

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»

Р.И. Есьман

А.В. Бегляк

И.Л. Качар

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА**

Методическое пособие и типовые задачи  
для студентов специальностей

1–43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»,

1–43 01 04 «Тепловые электрические станции»,

1–43 01 08 «Паротурбинные установки АЭС»,

1–53 01 04 «Автоматизация и управление  
энергетическими процессами»

Минск  
БНТУ  
2011

УДК 621.1.016.7(075.8)

ББК 31.31я7

Е 87

Рецензенты:

*Н.Б. Карницкий, В.Л. Драгун*

**Есьман, Р.И.**

Е 87      Техническая термодинамика: методическое пособие и типовые задачи для студентов специальностей 1–43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика», 1–43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1–43 01 08 «Паротурбинные установки АЭС», 1–53 01 04 «Автоматизация и управление энергетическими процессами» / Р.И. Есьман, А.В. Бегляк, И.Л. Качар. – Минск: БНТУ, 2011. – 60 с.

ISBN 978-985-525-633-6.

Пособие составлено в соответствии с программой курса «Техническая термодинамика» для энергетических специальностей вузов. Включены темы: «Циклы поршневых ДВС», «Циклы газотурбинных и паротурбинных установок», «Истечение из сопел», «Циклы компрессорных паровых холодильных машин».

По каждой теме дисциплины разработаны методические указания и методики расчетов, способствующие более глубокому изучению и усвоению материала. Типовые задачи выбраны таким образом, чтобы сосредоточить внимание студентов на основных практических расчетах тепловых двигателей, паросиловых и холодильных установок, используемых в различных отраслях народного хозяйства Беларуси.

Выбранные задачи снабжены решениями, в приложениях приведены таблицы и практические диаграммы, используемые в расчетах.

УДК 621.1.016.7(075.8)

ББК 31.31я7

ISBN 978-985-525-633-6

© Есьман Р.И., Бегляк А.В.,

Качан И.Л., 2011

© БНТУ, 2011

## **Введение**

Дисциплина «Техническая термодинамика» является одной из базовых дисциплин теоретических основ теплотехники и теплоэнергетики и играет важную роль в подготовке инженера-энергетика для работы на объектах энергетики, на промышленных предприятиях и в других энергопотребляющих отраслях народного хозяйства.

Изучение дисциплины «Техническая термодинамика» студентами, обучающимися по специальностям 1–43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика», 1–43 01 04 «Тепловые электрические станции», 1–43 01 08 «Паротурбинные установки АЭС», 1–53 01 04 «Автоматизация и управление энергетическими процессами», является основой для более глубокого освоения современного теплоэнергетического и холодильного оборудования, используемого в технологических процессах различных отраслей народного хозяйства с целью максимальной экономии топлива и материальных ресурсов, интенсификации и оптимизации современных тепло-технологических процессов, выявления и использования ВЭР (вторичных энергоресурсов), диверсификации инновационных энергосберегающих технологий в энергетической, машиностроительной и других отраслях промышленного производства.

В связи с ограниченным объемом в предлагаемом методическом пособии по курсу «Техническая термодинамика» приведены отдельные задачи по анализу и расчету циклов тепловых двигателей, теплосиловых установок и холодильных машин, представляющих теоретический и практический интерес для студентов энергетических специальностей.

Типовые задачи представлены в виде развернутых методик расчетов энергоэффективности исследуемых циклов.

### **1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ**

Процесс обучения студентов по данному курсу включает: получение информации на лекциях, самостоятельную работу над учебниками и учебно-методическими пособиями, выполнение контрольных, курсовых и лабораторных работ, приобретение навыков решения

конкретных типовых задач на практических занятиях, получение консультаций на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» по вопросам, возникающим при изучении материала.

При решении типовых задач необходимо соблюдать следующие требования. Вначале должны быть четко выписаны исходные параметры, заданные по условию задачи, и определена конечная цель задачи. Например, определить термический КПД теплового двигателя, построить цикл на диаграмме состояния и т. п. Все вычисления проводить, пользуясь Международной системой единиц (СИ) в развернутом виде. При использовании табличных значений величин (теплофизических характеристик, вспомогательных функций и коэффициентов), уравнений подобия, графических зависимостей необходимо давать ссылки на источники, которые используются. Решения задач сопровождать кратким пояснительным текстом. Указывать, какая из величин определяется расчетным путем, а какая выбирается из справочников, учебных и учебно-вспомогательных пособий и т. д. Давать ссылку на используемые литературные источники по тексту (в квадратных скобках).

## **2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ИЗУЧЕНИЮ РАЗДЕЛА «ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, ТЕПЛОСИЛОВЫХ И ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК»**

Изучению дисциплины «Техническая термодинамика» должна предшествовать глубокая проработка современного состояния энергетики в Республике Беларусь, пути совершенствования теплотехнического оборудования и теплоэнергетических технологий. Важным фактором в дальнейшем развитии теплотехники в Республике Беларусь является все углубляющаяся интеграция с Российской Федерацией, странами СНГ, а также с другими странами в рамках все более открытого сотрудничества по обмену опытом, новыми технологиями и конструктивными идеями в области теплотехники и теплоэнергетики.

