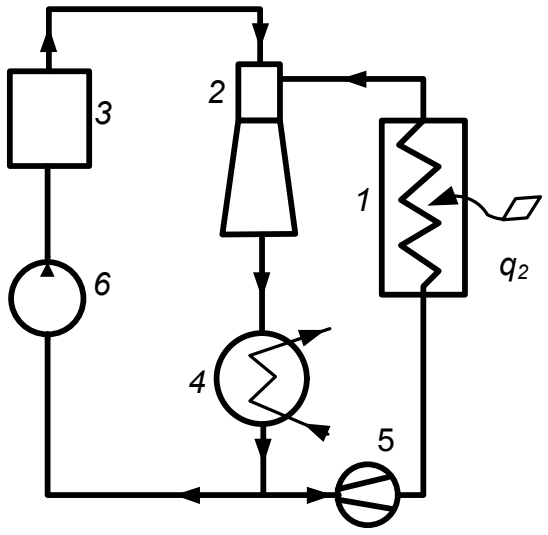


Рис.6.8. Принципиальная схема пароэжекторной холодильной машины

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

За конденсатором поток разветвляется. Одна его часть дросселируется в редукционном вентиле *5* до давления p_2 и вновь поступает в испаритель. Другая часть подается питательным насосом 6 при давлении p_1 в паровой котел, где образуется пар того же давления, поступающий затем к соплу эжектора. Таким образом, необходимая для сжатия холодильного агента энергия доставляется рабочим паром, который в свою очередь получает её в паровом котле, в котором сжигается топливо. Следовательно, пароэжекторная холодильная установка действует за счет затраты теплоты, а не работы.

Теоретический цикл пароэжекторной установки в T - S диаграмме (рис.6.9) изображается следующим образом.

Линия *1-2* соответствует изобарно-изотермическому процессу парообразования в испарителе, линия *3-4* – адиабатическому расширению рабочего пара в сопле эжектора. Точка *5* дает параметры смеси после смешения рабочего пара (точка *4*) и холодильного агента (точка *2*). Линия *5-6* соответствует повышению давления смеси в диффузоре, линия *6-7* – охлаждению и конденсации смеси в конденсаторе (изобарно-изотермический процесс). Линия *7-1* – соответствует дросселированию жидкого холодильного агента в редукционном вентиле, а линия *7-8* и *8-3* – нагреву жидкости в котле и превращению её в пар, поступающий затем к соплу эжектора.

Количество теплоты, подводимое к *1* кг холодильного агента в испарителе *1* (отбираемое от охлаждаемых тел), q_2 измеряется площадью $q_2 = пл.1 - 2 - 2' - 1' - 1$.

Теплота, затрачиваемая на осуществление цикла извне, отнесенная к *1* кг рабочего пара q_1, измеряется площадью $q_1 = пл.7 - 8 - 3 - 3' - 7' - 7$. Поскольку количество холодильного агента и рабочего пара в цикле различны, описанный график является до некоторой степени условным.

Если количество рабочего пара, необходимое для получения *1* кг смеси при промежуточном давлении p_3, составляет m кг, то количество его, приходящееся на *1* кг холодильного агента, поступающего в испаритель, бу-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

дет равно $m/(1-m)$. Поэтому для определения расхода теплоты q_0 на *1* кг холодильного агента нужно площадь *7-8-3-3'-7'-7* умножить на величину $m/(1-m)$, т.е.

$$q_0 = q_1[m/(1-m)].$$

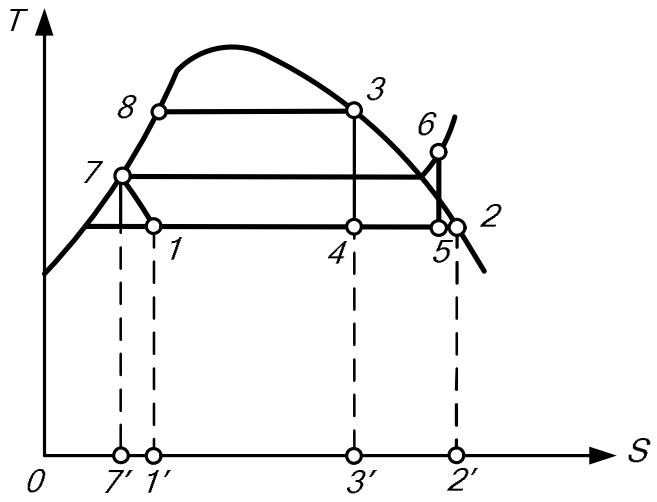


Рис.6.9. Теоретический цикл пароэжекторной холодильной установки

Эффективность пароэжекторной холодильной установки оценивается *коэффициентом использования теплоты* по формуле:

$$\xi = q_2/q_0 .$$

Этот коэффициент характеризует степень необратимости цикла и является мерой его термодинамического совершенства.

В пароэжекторной холодильной установке, работающей на водяном паре, можно достигнуть *0*ºС при давлении $p_2 \approx 0{,}0061$ бар (Па) и $V'' = 206{,}3$ м^3/кг. При таких параметрах поршневой компрессор применить невозможно, а турбокомпрессор будет больших размеров.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

7. ЦИКЛЫ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

Практически во всех промышленных предприятиях после завершения технологических процессов имеются значительные выбросы низкопотенциальной теплоты в виде теплой воды, паровоздушной смеси, горячих газов и других видов тепловых выбросов, содержащих огромное количество тепловой энергии, выбрасываемой в атмосферу, гидросферу и литосферу. Эти выбросы оказывают вредное влияние на экологическую обстановку и указывают на не вполне эффективное использование теплоты топлива.

Одним из возможных путей утилизации низкопотенциальной теплоты, т.е. повышения использования теплоты топлива и улучшения экологии, является использование тепловых насосов.

7.1. Цикл парокомпрессионного теплового насоса

Парокомпрессионный тепловой насос представляет собой обращенную холодильную машину, его идеальным циклом является обратный обратимый цикл *Карно*. Принципиальная схема и термодинамический цикл парокомпрессионной теплонасосной установки изображены на рис 7.1.

Сбросная низкопотенциальная теплота *НТ* в виде нагретой воды, парогазовой смеси и др. с температурой t поступает в испаритель *ИС*, где от нее холодильный агент при постоянной температуре $T_2 = t'+273$ отнимает количество теплоты q_2, равной площади *2-3-7-6*, и его температура падает с t до t'. Охлажденный поток низкопотенциальной теплоты затем выбрасывается в окружающую среду. Далее холодильный агент в состоянии точки *3* всасывается в компрессор и адиабатически сжимается до состояния точки *4*. При этом его температура и давление повышаются с p_2 до p_1 и с T_2 до T_1.

На осуществление этого процесса затрачивается работа $l = q_1 - q_2 = пл.1-2'-3-4$. Отобранная от охлаждаемого тела теплота q_2 и

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

подведенная к циклу работа l в виде теплоты $q_1 = q_2 + l$ в изобарно-изотермическом процессе *4-1* отдается в конденсаторе хладоагентом нагреваемому теплоносителю, который насосом подается тепловому потребителю (например, отопление зданий).

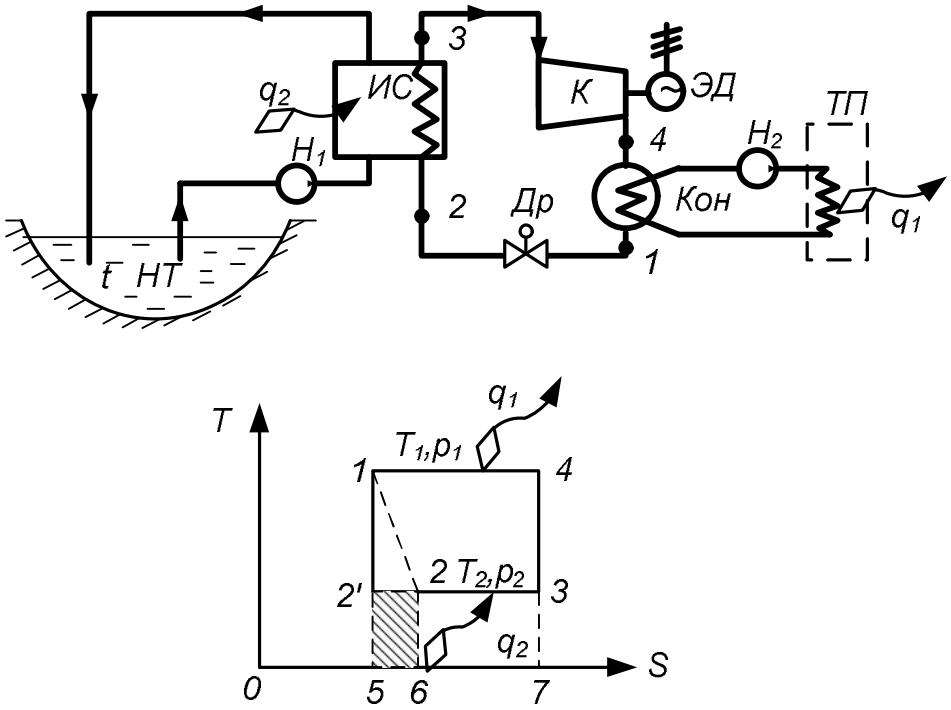


Рис.7.1. Принципиальная схема и цикл теплонасосной установки

Эффективность работы теплового насоса характеризуется коэффициентом преобразования:

$$\varphi = \frac{q_1}{l} = \frac{l + q_2}{l} = 1 + \frac{q_2}{l} = 1 + \varepsilon_t ,$$

где ε_t - холодильный коэффициент.

Так как холодильный коэффициент $\varepsilon_t > 0$, то $\varphi > 1$.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

7.2. Цикл парокомпрессионного экологически чистого теплового насоса

Другой тип парокомпрессионных теплонасосных установок основывается на использовании паров вскипания. Принципиальная схема и рабочий процесс в таких установках в диаграмме h-S представлен на рис.7.2.

Установка состоит из дегазатора *Д*, испарителя *И*, компрессора *К*, электродвигателя *ЭД*, насоса *Н* и дросселя *Др*.

Сброшенная вода с давлением p_a и температурой t_1 подается в дегазатор *Д*, где поддерживается давление $p \approx p_н$ немного выше давления насыщения, соответствующего температуре t_1.

В дегазаторе происходит выделение из потока воды вредных газов CO_2, O_2 и др. и удаление их из дегазатора в атмосферу эжектором. Затем дегазированная вода через дроссель поступает в испаритель, где поддерживается давление немного ниже давления насыщения, соответствующего температуре $t < t_1$. В испарителе происходит вскипание части жидкости и появляются пары вскипания с давлением p и соответствующей температурой $t < t_1$. Пары вскипания всасываются компрессором *К*, сжимаются в нем до давления p_2 и температуры t_2 по политропе *1-2* и подаются потребителю. Неиспарившаяся вода из испарителя насосом *Н* подается в сливную канализацию.