Следует подробнее остановиться на изучении основных понятий термодинамики. В основу термодинамики положены законы, или *начала*, обобщающие большой объем опытных фактов, которые устанавливают количественные и качественные закономерности

взаимного преобразования тепловой и механической энергии в тепловых двигателях, теплоэнергетических и холодильных установках. Результаты и выводы, полученные как логические следствия из основных законов, обладают общностью и достоверностью.

Термодинамика, как раздел теоретической физики, опирается на фундаментальный закон природы – закон сохранения энергии. Применение закона сохранения энергии к изучаемой термодинамической системе составляет основу первого закона термодинамики, который устанавливает количественную оценку преобразования энергии в тепловых двигателях и теплоэнергетических установках. Второй закон термодинамики характеризует эти процессы с качественной стороны, устанавливает возможность и направленность термодинамических процессов, определяет условия взаимного преобразования теплоты и работы как количественных мер теплового и механического взаимодействия термодинамической системы и окружающей среды.

Необходимо более подробно изучить термодинамические основы теплового двигателя.

Тепловым двигателем называется непрерывно действующее устройство, в котором осуществляются круговые процессы (циклы), где теплота преобразуется в механическую работу.

При изучении тепловых двигателей особое внимание необходимо обратить на замкнутые круговые процессы или циклы. *Циклом* называется совокупность термодинамических процессов, в результате которых термодинамическая система возвращается в исходное, первоначальное состояние.

Следует уяснить различие между прямыми и обратными циклами. В результате осуществления рабочим телом *прямого цикла* часть подведенной теплоты преобразуется в механическую работу, а другая часть отдается теплоприемнику. По прямому циклу работают тепловые двигатели. В результате *обратного цикла* теплота переходит от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой за счет подвода энергии извне (совершение работы). Обратными циклами являются циклы холодильных машин.

Необходимо провести анализ обратимых и необратимых циклов. Циклы *обратимы*, когда все процессы, их составляющие, обратимы, и *необратимы*, если хотя бы один процесс является необратимым.

Особое внимание требуется уделить теореме и анализу *цикла Карно*. При исследовании замкнутых круговых процессов (циклов) важное место отводится анализу цикла Карно, который представляет собой обратимый термодинамический цикл, состоящий из двух адиабатных и двух изотермических процессов. Из теоремы Карно следует, что термический КПД прямого обратимого цикла Карно зависит только от термодинамических температур теплоотдатчика и теплоприемника и не зависит от природы рабочего тела и конструктивных особенностей двигателя. Термический КПД цикла Карно имеет наибольшее значение по сравнению с термическим КПД любого другого цикла в одном и том же интервале температур. На основании этого цикл Карно используется для сравнительной оценки совершенства тепловых двигателей, эффективности преобразования теплоты в работу.

В прямом цикле Карно подвод и отвод тепла осуществляется в изотермическом процессе, поэтому  $q_1 = T_1(s_2 - s_1)$ ,  $q_2 = T_2(s_3 - s_4)$ .

Поскольку  $|s_2 - s_4| = \Delta s$ ,

$$\eta_t = 1 - T_2 \Delta s / (T_1 \Delta s), \text{ или}$$

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

Эффективность обратного обратимого цикла Карно оценивается холодильным коэффициентом  $\varepsilon = q_2 / l$ . Для цикла Карно  $q_2 = T_2 |\Delta s|$ ,  $l = (T_1 - T_2) |\Delta s|$ , откуда следует, что  $\varepsilon = T_2 / (T_1 - T_2)$ .

*Примечание.* Методические указания по каждой теме представлены схемами и диаграммами цикла, основными расчетными формулами и зависимостями, методикой расчета циклов.

### 3. ТЕРМОДИНАМИКА ГАЗОВЫХ ЦИКЛОВ

#### 3.1. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС)

##### *Методические указания и методика расчета*

Двигатель внутреннего сгорания осуществляет преобразование теплоты, полученной при сгорании топлива, в механическую работу. В основу анализа действительных циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания положены три следующих теоретических цикла: цикл с подводом теплоты при постоянном объеме ( $v = \text{const}$ ) – близок по характеру протекания процессов к рабочему циклу карбюраторного двигателя; цикл с подводом теплоты при постоянном давлении ( $p = \text{const}$ ) – близок к циклам в компрессорных дизелях; цикл с подводом теплоты при постоянных объеме и давлении ( $v = \text{const}$  и  $p = \text{const}$ ) – обобщенный цикл по подводу теплоты, близок к циклам бескомпрессорных дизелей. Во всех трех циклах отвод теплоты осуществляется при постоянном объеме.

При рассмотрении теоретических циклов принимаются следующие допущения:

- циклы являются замкнутыми (обратимыми) и протекают при постоянном количестве одного и того же рабочего тела (идеального газа);
- теплоемкость рабочего тела на протяжении всего цикла считается постоянной, не зависящей от температуры;
- процесс сгорания топлива в цилиндре заменяется мгновенным условным подводом теплоты, а выброс отработанных газов – мгновенным условным отводом теплоты;
- сжатие и расширение рабочего тела осуществляется в адиабатном процессе, т. е. без теплообмена с окружающей (внешней) средой.

##### *Методика расчета обобщенного цикла с последовательным подводом теплоты при постоянном объеме и давлении*

Введем следующие обозначения безразмерных параметров циклов:  $\varepsilon = v_a / v_c$  – степень предварительного расширения;  $\delta = v_b / v_c$  – степень повышения давления;  $k = c_p / c_v$  – показатель адиабаты (рис. 3.1).

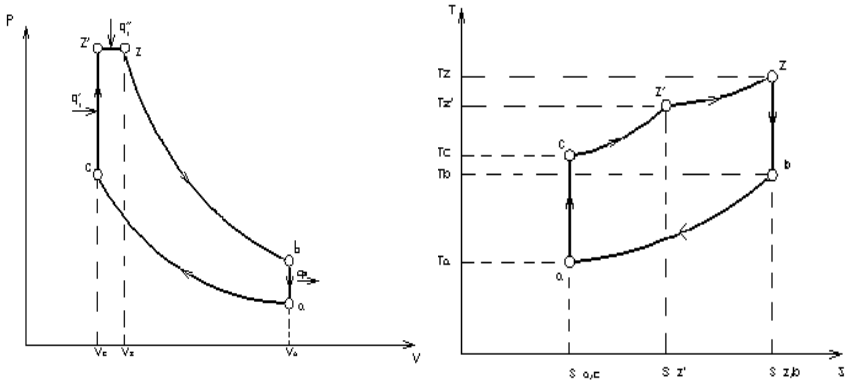


Рис. 3.1. – Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме и давлении на диаграммах  $p-v$  и  $T-s$

Как было отмечено, совершенство термодинамического цикла оценивается его термическим КПД. Для рассматриваемого цикла:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'});$$

$$q_2 = c_v(T_b - T_a).$$

Подставляя  $q_1$  и  $q_2$  в формулу  $\eta_t = 1 - q_2 / q_1$ , получим

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_b - T_a)}{c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'})}.$$

Воспользовавшись основными термодинамическими закономерностями, выразим температуру в характерных точках через начальную температуру  $T_a$  и безразмерные параметры цикла.

Запишем уравнения состояния для рабочего тела в точках  $a$  и  $c$ :

$$p_c v_c = RT_c, \quad p_a v_a = RT_a.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{p_c}{p_a}, \quad \frac{v_c}{v_a} = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{p_c}{p_a},$$



откуда  $T_c = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{p_c}{p_a} T_a$ .

Из уравнения адиабаты имеем:  $p_a v_a^k = p_c v_c^k$  и  $\frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{v_a}{v_c}\right)^k = \varepsilon^k$ .

Тогда температура в точке:  $T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$ .

Записав уравнения состояния газа для точек  $z'$  и  $c$  и разделив почленно первое на второе, получим:

$$p_{z'} v_{z'} = RT_{z'}; \quad p_c v_c = RT_c;$$

$$\frac{T_{z'}}{T_c} = \frac{p_{z'}}{p_c} \cdot \frac{v_{z'}}{v_c}.$$

Так как  $v_{z'} = v_c$  и  $p_{z'} = p_z$ , то  $v_{z'} / v_c = 1$ ;

$$p_{z'} / p_c = p_z / p_c = \lambda_p;$$

тогда  $T_{z'} / T_c = \lambda_p$ ;

$$T_{z'} = \lambda_p T_c = \lambda_p T_a \varepsilon^{k-1}.$$

Из уравнений состояния газа для точек  $z$  и  $z'$  получим:

$$p_z v_z = RT_z; \quad p_{z'} v_{z'} = RT_{z'}; \quad \frac{T_z}{T_{z'}} = \frac{p_z}{p_{z'}} \cdot \frac{v_z}{v_{z'}}.$$

Так как  $p_z / p_{z'} = 1$ ;  $v_z / v_{z'} = v_z / v_c = p$ , то

$$T_z = T_{z'} p = \lambda_p T_a \varepsilon^{k-1} p = T_a \lambda_p p \varepsilon^{k-1}.$$

Наконец, из уравнений состояния газа в точках  $z$  и  $b$  из уравнения адиабаты имеем:

$$p_b v_b = RT_b; \quad p_z v_z = RT_z;$$

$$\frac{T_b}{T_z} = \frac{p_b}{p_z} \cdot \frac{v_b}{v_z} = \delta \frac{p_b}{p_z};$$

$$p_b v_b^k = p_z v_z^k; \quad \frac{p_b}{p_z} = \left( \frac{v_z}{v_b} \right)^k = \frac{1}{\delta^k}.$$

Значит  $T_b / T_z = \delta / \delta^k = 1 / \delta^{k-1}$ , откуда

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{k-1}} = \lambda_p T_a \varepsilon^{k-1} \rho \frac{1}{\delta^{k-1}} = T_a \frac{\lambda_p \rho}{\delta^{k-1}} \varepsilon^{k-1}.$$

Подставляя значения температур в характерных точках в выражение для КПД цикла, получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v T_a \left( \lambda_p \varepsilon^{k-1} \rho \frac{1}{\delta^{k-1}} - 1 \right)}{c_v T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda_p - 1) + c_p \lambda_p T_a \varepsilon^{k-1} (\rho - 1)}.$$

Приведем эту формулу к виду

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)]}$$

с учетом того, что

$$\frac{c_p}{c_v} = k \quad \text{и} \quad \delta = \frac{v_b}{v_z} = \frac{v_a}{v_z} = \frac{v_a / v_c}{v_z / v_c} = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Термический КПД обобщенного цикла увеличивается при увеличении степени сжатия  $\varepsilon$ , степени повышения давления  $\lambda_p$ , показателя адиабаты  $k$  и уменьшается при увеличении степени предварительного расширения  $\rho$ . Однако чем больше  $\lambda_p$ , тем больше  $q_1$  и тем меньше удельная работа сжатия  $\varphi_{сж} = l_{сж} / q_1$ .