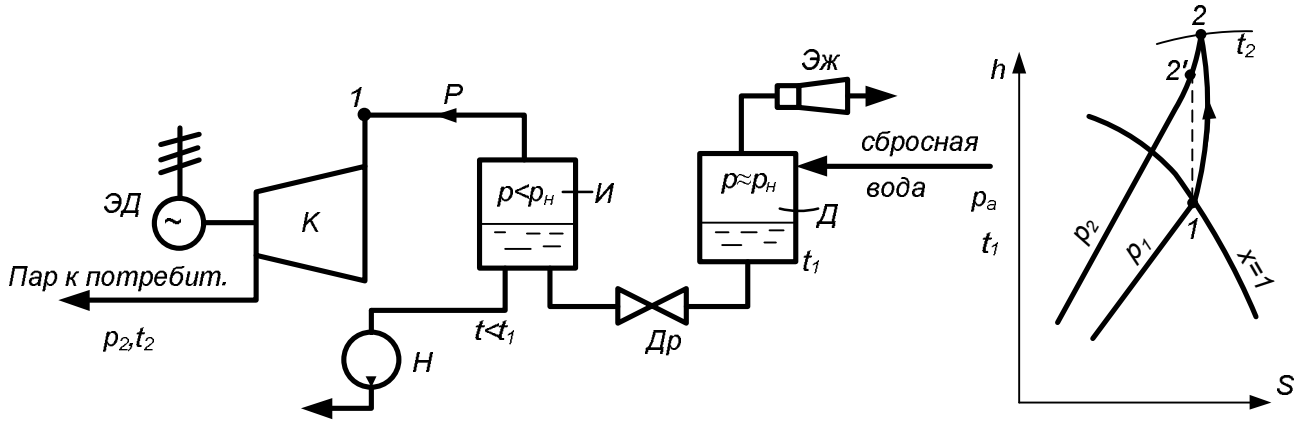


Рис.7.2. Теплонасосная установка, работающая на парах вскипания

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Коэффициент преобразования таких установок может быть достаточно высоким и достигать величины $\varphi = 5 \div 8$.

Тепловые насосы могут быть также абсорбционного типа.

8. БИНАРНЫЕ ЦИКЛЫ – ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ (ПГУ)

8.1. Термодинамические циклы установок. Цикл ПГУ

При изучении тепловых двигателей нами рассматривались идеальные циклы различных (тепловых) двигателей, получивших широкое распространение в промышленности. В частности рассматривались циклы паротурбинных установок и циклы газовых турбин.

Как известно, паротурбинная установка (рис.8.1) состоит из котельного агрегата *К*, пароперегревателя *ПП*, паровой турбины *ПТ*, конденсатора *Конд*, питательного насоса *Н* и электрогенератора *ЭГ*.

Простейшая газотурбинная установка (рис.8.2) состоит из компрессора *К*, камеры сгорания *КС*, в которую подают топливо, газовой турбины *ГТ*, электрогенератора *ЭГ* и пускового двигателя *ПД*.

Циклы этих двигателей в диаграмме T - S представлены на рис.8.3 и 8.4.

Известно, что термический коэффициент полезного действия теплового двигателя определяется из равенства:

$$\eta_t = 1 - q_2 / q_1 ,$$

которое для обратимого цикла *Карно* имеет вид:

$$\eta_t = 1 - T_2 / T_1 .$$

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

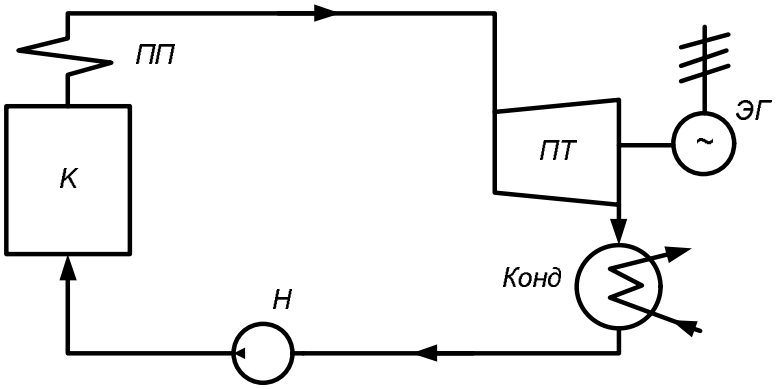


Рис.8.1. Принципиальная схема ПСУ

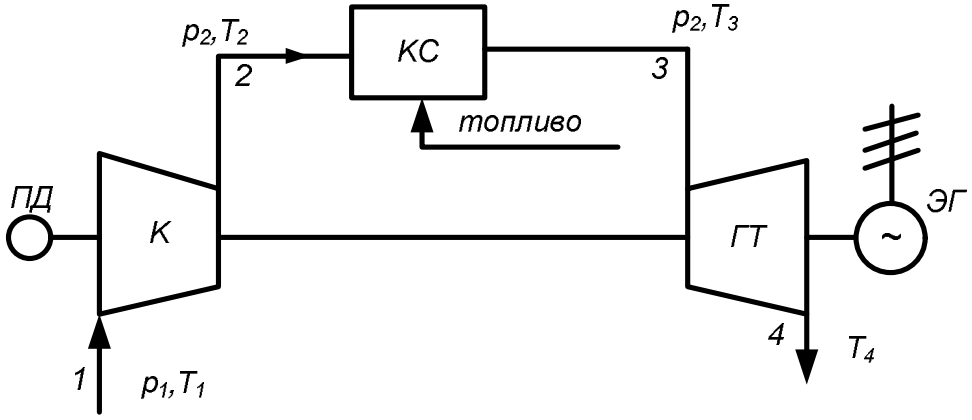


Рис.8.2. Принципиальная схема ГТУ

Определим, какой КПД имел бы идеальный тепловой двигатель, работающий по циклу *Карно*, если бы он работал при наивысшей температуре T_1 и наинизшей температуре T_2 паротурбинной установки, для которой $t_1 = 565°C$ или $T_1 = 838K$ и $t_2 = 25°C$ или $T_2 = 298K$.

Тогда

$$\eta_{tкарно} = 1 - 293/838 = 0{,}65.$$

Реальная ПСУ, работающая при начальном давлении $p_1 = 24$ МПа и рассматриваемом интервале температур имеет максимальный КПД около $41 \div 42\%$.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

В реальных простейших ГТУ, работающих при начальной и конечной температурах, указанных на рис.8.4, КПД не превосходит $26 \div 32\%$. Это в основном объясняется тем, что в простейшем газотурбинном двигателе средняя температура отвода тепла намного выше, чем в паросиловой установке и поэтому значительно больше удельный отброс тепла.

Выясним, какой термический КПД был бы у двигателя, работающего по циклу *Карно*, если бы он имел температуру подвода тепла, равную наивысшей температуре горячего источника ГТУ, и температуру отвода тепла, равную температуре холодильника паросиловой установки.

Поскольку для рассматриваемого случая $T_3 = 1373K$ и $T_4 = 298K$, то в этом случае термический КПД такого цикла был бы равен:

$$\eta_{tкарно} = 1 - 293/1373 = 0{,}77 .$$

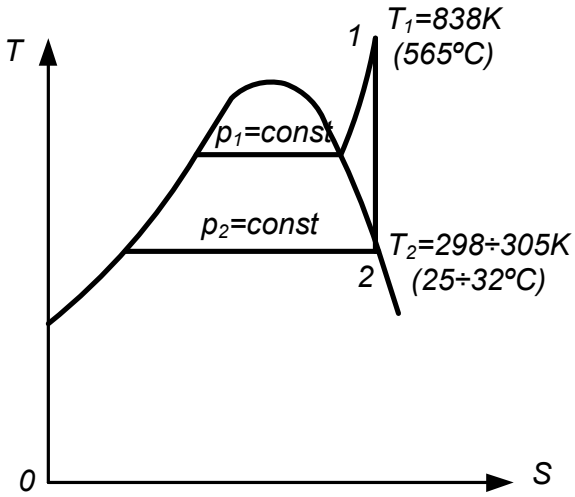


Рис.8.3. Цикл ПСУ

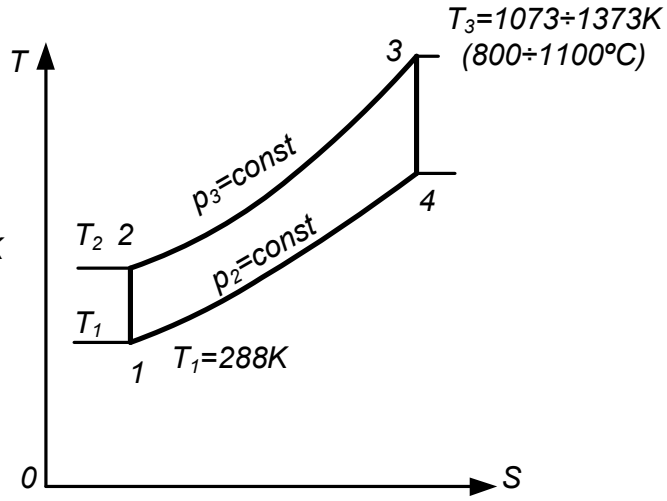


Рис.8.4. Цикл ГТУ

Из изложенного следует, что термический КПД цикла *Карно*, составленный из комбинации циклов ГТУ и ПСУ (с температурой горячего источника T_3, равной наивысшей температуре цикла ГТУ и наинизшей, равной температуре холодного источника T_2 цикла ПСУ), будет выше, чем у циклов Карно, опирающихся на средние температуры подвода и отвода тепла циклов ПСУ и ГТУ.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Как известно, цикл *Карно* состоит из двух адиабат (изоэнтроп) и двух изотерм. В двух рассматриваемых циклах ГТУ и ПСУ имеются три процесса, входящие в цикл Карно: изотермический процесс отвода тепла в конденсаторе ПСУ, адиабатный процесс расширения в газовой и паровой турбинах ГТУ и ПСУ и адиабатный процесс сжатия. Отсутствует лишь один процесс – для цикла *Карно* – изотерма подвода тепла.

Рассмотрим теперь вопрос о принципиальной возможности осуществления цикла ГТУ с изотермическим подводом тепла.

Таким будет цикл ГТУ с большим числом подводов тепла z и расширений, изображенный в диаграмме $T-S$ на рис.8.5.

Нетрудно заметить, что при бесконечно большом числе расширений и подводов тепла (рис.8.5), т.е. когда $z \to \infty$ цикл ГТУ $a-b-c-d$ обратится в цикл $a'-b'-c'-d'$, т.е. в цикл ГТУ с изотермическим подводом тепла. Если теперь соединить цикл ПСУ с циклом ГТУ $a'-b'-c'-d'$, т.е. использовать теплоту q_2 уходящих газов из цикла ГТУ для нагрева воды и парообразования в цикле ПСУ и при этом пренебречь разностью температур в процессе теплообмена и работой питательного насоса, то получим идеальный цикл парогазовой установки, изображенной на рис.8.6.