Работа теоретического цикла определяется по формуле  $l_t = q_1 \eta_t$ . Отношение работы цикла к рабочему объему цилиндра (удельная работа) характеризует среднее давление цикла  $p_t = l_t / v_n$ .

Поскольку

$$q_1 = q_1' + q_2'' = c_v (T_{z'} - T_c) + c_p (T_z - T_{z'}) = c_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)]$$

и

$$v_n = v_a - v_c = v_a - \frac{v_a}{\varepsilon} = \frac{v_a}{\varepsilon} (\varepsilon - 1),$$

то

$$p_t = \frac{q_1 \eta_t}{v_n} = \frac{c_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)] \varepsilon}{v_a (\varepsilon - 1)} \eta_t.$$

Так как  $c_v = R / (k - 1)$ ,  $T_a / v_a = p_a / R$ , выражение для среднего давления газа в обобщенном цикле будет иметь вид:

$$p_t = \frac{p_a \varepsilon^k}{(k - 1)(\varepsilon - 1)} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)] \eta_t.$$

Наиболее эффективным способом увеличения среднего давления является повышение начального давления  $p_a$ .

Циклы с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  или  $v = \text{const}$  являются частными случаями рассмотренного обобщенного цикла. При  $\lambda_p = 1$  обобщенный цикл представляет собой цикл с изобарным подводом теплоты, а при  $\rho = 1$  – цикл с изохорным подводом теплоты.

Следует обратить особое внимание на то, что в данных циклах отвод теплоты осуществляется в изохорном процессе. При этом параметры газа в конце процесса расширения значительно превышают параметры окружающей среды. Термодинамический цикл с продолженным расширением может быть осуществлен в комплексной установке двигателя и турбонагнетателя, состоящего из газовой турбины и компрессора. В газовой турбине происходит дальнейшее расширение газов, а полученная при этом энергия расходуется на привод нагнетателя для наддува двигателя. Циклы установки с про-

долженным расширением, переменным и постоянным давлением газов перед турбиной представлены на рис. 3.2. Термический КПД циклов соответственно:

$$\eta_{11} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\rho \lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)};$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}.$$

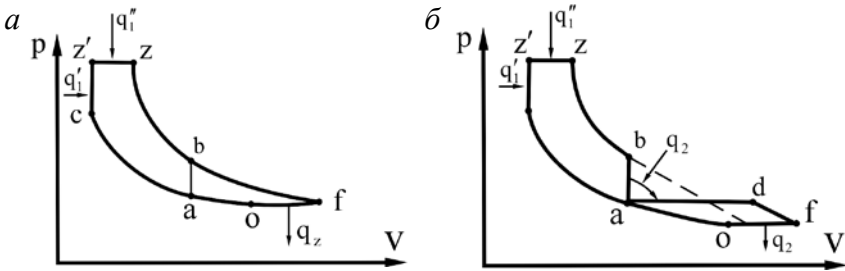


Рис. 3.2. – Цикл ДВС с турбонаддувом:

*a* – с переменным давлением газов перед турбиной; *б* – с постоянным давлением газов перед турбиной; *bf* – продолженное расширение газа на лопатках турбины; *fo* – отвод теплоты при  $p = \text{const}$ ; *oa* – адиабатное сжатие воздуха в нагнетателе;  $\varepsilon_0$  – общая степень сжатия

Из сравнения выражений для КПД обобщенного цикла и цикла с продолженным расширением газов видно, что КПД последнего выше. Это относится также к циклу с продолженным расширением, когда давление перед турбиной поддерживается постоянным и кинетическая энергия отработавших газов не используется на лопатках турбины (рис. 3.2, *б*).

### 3.2. Циклы газотурбинных установок (ГТУ)

#### Методические указания и методика расчета цикла

Основным назначением газотурбинной установки (ГТУ) является получение работы, которая может быть полезно использована по месту установки ГТУ (при осуществлении прямого привода насоса, компрессора и т. д.) или на удалении от нее (при приводе генератора и производстве электрической энергии). В связи с тем, что температура выхлопных газов из газовой турбины находится в диапазоне 420–600 °С, то дополнительным продуктом от ГТУ является тепловая энергия, которая может быть непосредственно использована для технологических целей (сушки материалов), нагрева воды или производства пара.

Основные элементы газотурбинной установки: компрессор (К), камера сгорания (КС), газовая турбина (ГТ) и приводное устройство (ПУ) (рис. 3.3).