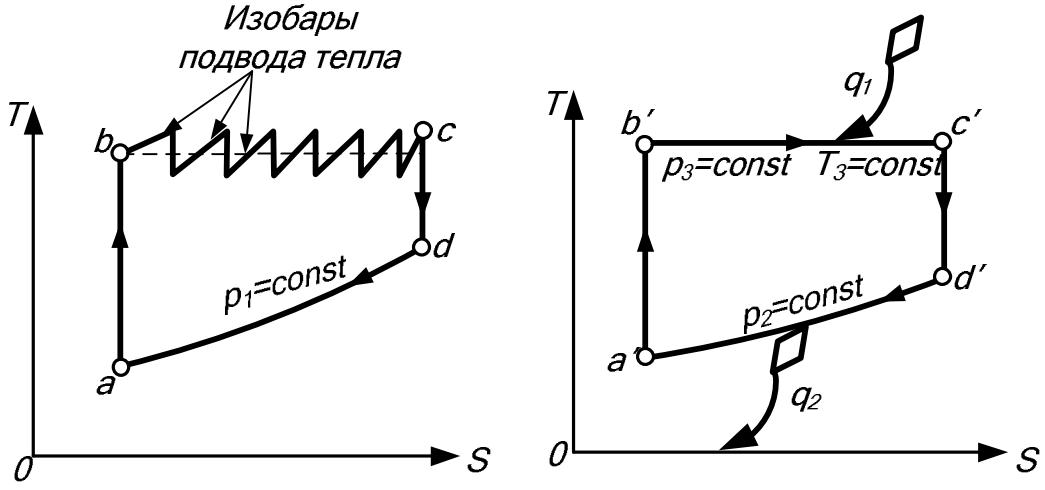


Рис.8.5. Цикл ГТУ с бесконечным числом подводов тепла и расширений

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

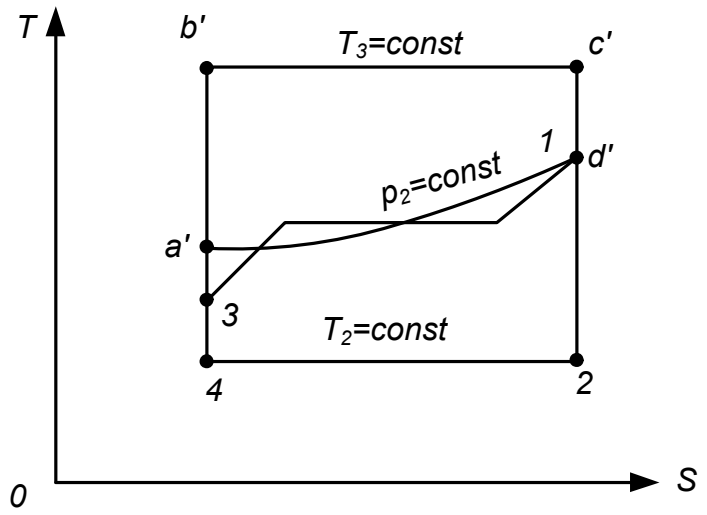


Рис.8.6. Идеальный теоретический цикл ПГУ

В этом идеальном парогазовом цикле газовая часть цикла изображена контуром $a'–b'–c'–d'$, а паровая часть контуром $1–2–3–4$. Кривая a'-d', совпадающая с кривой $3–1$, соответствует процессу передачи тепла из газовой части к паровой в идеальном случае. Термический КПД такого цикла равен термическому КПД обратимого цикла *Карно*. Как было показано выше, при $t_1 = 1100°C; T_1 = 1373K$ и $t_2 = 25°C; T_2 = 298K$, термический КПД цикла равен $\eta_{тц} = 0,77$.

Как показывают расчеты, при рассмотренных условиях, термический КПД цикла парогазовой установки выше термического КПД паросиловой установки на $10 \div 12\ \%$ и значительно выше КПД ГТУ простейшего типа.

Парогазовый цикл с подводом тепла топлива к паровой части может быть осуществлен по схеме со сбросом выхлопных газов газовой турбины в топку парового котла или по схеме с высоконапорным парогенератором.

При освоенных начальных температурах пара и газов электрический КПД нетто парогазовых установок достигает величины $41 \div 45\ \%$. В то время как электрический КПД ПСУ не превышает $35 \div 41\ \%$ и ГТУ по простейшей схеме $26 \div 32\ \%$.

Таким образом, по сравнению с ПСУ в парогазовой установке достигаются:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

- снижение расхода топлива (КПД преобразования энергии топлива при применении ПГУ в зависимости от схемы включения ГТУ в нее может быть повышен существенно – до *10* % и более – по сравнению с КПД ПСУ);

- относительно низкая удельная стоимость;

- быстрый пуск;

- большая мощность с единицы площади, занимаемой установкой;

- повышенная надежность (возможность автономной работы ГТУ и ПСУ при выходе из строя одной из частей установок некоторых типов);

- высокая приемистость;

- значительно более низкий уровень токсичности отработавших газов (ОГ), снижение тепловых выбросов.

Поскольку КПД ПГУ выше, чем КПД традиционных ПСУ и ГТУ, то при их применении возрастает выработка энергии на единицу израсходованного топлива и, следовательно, снижается вредное тепловое воздействие на окружающую среду.

Кроме того, поскольку одним из направлений совершенствования ГТУ является разработка процессов сгорания, обеспечивающих пониженные выбросы токсичных продуктов, в первую очередь окислов азота (NO_x), то в ПГУ с такими ГТУ могут быть обеспечены уровни выбросов, удовлетворяющие жестким требованиям действующих и будущих стандартов. Мощные ПГУ могут выполняться блочно-транспортабельными, что выгодно отличает их от ПСУ и что особенно важно для использования в отдаленных районах.

Важным направлением внедрения парогазотурбинных установок является модернизация уже работающего (иногда долгие годы) энергетического оборудования с целью повышения мощности и экономичности.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

8.2. ПГУ со сбросом газов в топку парового котла (ПГУ с низконапорным парогенератором)

Отработавшие газы газовых турбин обычно содержат $16 \div 18$ % кислорода (по объему) и могут использоваться в качестве «воздуха» окислителя для горения топлива в топках паровых котлов. Это создает условия для утилизации отбросного тепла уходящих газов газовой турбины в паровом котле. При этом температура уходящих газов из котла может быть снижена до обычных значений путем замены воздухоподогревателей котлов низкотемпературными водяными экономайзерами.

Такая схема ПГУ была предложена профессором ЛПИ (СГПУ) *И.И.Кирилловым* и осуществлена при модернизации ряда паротурбинных электростанций.

Принципиальная схема и идеальный цикл парогазовой установки со сбросом выхлопных газов газовой турбины в топку парового котла изображены на рис.8.7 и рис.8.8.

При построении циклов ПГУ оказывается удобным смещать масштаб энтропии для одного из рабочих тел.

В диаграмме T - S подвод тепла в камере сгорания ГТУ изображен изобарой $г - а$, а в паровой части в котельном агрегате – изобарой $б - m_1$. Подвод всего количества тепла к воде и водяному пару производится при охлаждении продуктов сгорания – кривая $m_1 - б - d$ и воспринимается в паровой части цикла по изобаре $4 - 5 - 6 - 1$.

Все тепло топлива, подведенное в парогазовом цикле, частично расходуется на совершение полезной работы газовой турбины $l_г$, часть тепла теряется с уходящими газами $q_{ух}$, а остальная часть идет на нагрев питательной воды, парообразование и перегрев пара.

Площадь $ж - d$ - $в$ - $е$ соответствует величине потерь тепла с уходящими газами. Площадь $з - б - d$ - $ж$, равная площади $и - 5 - 4 - ж$, выражает

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

количество тепла, отданное выхлопными газами питательной воде в газоводяном подогревателе.

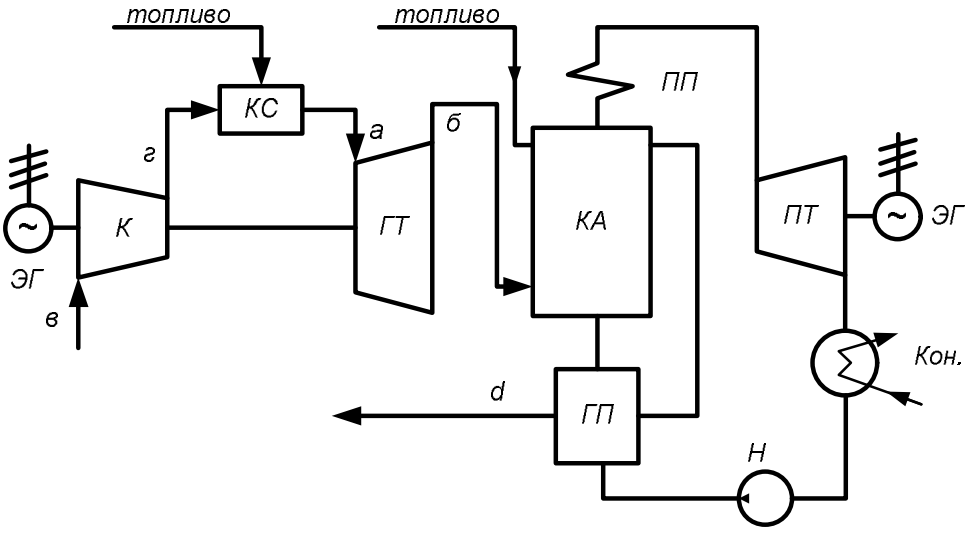


Рис.8.7. Принципиальная схема ПГУ со сбросом газов в топку парового котла

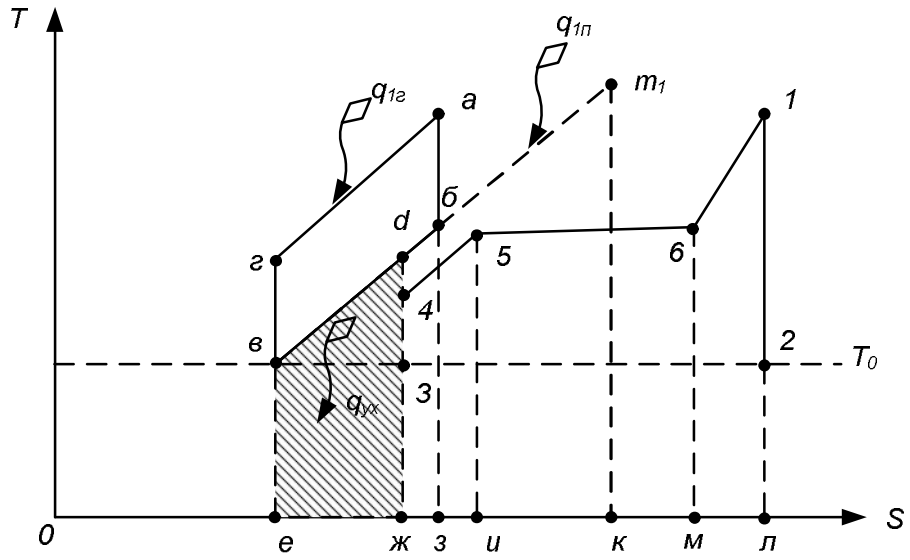


Рис.8.8. Идеальный цикл ПГУ со сбросом газов в топку котла

8.3. ПГУ с высоконапорными парогенераторами

В 1944-1945 гг. в ЦКТИ профессор *А.Н. Ложкин* разработал схему парогазовой установки со сгоранием топлива при постоянном давлении. Реали-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

зация этой схемы была осуществлена в ЦКТИ под руководством *М.И. Корнеева* и продолжена *Е.Н. Прутковским*.

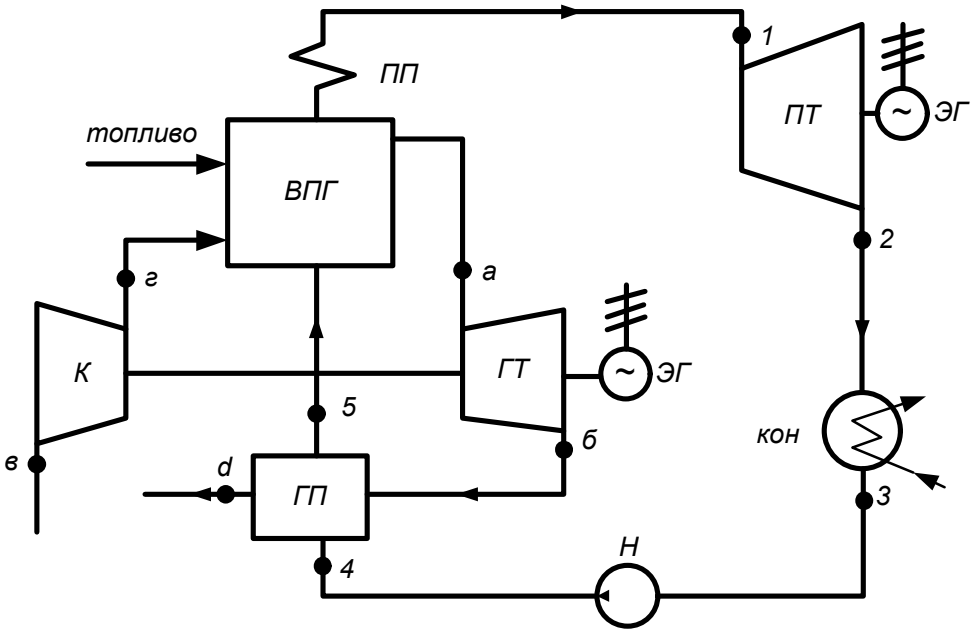


Рис.8.9. Принципиальная схема ПГУ с ВПГ

В этих установках воздух, сжатый в компрессоре, подается не в камеру сгорания газовой турбины, как это имело место в парогазовых установках со сбросом газов в топку парового котла, а непосредственно в топку высоконапорного парогенератора, где сжигается под высоким давлением газообразное или жидкое топливо. Часть тепла продуктов сгорания топлива расходуется в парогенераторе на парообразование и перегрев пара, так что температура газов на входе в газовую турбину снижается до заданной величины. Тепло выхлопных газов из газовой турбины используется для подогрева питательной воды паровой части установки в газоводяном подогревателе. Электрическая энергия вырабатывается в двух электрогенераторах, приводимых в движение паровой и газовой турбинами. Причем часть мощности газовой турбины расходуется на привод компрессора.

Особенностью этой схемы является повышенное давление продуктов сгорания в парогенераторе, что приводит к более интенсивному теплообме-

ну, чем в обычных паровых котлах и позволяет значительно уменьшить металлозатраты в поверхности нагрева.

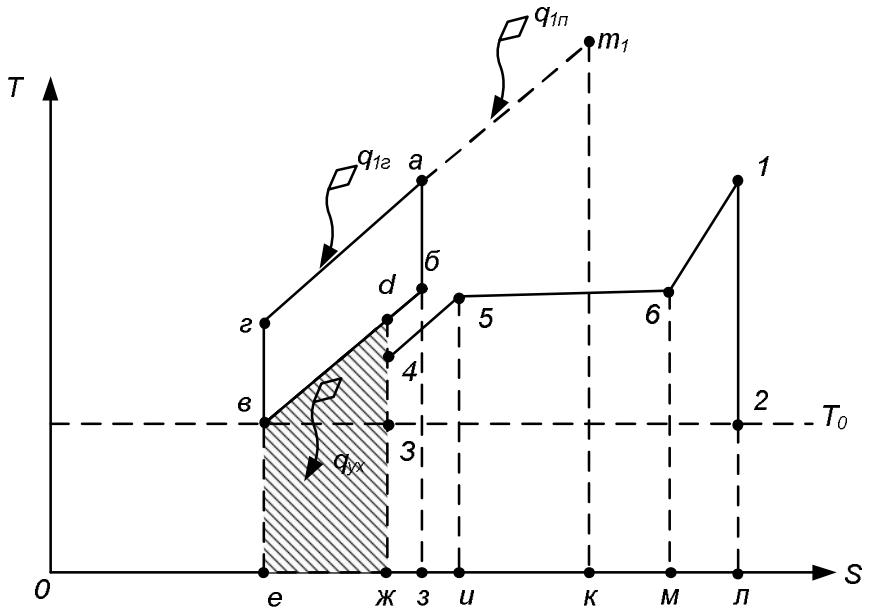


Рис.8.10. Идеальный цикл ПГУ с ВПГ

Термодинамические процессы рабочих тел парогазовой установки образуют в совокупности парогазовый цикл, состоящий из двух частей, как и в предыдущем случае. Принципиальная схема ПГУ с ВПГ и идеальный цикл такой установки изображены на рис.8.9 и рис.8.10.Газовый контур $а-б-в-г-а$ и паровой $1-2-3-4-5-6-1$.

Площадь $з-б-d\text{-}ж$, равная площади $ж-4-5-и$, изображает в определенном масштабе количество тепла, переданное выхлопными газами питательной воде в газоводяном подогревателе. Подведенное в цикле тепло топлива, сожженное в топке парогенератора, выражается площадью под кривой $г-m_1$, ограниченной осью абсцисс, и разделяется на тепло топлива, подведенное к газовой части цикла $з-а-г-е$, и тепло топлива, подведенное к паровой части $к-m_1\text{-}а\text{-}з$.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

8.4. ПГУ установки с низконапорным парогенератором третьего типа

В установках ПГУ с НПГ третьего типа отработавшие в ГТУ газы поступают в газовый подогреватель питательной воды, где их теплота утилизируется. Этой теплоты может быть достаточно для того, чтобы отключить регенеративные подогреватели питательной воды. При этом резко возрастают мощность паровой турбину и КПД установки в целом (рис.8.11). Важно, что паротурбинный блок включается в схему без принципиальных изменений.

Утилизация теплоты ОГ ГТУ может осуществляться при последовательном подогреве питательной воды отборами пара низкого или высокого давления и в газовом подогревателе, при параллельном подогреве в газовом и регенеративном подогревателях и при смешанном подогреве. Схема с параллельным подогревом питательной воды обеспечивает максимальную термическую эффективность ПГУ, однако практическая реализация этой схемы затруднена из-за возможности коррозии поверхностей нагрева газового водонагревателя, его повышенной металлоемкости и других факторов.

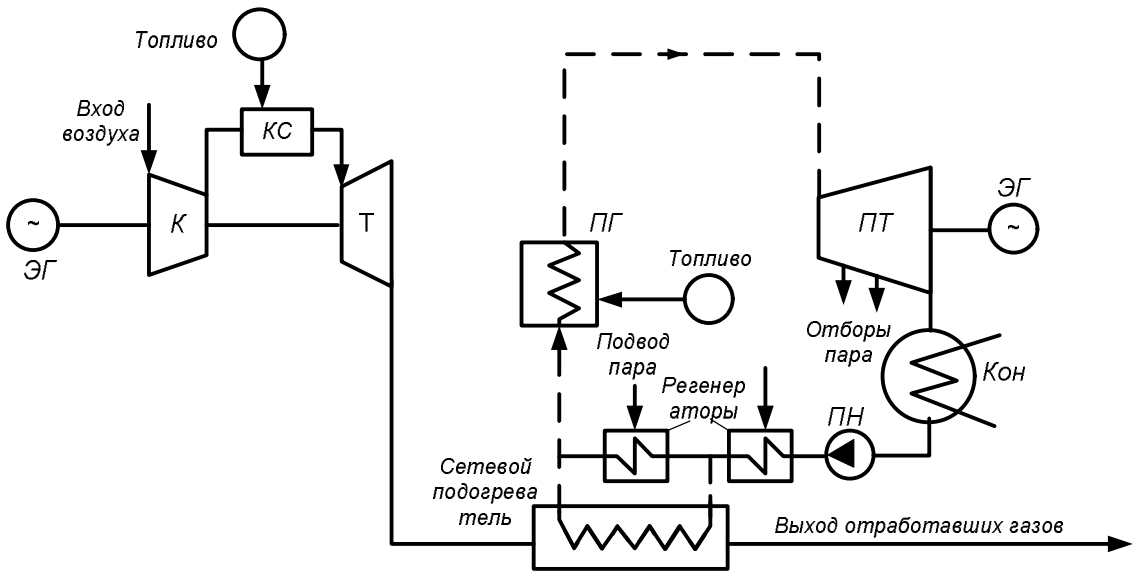


Рис. 8.11. Принципиальная тепловая схема ПГУ с НПГ третьего типа с подогревом питательной воды и простейшей ГТУ

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

8.5. Расчет термодинамических циклов ПГУ

Расчеты термодинамических циклов ПГУ с раздельными потоками рабочих тел производятся обычными методами. Вместе с тем эти расчеты имеют некоторую особенность, вызванную наличием двух рабочих тел.

Расчет парогазового цикла наиболее удобно производить относительно *1* кг воздуха сжимаемого компрессором. Обозначим отношение расхода пара к расходу воздуха в установке буквой $d = G_п / G_в$.

В этом случае термический КПД цикла ПГУ определится следующим образом:

$$\eta_t = 1 - q_2 / q_1 = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1},$$

для ПГУ $l = l_г + d \cdot l_п$ (8.1)

и

$$q_1 = l_г + q_{ух} + d \cdot q_п = q_{1г} + d \cdot q_{1п}, \quad (8.2)$$

тогда выражение для термического КПД имеет вид:

$$\eta_t = \frac{l_г + d \cdot l_п}{l_г + q_{ух} + d \cdot q_п}. \quad (8.3)$$

Здесь $l_г$ и $l_п$ - полезная работа в газовой и паровой части цикла, отнесенное к *1* кг воздуха;

$q_{ух}$ - потери тепла с уходящими газами;

$q_п$ - тепло, подведенное к рабочему телу в паровой части;

d - относительный расход пара (удельный расход пара на *1* кг воздуха).

В некоторых случаях может оказаться целесообразным выполнить расчеты относительно *1* кг пара. Тогда соотношение рабочих тел будет опре-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

деляться коэффициентом $m = 1/d$ и в этом случае выражение для термического КПД примет вид:

$$\eta_t = \frac{m \cdot l_г + l_п}{m \cdot l_г + q_{ух} + q_п}. \qquad (8.4)$$

Возможно также определение КПД парогазового цикла из расчета на *1* кг топлива, сжигаемого установкой. В этом случае КПД цикла выражается формулой:

$$\eta_t = \frac{L_0 \cdot \alpha \cdot \left(l_г + d \cdot l_п\right)}{H_u}, \qquad (8.5)$$

где L_0 - теоретически необходимый расход воздуха для полного сгорания топлива;

α - коэффициент избытка воздуха;

H_u - теплота сгорания топлива.

9. НЕПОСРЕДСТВЕННОЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В ЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ. МАГНИТО-ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ (МГДГ)

9.1. Плазма - четвертое состояние вещества. Ионизированный газ

Согласно модели атома, предложенной *Резерфордом* (рис.9.1), он состоит из положительно заряженного ядра, состоящего из протонов и нейронов, вокруг которого по замкнутым орбитам движутся отрицательно заряженные частицы (электроны), аналогично планетам, движущимся по орбитам вокруг Солнца. Количество орбит и число электронов на каждой орбите у каждого элемента таблицы *Менделеева* разное.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

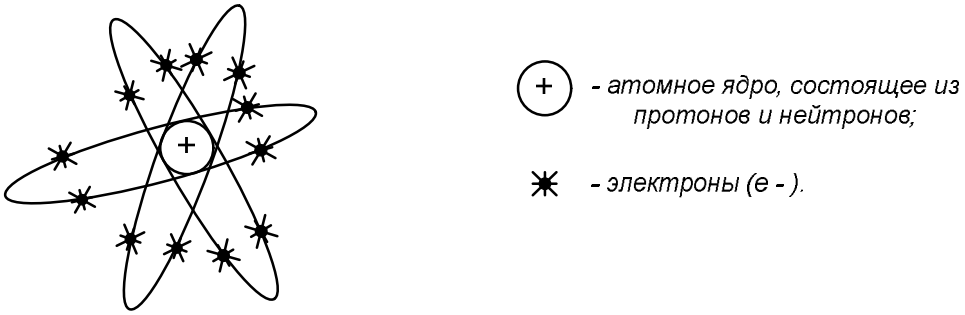


Рис.9.1. Модель атома

В целом атом электрически нейтрален, поскольку положительный заряд ядра уравновешивается отрицательным зарядом электронов.

Если у электрически нейтрального атома каким-либо способом удалить один электрон, то такой атом будет электрически заряжен положительно. Положительно заряженный атом без одного электрона называется однозарядным ионом. Если атом теряет следующий (второй электрон), то он превращается в двухзарядный ион и так далее. Когда у атома полностью удалены все электроны, то он является полностью ионизованным. Существует несколько способов ионизации: *термическая, в результате электронного удара* и др.

Для превращения нейтрального атома в ион необходимо затратить энергию, называемую энергией ионизации - U_i, которая обычно измеряется в *электронвольтах* – э.*в* ($1э.в = 1{,}6 \cdot 10^{-19}$ Дж).

Запись процесса ионизации имеет вид:

$$A + U_i \Leftrightarrow A_+ + e,$$

где A - атом в исходном состоянии;

A_+ - положительный ион;

e - электрон.

Как известно, энергия U_{uq} беспорядочного теплового движения частиц, обладающих тремя степенями свободы, равна:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$U_{uq} = 3/2 \cdot K \cdot T\,, \tag{9.1}$$

где: $K = \dfrac{R_\mu}{N_A} = 1{,}38 \cdot 10^{-23}$ Дж/К – молекулярная постоянная *Больцмана*;

R_μ - универсальная газовая постоянная;

N_A - число *Авогадро*.

Полная термическая ионизация может быть осуществлена при условии:

$$U_{uq} \le U_i\,. \tag{9.2}$$

Так например, для водорода $U_i = 13{,}595$ *э.в* и, в соответствии с равенством (9.1), для водорода полная ионизация осуществляется при температуре:

$$T_{i(H_2)} = \frac{2 \cdot U_{uq}}{3 \cdot K} = \frac{2 \cdot 13{,}595 \cdot 1{,}6 \cdot 10^{-19}}{3 \cdot 1{,}38 \cdot 10^{-23}} \cong 10^5 \text{ К}. \tag{9.3}$$

Плазма

Плазмой называется вещество, находящееся в частично или полностью ионизированном состоянии. По своей распространенности во Вселенной плазма занимает первое место: это вещество звезд, Солнца, газов межзвездного и межпланетного пространства. Плазма является нормальной формой существования вещества при температуре более 10^5 К и поэтому ее называют четвертым состоянием вещества.

На рис.9.2 приведено изменение состояния различных химических элементов в зависимости от температуры.

С ростом температуры все химические элементы последовательно проходят следующие состояния: от твердой или жидкой фазы *9*, через испарение *7*, диссоциацию *8* и ионизацию *5* к плазме *6* и далее после завершения

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

ионизации *4*, ядерных реакций *2* и распада ядер *3* к плазме *1*, состоящей только из протонов и электронов.

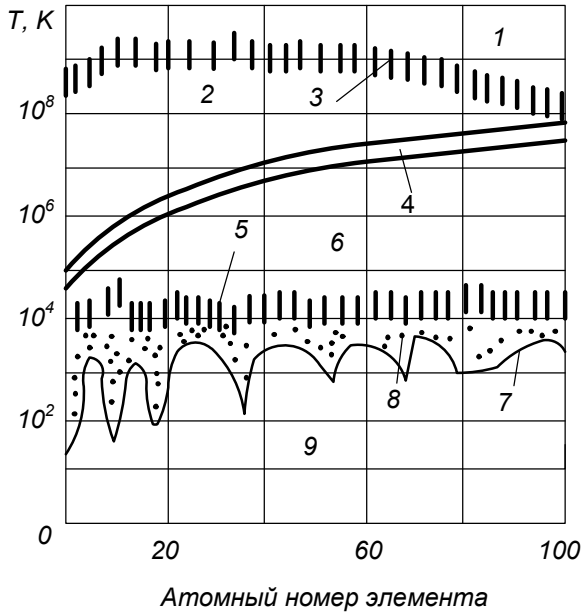


Рис.9.2. Изменение состояния вещества в зависимости от температуры

Таким образом, плазма состоит из положительно и отрицательно заряженных частиц, а также из нейтральных атомов.

Для характеристики плазмы вводится понятие степени её ионизации, характеризуемое коэффициентом ионизации:

$$\alpha = n/N\,, \tag{9.4}$$

где n - число заряженных частиц;

N - общее число ионов и атомов.

Плазма имеет одну определенную температуру (изотермная плазма), если она находится в состоянии полного термодинамического равновесия. Такое равновесие устанавливается в закрытых системах с запертым излучением.

Поскольку отрицательный заряд электронов в плазме нейтрализуется положительным зарядом ионов, то плазма в достаточно больших объемах является электрически нейтральной.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

9.2. Термодинамические параметры плазмы, находящейся в магнитном поле

Плазма, помещенная в сильное магнитное поле, по своим свойствам отличается от незамагниченной плазмы. Свойства замагниченной плазмы различны в разных направлениях (анизотропия плазмы). Анизотропия плазмы особенно резко проявляется в таких процессах, как диффузия, электропроводность, теплопроводность и др. Каждый из этих процессов оценивается по двум направлениям вдоль и поперек магнитного поля. Отметим, что магнитное поле не влияет на движение заряженных частиц вдоль него, и сильно влияет (ограничивает) на движение в поперечном направлении. В рассматриваемом случае плазма характеризуется двумя температурами $T_{\parallel}$ и $T_{\perp}$ (вдоль и поперек магнитного поля).

Под совместным воздействием сил, действующих в плазме и магнитного поля, ионы и электроны в ней движутся в противоположные стороны. Для выяснения влияния магнитного поля на термодинамические параметры плазмы рассмотрим систему, в которой магнитное поле H направлено вдоль оси Z и ток плотностью j течет вдоль оси X. Известно, что на проводник с током, текущим поперек магнитного поля, действует сила F, направленная перпендикулярно к j и H по оси Y (рис.9.3), величина которой определяется из равенства (9.5):

$$F = \frac{1}{C} jH \,. \tag{9.5}$$

В соответствии с уравнением Максвелла напряженность магнитного поля в этом случае вдоль оси Y должна меняться по закону:

$$\frac{dH}{dy} = \frac{4\pi}{C} j, \tag{9.6}$$

откуда

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$j = \frac{C}{4\pi} \cdot \frac{dH}{dy}, \tag{9.7}$$

и в силу равенства (9.5) и (9.7) следует, что:

$$F = \frac{H}{4\pi} \cdot \frac{dH}{dy} = \frac{d}{dy}\frac{H^2}{8\pi}. \tag{9.8}$$

Если магнитное поле изменяется только в поперечном направлении, то:

$$F = -grad\left(\frac{H^2}{8\pi}\right) = -grad\left(P_M\right), \tag{9.9}$$

где $P_M = \frac{H^2}{8\pi}$.

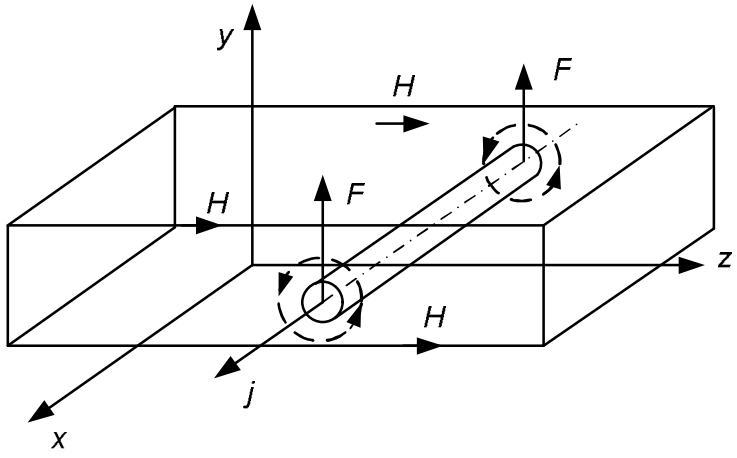


Рис.9.3. К определению влияния магнитного поля на параметры плазмы

Полученное выражение показывает, что сила F направлена в сторону уменьшения магнитного поля и по своему виду аналогична силе давления.

Таким образом, полное давление и полная внутренняя энергия плазмы в поперечном направлении в магнитном поле определяется из выражений:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$P_{П} = P + P_{М} = P + \frac{H^2}{8\pi}; \tag{9.10}$$

$$U_{П} = U + \frac{H^2}{8\pi\rho}, \tag{9.11}$$

где ρ - плотность плазмы;

P и U - давление и внутренняя энергия плазмы при $H = 0$.

Если допустить, что изменение напряженности магнитного поля пропорционально изменению плотности (т.е. $H / \rho = const$), то изменение внутренней энергии и энтальпии плазмы определяются из выражений:

$$dU_{П} = dU + \frac{H^2}{8\pi\rho^2} d\rho; \tag{9.12}$$

$$dh_{П} = dh + \frac{H^2}{4\pi\rho^2} d\rho. \tag{9.13}$$

МГДГ состоит (см. рис.9.4, *а*) из смесителя *1*, камеры горения *2*, сопла *3*, рабочего участка *4*, в котором заподлицо вмонтированы медные башмаки *5*, сильного магнита *6*, опоясывающего рабочий участок, тепловой изоляции *7*.

Работа МГДГ осуществляется следующим образом:

В смеситель *1* подается воздух с высоким давлением, нагретый до температуры *600÷650*ºС, топливо и ионизирующая присадка *Na* или *K* (в количестве примерно *1÷1,5* % от массы воздуха).