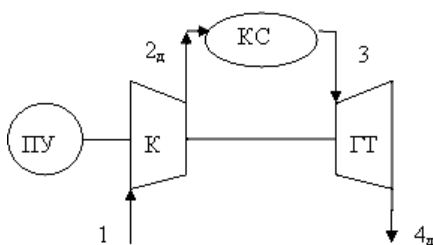


Рис. 3.3. – Принципиальная схема ГТУ

Процесс подвода теплоты к ГТУ в КС может происходить как в изобарном ( $p = \text{const}$ ), так и в изохорном процессах ( $v = \text{const}$ ). Основное распространение получили установки с изобарным подводом теплоты. Отвод теплоты может осуществляться только в изобарном процессе ( $p = \text{const}$ ).

Рабочее тело (атмосферный воздух) поступает в компрессор (К), в котором происходит его сжатие. Этот процесс характеризуется степенью сжатия  $\beta$

и адиабатным внутренним КПД компрессора  $\eta_{oi}^k$ , отражающим

процесс необратимости. Далее рабочее тело направляется в камеру сгорания (КС), где к нему подводится топливо (природный газ или

жидкие нефтепродукты). Процесс сгорания в КС характеризуется степенью повышения давления и температурой за камерой сгорания. Газ поступает в газовую турбину (ГТ), где происходит его расширение. В этом процессе производится работа, которая потребляется на привод компрессора и приводного устройства (ПУ). Процесс расширения в ГТ характеризуют температурой на выходе из нее  $T_{4д}$ , адиабатным внутренним КПД турбины  $\eta_{oi}^T$ , а также расходом рабочего тела  $G_{рт}$ .

На рис. 3.4. дан реальный термодинамический цикл ГТУ с необратимыми процессами сжатия в компрессоре и расширения в турбине.

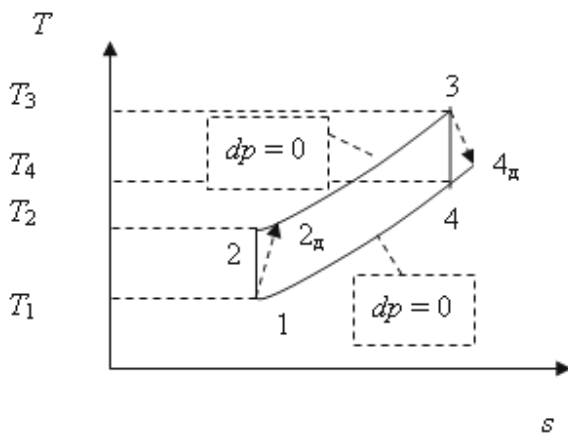


Рис. 3.4. – Изображение в  $T$ - $s$ -диаграмме цикла ГТУ с необратимыми процессами сжатия и расширения рабочего тела

Если в идеальном цикле ГТУ сжатие и расширение происходит в адиабатном процессе (сжатие 1–2 и расширение 3–4), то в реальном – политропном – с повышением температуры в точке  $2_d$  и точке  $4_d$ . В результате наличия трения кинетическая энергия движения тратится на увеличение температуры рабочего тела.

Основные расчетные формулы:

1)  $q_1 = c_p(T_3 - T_{2д})$ , кДж/кг – количество теплоты, подводимое с топливом (расчеты выполняются для удельного количества теплоты);

2)  $q_2 = c_p(T_{4д} - T_1)$ , кДж/кг – количество теплоты, отводимое от ГТУ;

3)  $l_к = h_2 - h_1 = c_p(T_{2д} - T_1)$ , кДж/кг – работа, потребляемая на валу компрессора;

4)  $l_м = h_4 - h_3 = c_p(T_{4д} - T_3)$ , кДж/кг – работа, развиваемая на валу газовой турбины;

5)  $\eta_{oi}^к = \frac{T_2 - T_1}{T_{2д} - T_1}$  – внутренний адиабатный КПД компрессора (К);

6)  $\eta_{oi}^т = \frac{T_3 - T_{4д}}{T_3 - T_4}$  – внутренний адиабатный КПД газовой турбины (ГТ);

7)  $\beta = \frac{p_2}{p_1}$  – степень повышения давления в компрессоре;

8)  $\rho = \frac{v_3}{v_2}$  – степень предварительного расширения в процессе изобарного подвода теплоты;

9)  $N_{гту} = Gl_ц$ , Вт – мощность газотурбинной установки;

10)  $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{\frac{T_3}{T_1} \eta_{oi}^к \eta_{oi}^т \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}}{\left[ \frac{\left(\frac{T_3}{T_1} - 1\right) \eta_{oi}^к}{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1} \right]^{-1}}$  – абсолютный внут-

ренний КПД цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты и учетом необратимости при сжатии/расширении.

## 4. ТЕРМОДИНАМИКА ПАРОВЫХ ЦИКЛОВ

### 4.1. Циклы паротурбинных установок

#### *Методические указания и методика расчета*

Проведем анализ цикла паротурбинной установки (рис. 4.1) с начальными параметрами пара  $p_1$  (МПа),  $t_1$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) и давлением в конденсаторе  $p_2$  (МПа). Введем промежуточный перегрев пара при давлении  $p'$  до температуры  $t'$ . Требуется найти  $\eta_t$  цикла с промежуточным перегревом и сравнить его с  $\eta_t$  цикла Ренкина до введения промежуточного перегрева пара, а также определить КПД цикла и удельный расход пара, если для подогрева питательной воды из турбины отбирался пар до введения промежуточного перегрева при давлении  $p_{\text{отб}}$  (МПа). Также необходимо оценить влияние промежуточного перегрева на конечную степень сухости пара в процессе расширения и эффективность использования регенеративного подогрева в цикле с отбором пара. Процессы расширения в турбине следует изобразить в  $h$ - $s$ -диаграмме.

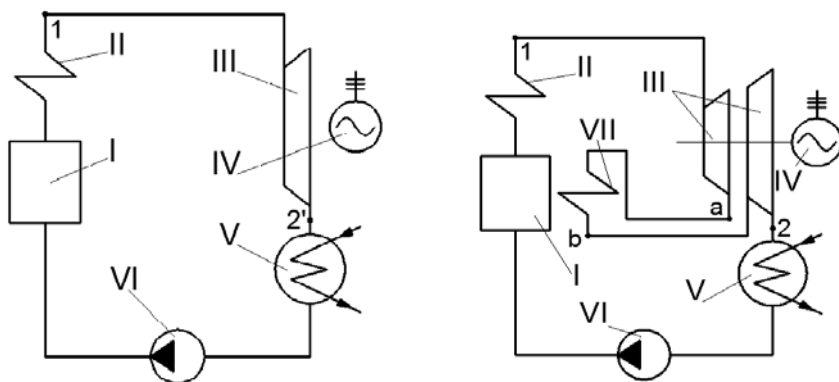


Рис. 4.1 – Паротурбинная установка: I – котел;  
II – пароперегреватель; III – паровая турбина;  
IV – электрогенератор; V – конденсатор; VI – насос;  
VII – вторичный пароперегреватель



КПД цикла с вторичным перегревом пара можно определить по формуле:

$$\eta_{t, \text{пер}} = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_2)}{(h_1 - h'_2) + (h_b - h_a)}.$$

По  $h$ - $s$ -диаграмме (рис. 4.2) для начальных параметров  $p_1$  и  $t_1$  находим энтальпию  $h_1$  (кДж/кг).

Процесс расширения адиабатный, поэтому опускаемся вертикально вниз до пересечения с изобарой  $p'$  и находим энтальпию в точке  $a - h_a$  (кДж/кг).

Далее по изобаре  $p'$  поднимаемся до пересечения с изотермой  $t'$  и получаем энтальпию в точке  $b - h_b$  (кДж/кг).

Затем по адиабате опускаемся до пересечения с изобарой  $p_2$  и находим энтальпию в точке  $2 - h_2$  (кДж/кг).

Энтальпия  $h'_2$  определяется по таблицам воды и водяного пара.

В результате находим термический КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом  $\eta_{t, \text{пер}}$ .

Конечная степень сухости:

$$x_2 = \frac{h_2 - h'_2}{h''_2 - h'_2},$$

где  $h'_2$  и  $h_2$  определяются по таблицам воды и водяного пара.

Для цикла Ренкина до введения промежуточного перегрева пара:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2},$$

где  $h_2''$  находим, опускаясь по адиабате из точки 1 до пересечения с изобарой  $p_2$ .

Степень сухости:

$$x_2 = \frac{h_2' - h'_2}{h_2'' - h'_2},$$

где  $h_2'$  и  $h_2''$  определяются по таблицам воды и водяного пара.

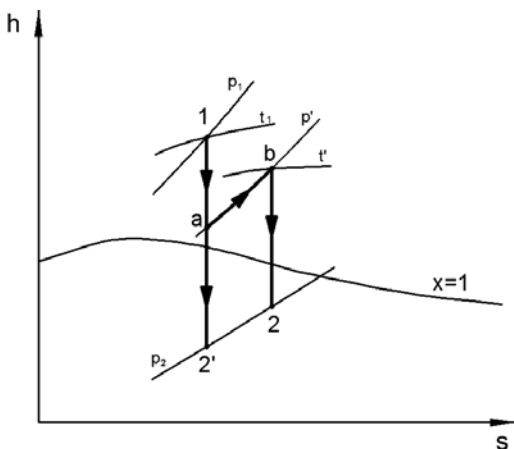


Рис. 4.2. – Процессы расширения в турбине

Термический КПД паросиловой установки с регенеративным теплообменником (рис. 4.3) будет определяться следующим образом:

$$\eta_{t, \text{рег}} = \frac{h_1 - h_2 - \alpha(h_{\text{отб}} - h_2)}{h_1 - h'_{\text{отб}}}$$