После смешивания этих трех компонентов горячая смесь поступает в камеру сгорания *2*, где она горит, и в ней при температуре *2200÷2400* К образуется слабоионизированная плазма. Из камеры горения плазма поступает в сопло *3*, где расширяется и возрастает скорость ее течения. Затем струя плазмы с высокой скоростью поступает в рабочий участок *4*, окруженный сильным магнитным полем и замагничивается в нем. В струе замагниченной плазмы, поперек направления магнитно-силовых линий, происходит разделе-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

ние зарядов – положительно заряженные частицы движутся в одну сторону, отрицательные в противоположную. Эти заряды воспринимаются системами медных башмаков, одна, из которых, является заряженной положительно (+), а другая заряженной отрицательно (-).

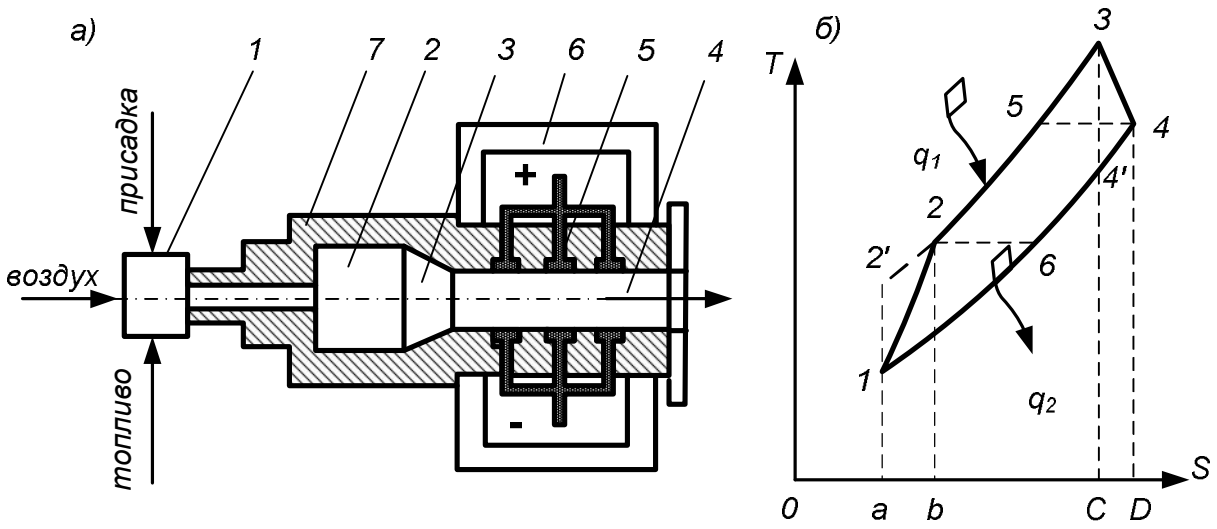


Рис.9.4. Принципиальная схема МГДГ (а) и его термодинамический цикл (б)

Если системы таких башмаков замкнуть на внешнюю цепь, то в ней появится постоянный электрический ток. На выходе из рабочего участка отработавшая плазма имеет температуру *1800÷2000* К. Теплота, оставшаяся в плазме после МГДГ, утилизируется в хвостовой части установки в виде пристройки к ней паротурбинного или газотурбинного цикла (см. рис.9.5).

Термодинамический цикл МГДГ в диаграмме T - S изображен на рис.9.4,*б*. Атмосферный воздух в состоянии точки *1* всасывается в компрессор и сжимается в нем до состояния точки *2* – действительный политропный процесс сжатия, (процесс $1 – 2'$ идеальный, адиабатический процесс сжатия), линия $2 – 3$, в схеме без регенерации тепла, изобарный процесс горения в камере горения, линия $3 – 4$ - действительный политропный процесс расширения плазмы в сопле, ($3 – 4'$ - идеальный, адиабатический процесс расширения плазмы в сопле).

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Линия *4 – 1* - изобарный процесс охлаждения плазмы вне МГДГ.

Количество теплоты, подведенное к циклу *1 – 2 – 3 – 4 – 1* (без регенерации):

$$q_1 = c_p\left(T_3 - T_2\right) = h_3 - h_2 .$$

Количество теплоты, отданное холодному источнику, содержащееся в плазме за МГДГ:

$$q_2 = c_p\left(T_4 - T_1\right) = h_4 - h_1 .$$

Количество теплоты, полезно использованное в МГДГ:

$$q = q_1 - q_2 = c_p\left[\left(T_3 - T_2\right) - \left(T_4 - T_1\right)\right] = \left(h_3 - h_2\right) - \left(h_4 - h_1\right).$$

Термический КПД собственно МГДГ (без приставки за ним):

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{\left(h_3 - h_2\right) - \left(h_4 - h_1\right)}{h_3 - h_2} = \frac{l_{МГДГ}}{h_3 - h_2} . \qquad (9.14)$$

На рис.9.5 изображена принципиальная схема МГДГ с паротурбинным циклом за ним. В этой схеме компрессор *4* всасывает воздух из атмосферы в состоянии точки *1* (см. рис.9.4,*б*), сжимает его до состояния точки *2*.

Далее воздух поступает в регенератор *3*, где нагревается до температуры *600÷650*ºС за счет теплоты плазмы, вышедшей из МГДГ. За регенератором *3* располагается парогенератор *5*, в котором получается перегретый пар. Охлажденная до требуемой температуры плазма после ее очистки от присадки выбрасывается в атмосферу. Перегретый пар из парогенератора поступает в паровую турбину *6*, где расширяется, производит полезную работу, которая идет на привод компрессора и на выработку электроэнергии в электрогенераторе *9*.

Термический КПД такой комбинированной установки будет выше, чем у собственно МГДГ:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$\eta_t = \frac{l_{МГДГ} + l_{ЭГ}}{h_3 - h_2}. \qquad (9.15)$$

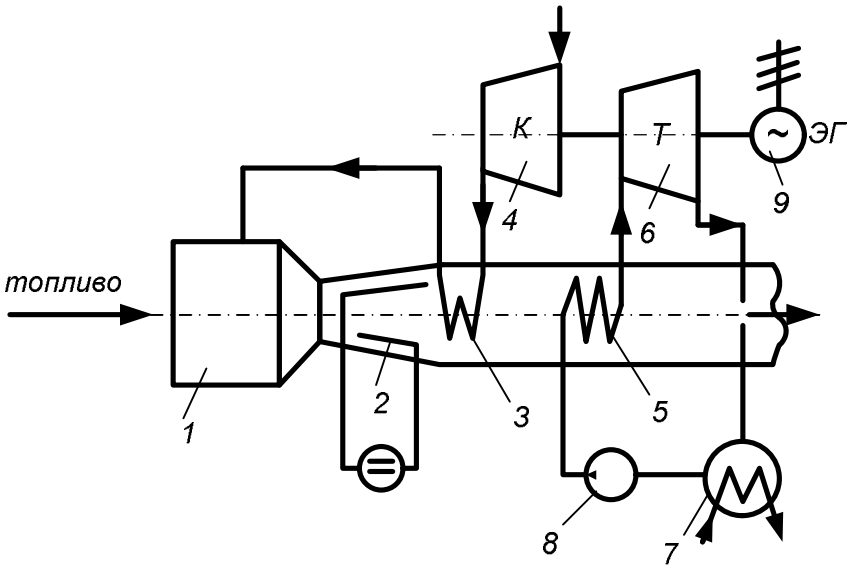


Рис.9.5. Принципиальная схема МГДГ с регенерацией тепла

Классификация МГД-установок, предназначенных для выработки электроэнергии, представлена на рис.9.6.

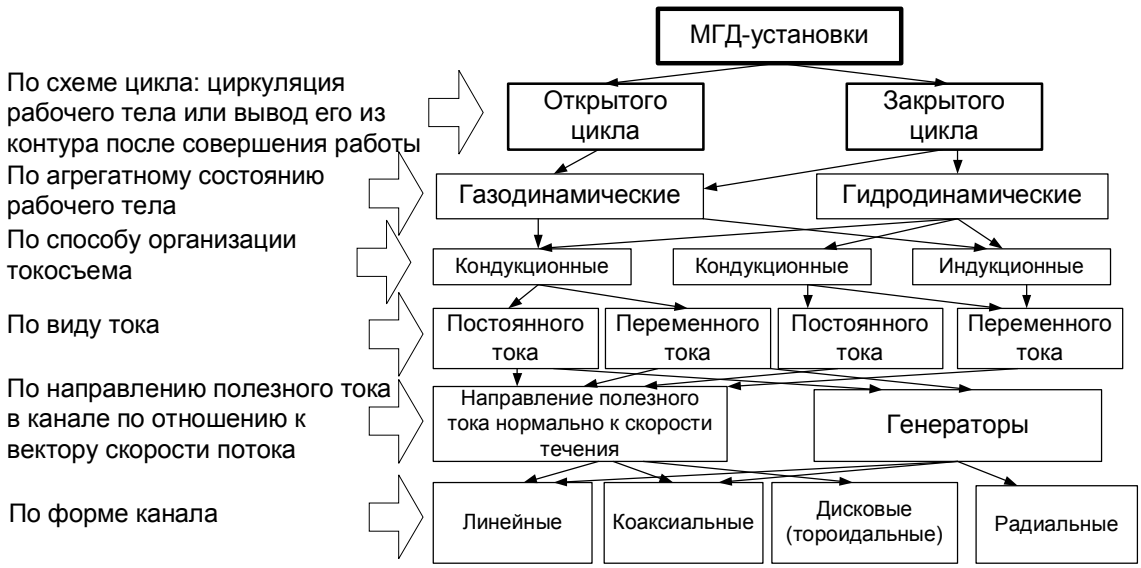


Рис.9.6. Классификация МГД-генераторов

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

9.3. МГД-установки открытого цикла

МГД-генератор в установке открытого цикла может работать эффективно лишь при достаточно высокой электрической проводимости. В частности, температура на выходе из МГД-генератора не должна быть ниже *2300* К.

Газы с такой температурой представляют собой еще большую энергетическую ценность и должны быть использованы.

Схемы МГД-генератора могут быть различными. На рис.9.3 изображен МГД-генератор с так называемыми сплошными электродами. Для реального плазменного МГД-генератора такая схема в большинстве случаев оказывается неприемлемой из-за наличия эффекта Холла, который возникает в проводнике с током, находящимся в магнитном поле. По законам электродинамики в таком проводнике возникает электрическое поле, вектор которого перпендикулярен вектору тока в проводнике и вектору магнитного поля. Иными словами, в случае МГД-генератора вектор этого электрического поля параллелен оси канала. В результате на всей длине канала возникает ЭДС Холла. Из-за большой длины канала ЭДС Холла может достигать нескольких, а иногда и десятков киловольт.

Наличие эффекта Холла приводит к тому, что закон Ома для канала МГД-генератора в его простейшей форме становится несправедливым. Вместо этого следует использовать уравнение обобщенного закона Ома, которое в векторной форме имеет вид:

$$j = \sigma\left\{\left[\overline{U}\cdot\overline{H}\right]+\overline{E}\right\}-\frac{\beta}{H}\left[\overline{j}\cdot\overline{H}\right], \qquad (9.16)$$

где σ - электрическая проводимость плазмы;

j - вектор плотности тока;

E - вектор напряженности электрического поля, создаваемого нагрузкой;

$\beta = e\cdot\tau\cdot B/m_e$ - параметр Холла;

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

m_e, e - масса и заряд электрона;

τ - время между столкновениями.

Для координатной системы показанной на рис.9.3, из уравнения (9.16) при некоторых упрощающих предположениях получаются следующие выражения для проекций тока:

$$j_z = \frac{\delta}{1+\beta^2}\left[U \cdot B - E_z + \beta \cdot E_x\right]; \tag{9.17}$$

$$J_x = \frac{\delta}{1+\beta^2}\left[\beta\left(U \cdot B - E_z\right) + E_x\right]. \tag{9.18}$$

Из этих уравнений следует, что наличие эффекта Холла приводит к тому, что ток в МГД-генераторе течет не только в направлении оси z, как это предполагается при элементарном рассмотрении, но и вдоль оси x. Направление результирующего тока существенно зависит от параметра Холла β. В зависимости от параметра β целесообразно применить одну из схем включения МГД-генератора, изображенных на рис.9.7. При малом β лучше использовать фарадеевский МГД-генератор (рис.9.7, *а*), в котором каждая пара электродов э генератора присоединена на самостоятельную нагрузку N. При средних значениях β используется схема с диагональным соединением электродов и с небольшим числом нагрузок N (рис.9.7, *б*). Смысл такого диагонального соединения электродов заключается в том, что за счет существования «холловской» и «фарадеевской» ЭДС результирующий вектор напряженности электрического поля направлен под некоторым углом к оси канала. Направление, перпендикулярное этому вектору, оказывается эквипотенциальным. Так, электроды $а_1$ и $б_3$, $а_2$ и $б_4$ и т.п. окажутся лежащими на эквипотенциалях и могут быть замкнуты накоротко.

Наконец, при больших β предпочтителен так называемый холловский канал (рис.9.7, *в*), в котором противоположные электроды лежат на эк-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

випотенциале и могут быть попарно коротко замкнуты, а единственная нагрузка N присоединена к крайним парам электродов.

Параметр Холла зависит от физических свойств плазмы, прежде всего от сечений взаимодействия электронов с другими частицами; кроме того, он пропорционален индукции магнитного поля B. При постоянной температуре β растет с уменьшением давления.

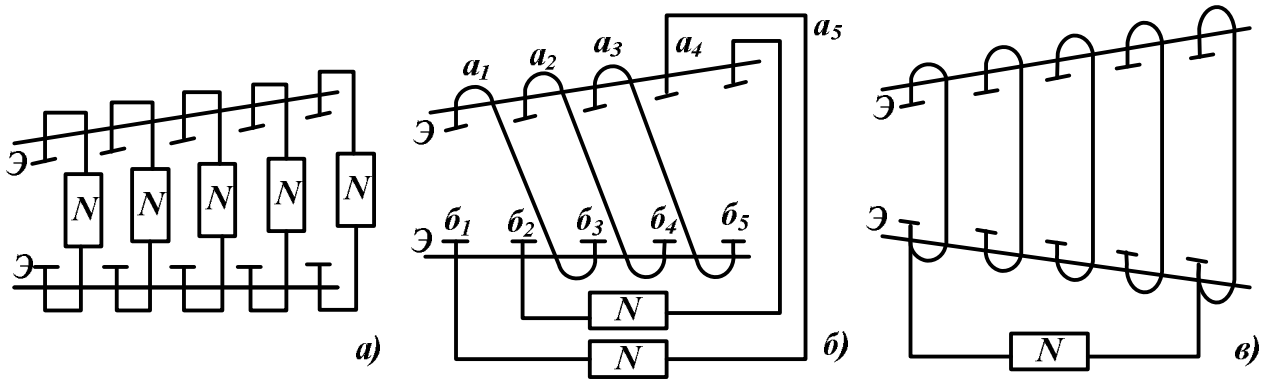


Рис.9.7. Схемы включения МГД-генератора:
а – секционированный МГД-генератор; *б* – диагональное соединение;
в - МГД-генератор Холла

На основании экспериментов и расчетов размер электрода в направлении оси x следует выбирать таким, чтобы за счет *холловской* напряженности электрического поля разность потенциалов между соседними электродами не превышала $30 \div 40\ B$. При более протяженных электродах эта разность возрастает, и возможен дуговой пробой промежутка между электродами.

Существенной характеристикой МГД-генератора является скорость плазмы на входе в генератор и её изменение по длине. Увеличение скорости плазмы может быть достигнуто за счет увеличения отношения давлений в сопле. Статическое давление в самом МГД-генераторе обычно принимается близким к атмосферному. Преимущества при выборе этого давления следующие:

а) давление после диффузора должно быть достаточным для того, чтобы протолкнуть продукты сгорания через все элементы газодинамическо-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

го тракта МГД-установки, во всяком случае до дымососа, стоящего перед дымовой трубой;

б) снижение статического давления в МГД-генераторе позволяет повысить электропроводимость плазмы;

в) снижение статического давления увеличивает параметр Холла.

По значению скорости в канале МГД-генераторы различаются на дозвуковые и сверхзвуковые. Однако сложности, связанные со сверхзвуковым потоком, приводят к тому, что на практике скорость плазмы в МГД-генераторе принимают околозвуковой ($M \approx 0,9$). При температурах, характерных для МГД-генераторов открытого цикла, эта скорость составляет около 1000 м/с на входе и $0,8$ от этой величины на выходе.

9.4. МГД-установки замкнутого цикла

В МГД-установках замкнутого цикла рабочим телом может служить либо плазма инертных газов (аргон или гелий), либо жидкие металлы.

В случае плазменных МГД-установок замкнутого цикла с ядерными реакторами начальный нагрев газа не может быть особенно высоким. Температура газов не будет превосходить 1500 К или в лучшем случае $1700 \div 1900$ К. Такие температуры недостаточно высоки, чтобы обеспечить термическую ионизацию даже ионизирующейся присадки. Однако в плазме инертных газов можно обеспечить неравновесную ионизацию, при которой основной газ, состоящий из ионов и нейтральных атомов, имеет сравнительно низкую температуру, а электроны – более высокую. Эта более высокая температура электронов поддерживается за счет их разгона в электрическом поле.

Наиболее экономичным и эффективным методом повышения электронной температуры и получения неравновесной ионизации является нагрев электронного газа за счет использования индуцированного электрического поля. При протекании тока через плазму вначале электроны разгоняются и приобретают более высокую температуру, а затем отдают свою энергию в

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

виде *джоулевой* теплоты при столкновениях с молекулами. Из-за большого различия в массе при каждом упругом столкновении с атомом или молекулой электрон теряет лишь небольшую часть энергии.

Для полной потери начальной энергии электрону необходимо совершить около 10^4 упругих столкновений. За это время электронам будет сообщена гораздо бо́льшая энергия, в результате чего их полная энергия возрастает, а значит температура повышается. При электрон-электронных столкновениях возможный избыток энергии расходуется при первом же столкновении, так что электроны быстро достигают между собой равновесие, вследствие чего им и можно приписывать определенную температуру. Если обозначить через $\frac{\delta m_e}{M_a}$ относительные потери энергии в столкновениях между электронами (массы m_e) и атомами (массы M_a), а другими процессами, приводящими к потерям энергии, пренебречь, то средняя кинетическая энергия электронов определяется выражением:

$$K \cdot T_e = K \cdot T + \frac{2M_a}{3\delta} \cdot \frac{j}{n_e \cdot e}, \qquad (9.19)$$

где j - плотность тока, проходящего через плазму.

Для упругих столкновений значение $\delta \approx 1 \div 2$, поэтому можно получить гораздо более высокие значения электронной температуры, плотности и электрической проводимости.

В молекулярных газах, напротив, имеют место колебательные и вращательные состояния с энергиями, более близкими к тепловым, поэтому неупругие столкновения происходят чаще и потери энергии электронов гораздо выше ($\delta \approx 50 \div 100$). При этом электронная температура увеличивается незначительно. Для того чтобы связать электронную температуру и параметры, определяемые ею, с характеристиками МГД-генератора, используются уравнения баланса энергии для электронов и джоулевой диссипации в канале МГД-генератора:

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

$$\frac{T_e}{T} = 1 + \frac{K}{3 \cdot \delta} M^2 \beta^2 \left(1 - \eta_э\right)^2, \qquad (9.20)$$

где k - показатель адиабаты для газа;

T - температура плазмы;

M - число Маха;

β - параметр Холла;

$\eta_э$ - электрический КПД МГД-генератора, равный отношению полезной электрической энергии, выделенной на рабочей нагрузке, ко всей электроэнергии, вырабатываемой в МГД-генераторе.

Электрическая проводимость для неравновесной плазмы может быть в первом приближении определена по тому же уравнению, что и для равновесной, но концентрацию электронов в это уравнение следует подставлять, определяя его из формулы *Саха* для электронной температуры.

В большинстве случаев неравновесная проводимость, а отсюда и энергетические показатели МГД-генераторов не столь высоки, как можно было ожидать из расчетов. Причинами этого являются разного рода неоднородности в плазме, которые приводят к неустойчивости и снижению эффективной электрической проводимости.

Жидкометаллические МГД-установки пока не вышли из стадии лабораторных исследований. Наибольшая трудность состоит в разгоне жидкого металла. Различные разгонные устройства, предложенные для этой цели - сепарационные и инжекторные, имеют КПД, составляющий в лучшем случае около *10* %.

9.5. Достоинства и недостатки МГД-генераторов

Главное достоинство МГД-генераторов состоит в том, что они, повышая на *10÷20* % КПД по сравнению с тепловыми электростанциями, могут в

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

настоящее время вырабатывать электроэнергию в промышленных масштабах.

В МГД-генераторе, как описано выше, электрический ток производится потоком ионизированного газа (плазмы), направленным поперек магнитного поля. Отрицательные и положительные заряды в магнитном поле отклоняются в разные стороны и направляются каждый на свой электрод. Между электродами образуется разность потенциалов, и при замыкании внешней цепи возникает электрический ток. Для получения ионов топливо сжигается при *3000* К в специальной камере, в которой для облегчения возникновения ионов к нему добавляются соли калия или цезия. Так как большая доля энергии превращается при этом все же в тепло, то в случае МГД-генератора не вполне можно говорить о непосредственном превращении химической энергии в электрическую. Температура газа, отобранного в МГД-генераторе, составляет *2000* К. Используя его по обычной схеме, турбина вырабатывает ещё примерно столько же электроэнергии, сколько производит МГД-генератор. Поэтому сравнительно высокий коэффициент полезного действия всей установки (50÷60 %) достигается с помощью двухступенчатого процесса.

9.6. МГД-генератор Рязанской ГРЭС

Первый экспериментальный МГД генератор был построен в США (*N = 11,5* кВт) в 1959 г. Источник рабочего тела - плазматрон, с $T_1 = 3000$ К, работающий на аргоне. В 1960 году и далее с добавкой щелочных металлов мощность доведена до *32* МВт.

В СССР в 1965 году – установлен МГД-генератор «*У-02*». Первый пуск *У-02* с мощностью *20 ÷ 25* МВт был произведен в 1971 году.

В таблице 9.1 приведены данные об имеющейся на Рязанской ГРЭС мощной магнитогидродинамической энергетической установке. Эта установ-

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

ка состоит из собственно МГД-генератора и из работающей вместе с ним обычной паротурбинной установки *К-300-240* (рис.9.8).