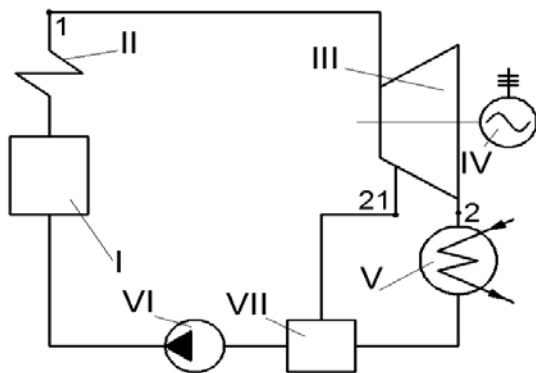


Рис. 4.3. – Паротурбинная установка с регенерацией: I – котел; II – пароперегреватель; III – паровая турбина; IV – электрогенератор; V – конденсатор; VI – насос; VII – регенеративный теплообменник

Значения энтальпий  $h_1$  и  $h_2 = h_2'$  (кДж/кг) берем из решения задачи выше. Затем, используя  $h-s$ -диаграмму (рис. 4.4), опускаясь из точки 1 до пересечения с изобарой  $p_{отб}$ , находим энтальпию в точке 21 –  $h_{отб}$  (кДж/кг).

Количество отобранного пара:

$$\alpha = \frac{h'_{отб} - h'_2}{h_{отб} - h'_2},$$

где  $h'_2$  и  $h'_{отб}$  определяются по таблицам воды и водяного пара.

Рассчитываем термический КПД –  $\eta_{t,пер}$

Удельный расход пара в регенеративном цикле:

$$d_{пер} = \frac{3600}{h_1 - h_2 - \alpha(h_{отб} - h_2)}, \text{ кг/(кВт} \cdot \text{ч)}.$$

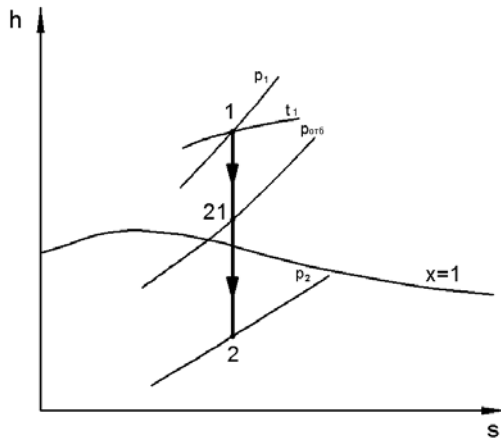


Рис. 4.4. – Процессы расширения в турбине в регенеративном цикле

**Вывод:** Промежуточный перегрев позволяет повысить степень сухости пара, что приводит к увеличению КПД паротурбинной установки и повышению долговечности лопаток турбины, так как чем больше

степень сухости пара, тем меньше коррозии на лопатках турбины. Регенеративный цикл является эффективным способом повышения КПД паротурбинных установок, увеличивающим КПД цикла в среднем на 10–12 % по сравнению с циклом Ренкина без регенерации.

## 4.2. Истечение водяного пара из сопел

### *Методические указания и методика расчета*

Постановка задачи состоит в следующем. Требуется определить теоретическую скорость истечения водяного пара из сужающегося сопла (рис. 4.5, *а*) –  $\omega'_2$  – и из сопла Лавалья (рис. 4.5, *б*) –  $\omega''_2$  – в среду с давлением  $p_2$  (МПа), если абсолютное давление пара на входе в сопло –  $p_1$  (МПа), температура пара на входе в сопло –  $t_1$  (°С). Сделать выводы об эффективности использования сопла Лавалья. Также определить действительную скорость истечения пара из сопла Лавалья ( $\omega''_{2д}$ ) и определить его основные размеры (при действительном истечении), если расход пара –  $M$  (кг/с), скоростной коэффициент сопла –  $\phi$ , а угол конусности расширяющейся части сопла –  $\alpha$ . Действительный процесс изобразить в масштабе. Задачу решить с помощью таблиц водяного пара и/или  $h$ - $s$ -диаграммы.

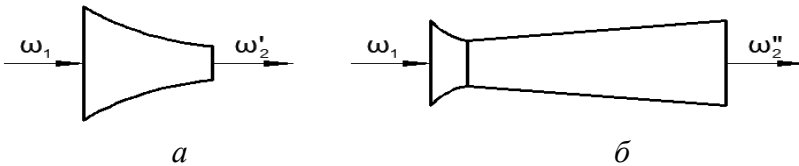


Рис. 4.5. – Схема сопел: *а* – сужающееся сопло; *б* – сопло Лавалья

Определим режим истечения пара из сужающегося сопла. В случае, когда отношение  $\frac{p_2}{p_1} \leq p_{кр}$ , скорость истечения из сужающегося сопла можно определить по формуле:

$$\omega'_2 = \sqrt{2(h_1 - h_{кр})}.$$

Если  $\frac{p_2}{p_1} > p_{кр}$ , скорость определяется по формуле:

$$\omega'_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}.$$

Из соотношения  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр} = 0,546$  (для трехатомных газов и пара)

находим давление:

$$p_{кр} = 0,546 p_1.$$

По  $h$ - $s$ -диаграмме (рис. 4.6) для начальных параметров  $p_1$  и  $t_1$  находим энтальпию в точке 1 –  $h_1$  (кДж/кг).