Таблица 9.1

Топливо, подаваемое в камеру сгорания МГД-генератора	Природный газ
Окислитель, подаваемый в камеру сгорания	Атмосферный воздух
Температура продуктов сгорания (низкотемпературной плазмы), поступающих из камеры сгорания в канал МГД-генератора, ºС	2650
Общая длина канала МГД-генератора, м в том числе длина рабочего участка канала, м	30 17,7
Скорость движения продуктов сгорания в канале МГД-генератора, м/с	1300
Масса продуктов сгорания, ежесекундно поступающих в канал МГД-генератора, кг	230
Температура продуктов сгорания, покидающих канал МГД-генератора,ºС	2000
Мощность МГД энергоблока, МВт, в том числе: мощность собственно МГД-генератора мощность паровой турбины	582 240÷260 312

Мощное магнитное поле в канале МГД-генератора создается сверхпроводящей магнитной системой, обмотка которой погружена в жидкий гелий. Продукты сгорания, покидающие канал МГД-генератора и имеющие температуру около 2000ºС, будут используются для получения водяного пара, приводящего в работу паровую турбину, соединенную с обычным турбогенератором, вырабатывающим электрическую энергию. Схема предусматривает

ЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛ

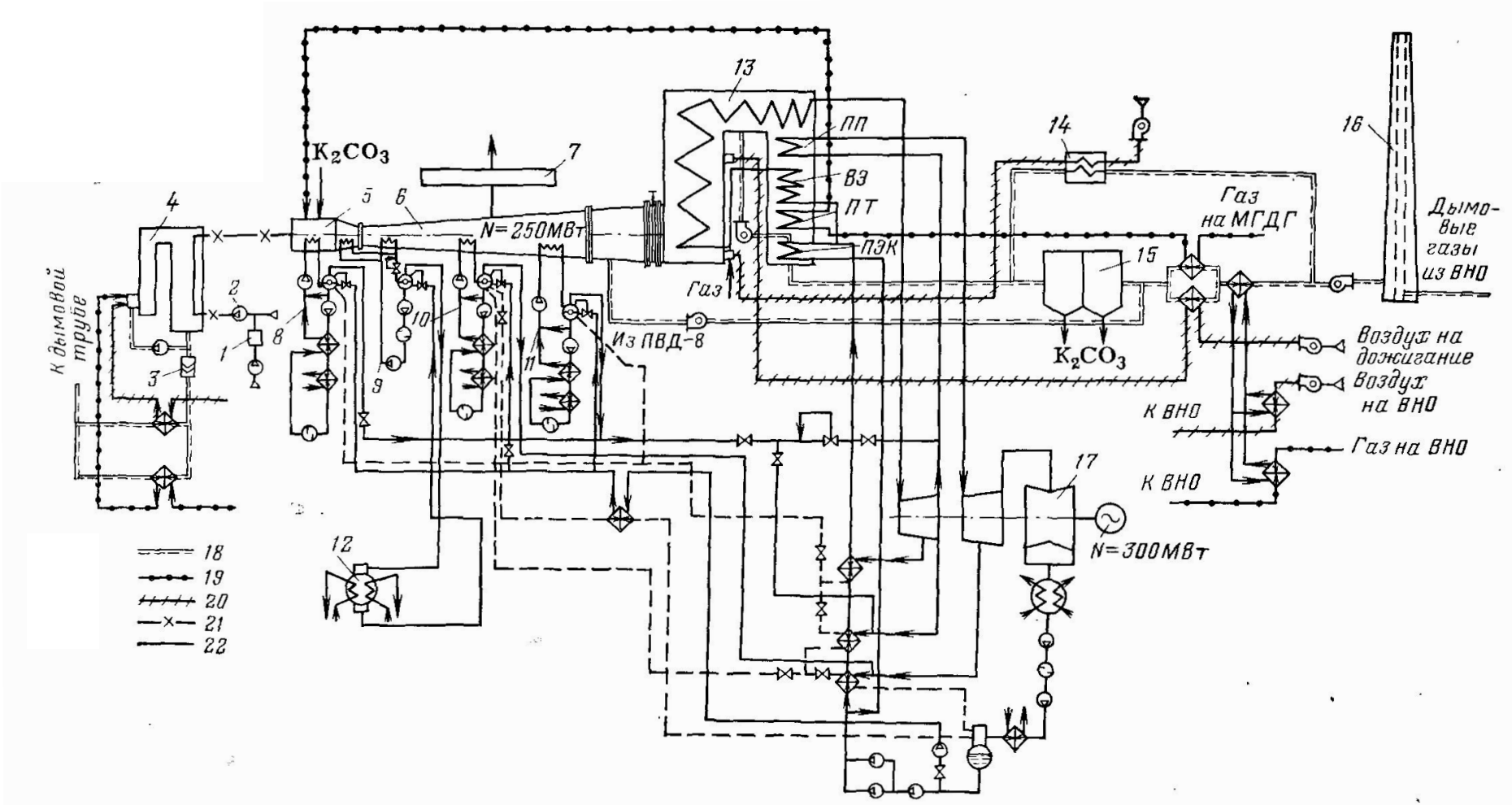


Рис.9.8. Принципиальная технологическая схема МГД-энергоблока Рязанской ГРЭС:

1 — воздухоразделительная установка; *2* — компрессор окислителя; *3* — каталитический реактор; *4* — высокотемпературные нагреватели окислителя (*ВНО*); *5* — камера сгорания; *6* — МГД-генератор (сопло, канал, диффузор); *7* — инверторная подстанция; *8* — система охлаждения камеры сгорания (p=4,5 МПа); *9* — автономная система охлаждения сопла и начального участка канала; *10* — система охлаждения канала (p=2,0 МПа); *11* — система охлаждения канала (p=4,5 МПа); *12* — технологический коидеисатор; *13* — паровой котел; *14* — воздухоподогреватель автономной работы ПГ; *15* — электрофильтры; *16* — дымовая труба; *17* — турбоагрегат; *18* — дымовые газы; *19* — природный газ; *20* — воздух; *21* — окислитель; *22* — пар, вода; *ПП* — пароперегреватель; *ВЭ* — водяной экономайзер; *ПТ* — подогреватель топлива; *ПЭК* — предвключенный экономайзер; *ВНО* — высокотемпературные нагреватели окислителя.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

возможность автономной работы парового котла с выдачей пара заданных параметров на турбоустановку. В паровом котле осуществляется дожигание газов для уменьшения содержания окислов азота в газовых выбросах. КПД МГД - генератора существенным образом зависит от температуры топлива и окислителя (воздуха), поступающих в камеру сгорания. Поэтому в составе схемы есть специальные высокотемпературные нагреватели окислителя и подогреватели топлива.

Библиографический список

Техническая термодинамика и теплотехника: учебное пособие для вузов/ под ред. проф. А.А. Захаровой. – 2-е изд. испр. -М: Изд. центр «Академия», 2008.-272 с.

Кирилин В.А., Сычев В.В., Шейдулин А.Е. Техническая термодинамика. Учебник для вузов. 5-е изд., перераб. и доп. –М: Изд. дом «МЭИ», 2008.-496 с.

Основы теории тепловых процессов и машин. Учебное пособие для вузов. Доп. МО РФ ч.1/ под ред. Н.И. Прокопенко.-3-е изд. испр. – М: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2009. – 560 с.

Основы теории тепловых процессов и машин. Учебное пособие для вузов. Доп. МО РФ ч.2/ под ред. Н.И. Прокопенко.-3-е изд. испр. – М: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2009. – 571 с.

Лоренц Г.А. Лекции по термодинамике. Ижевск.: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001.-176 с.

Юдаев Б.Н. Техническая термодинамика. Теплопередача. М.: Высшая школа, 1988.-479 с.

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Оглавление

Введение 3
1. ВОДЯНОЙ ПАР (РЕАЛЬНЫЙ ГАЗ) 4
1.1. Основные понятия и определения 4
1.2. Диаграмма *p – V* водяного пара 7
1.3. Процессы подогрева жидкости, парообразования и пароперегрева 10
1.4. Таблицы сухого насыщенного пара 20
1.5. Влажный насыщенный водяной пар 21
1.6. Уравнение Клапейрона-Клаузиуса 22
1.7. Процесс перегрева пара 23
1.8. Диаграмма *T-S* и *h-S* водяного пара 25
1.9. Термодинамические процессы в парах 29
2. ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК 35
2.1. Основной цикл паросиловой установки (цикл *Ренкина*) на перегретом паре без учета работы насоса 35
2.2. Термический КПД цикла *Ренкина* с учетом работы насоса 37
2.3. Удельный расход пара и теплоты 38
2.4. Относительный внутренний и абсолютный КПД 39
3. СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ (ПСУ) 40
3.1. Влияние начальных и конечных параметров пара на термический КПД ПСУ 40
3.2. Вторичный перегрев пара 45
4. ОСНОВЫ ТЕПЛОФИКАЦИИ. КОМБИНИРОВАННАЯ ВЫРАБОТКА ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ 49
4.1. Тепловой баланс конденсационной паросиловой установки 49
4.2. Тепловой баланс теплофикационной ПСУ 51
4.3. Теплофикационные циклы. Цикл ПСУ с ухудшенным вакуумом в конденсаторе 53
4.4. Цикл ПСУ с противодавленческими турбинами (турбины типа «Р») 54
4.5. Цикл ПСУ с турбинами с двумя и одним регулируемым отборами пара (с одним производственным или теплофикационным или двумя одновременно) 55
5. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ЦИКЛ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ 57
5.1. Термодинамический КПД регенеративного цикла ПСУ 57
5.2. Уравнение теплового баланса питательного бака 63
5.3. Уравнение теплового баланса подогревателей 64
6. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК 66
6.1. Холодильный коэффициент 68
6.2. Цикл паровой компрессионной холодильной машины 69
6.3. Тепловая диаграмма T-S действительного холодильного цикла 71
6.4. Цикл воздушной холодильной машины 72
6.5. Абсорбционные холодильные установки 74
6.6. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки 77
6.7. Цикл пароэжекторной холодильной установки 78

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

7. ЦИКЛЫ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК 82
7.1. Цикл парокомпрессионного теплового насоса 82
7.2. Цикл парокомпрессионного экологически чистого теплового насоса 84
8. БИНАРНЫЕ ЦИКЛЫ – ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ (ПГУ) 85
8.1. Термодинамические циклы установок. Цикл ПГУ 85
8.2. ПГУ со сбросом газов в топку парового котла (ПГУ с низконапорным парогенератором) 91
8.3. ПГУ с высоконапорными парогенераторами 92
8.4. ПГУ с низконапорным парогенератором третьего типа 95
8.5. Расчет термодинамических циклов ПГУ 96
9. НЕПОСРЕДСТВЕННОЕ ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В ЭЛЕКТРИЧЕСКУЮ. МАГНИТО-ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ГЕНЕРАТОРЫ (МГДГ) 97
9.1. Плазма - четвертое состояние вещества. Ионизированный газ 97
9.2. Термодинамические параметры плазмы, находящейся в магнитном поле 101
9.3. МГД-установки открытого цикла 107
9.4. МГД-установки замкнутого цикла 110
9.5. Достоинства и недостатки МГД-генераторов 112
9.6. МГД-генератор Рязанской ГРЭС 113
Библиографический список 116