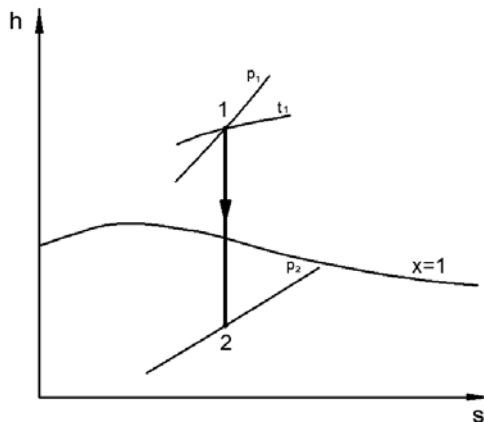


Рис. 4.6. – Изображение процесса в  $h$ - $s$ -диаграмме для сужающегося сопла

Затем опускаемся по адиабате до пересечения с изобарой  $p_{кр}$  или  $p_2$  и определяем энтальпию –  $h_{кр}$  или  $h_2$  (Дж/кг).

Получаем скорость истечения из сужающегося сопла –  $\omega'_2$  (м/с).

Скорость  $\omega'_2$  в свою очередь будет равна скорости истечения в минимальном сечении сопла Лаваля.

Скорость истечения на выходе из сопла Лавалия определяется по формуле:

$$\omega_2'' = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2)},$$

где  $h_2$  – энтальпия пара в точке 2.

Чтобы найти энтальпию  $h_2$ , из точки 1 опускаемся по адиабате до пересечения с изобарой  $p_2$  (рис. 4.7).

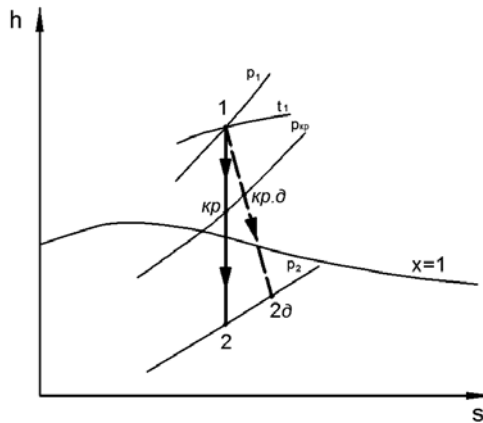


Рис. 4.7. – Изображение процесса в  $h$ - $s$ -диаграмме для сопла Лавалия

Определяем  $\omega_2''$  (м/с).

Сопло Лавалия позволяет повысить скорость истечения пара.

Теперь рассчитаем сопло Лавалия при действительном истечении пара. Действительную скорость истечения на выходе из сопла Лавалия можем найти по формуле:

$$\omega_{2д}'' = \varphi \cdot \omega_2'',$$

где  $\varphi$  – скоростной коэффициент сопла Лавалия.

Коэффициент потери энергии в сопле:

$$\xi = 1 - \varphi^2.$$

Тогда, т. к.  $\xi = \frac{h_{2д} - h_2}{h_1 - h_2}$ , то энтальпия пара в конце действительного процесса истечения  $h_{2д}$  равна:

$$h_{2д} = \xi(h_1 - h_2) + h_2, \text{ кДж/кг.}$$

Зная энтальпию  $h_{2д}$  и давление среды  $p_2$ , используя  $h$ - $s$ -диаграмму, можем определить удельный объем пара  $v_{2д}$  ( $\text{м}^3/\text{кг}$ ).

Действительную скорость истечения в критическом сечении сопла Лаваля  $\omega''_{кр}$  ( $\text{м/с}$ ) можем найти по формуле:

$$\omega''_{кр} = \varphi \cdot \omega'_2.$$

Минимальное сечение сопла Лаваля (рис. 4.8) можем найти по формуле:

$$f_{\min} = \frac{M \cdot v_{кр.д}}{\omega''_{кр}}, \text{ м}^2,$$

где  $v_{кр.д}$  – удельный объем пара при давлении  $p_{кр}$  – определяется по  $h$ - $s$ -диаграмме (действительный процесс),  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Теперь можем определить диаметр, он равен:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\min}}{\pi}}, \text{ м.}$$

Тогда выходное сечение:

$$f_{\max} = \frac{M \cdot v_{2д}}{\omega''_{2д}}, \text{ м}^2,$$

а диаметр:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\max}}{\pi}}, \text{ м.}$$

Длина расширяющейся части сопла Лавalia:

$$l = \frac{d - d_{\min}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \text{ м.}$$

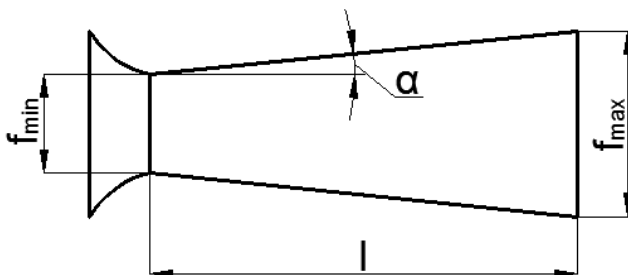


Рис. 4.8. – Основные размеры сопла Лавalia

*Примечание.* Сопло Лавalia позволяет значительно увеличить скорость истечения пара по сравнению с сужающимся соплом даже при учете реального режима истечения пара.

### 4.3. Циклы холодильных установок

#### *Методические указания и методика расчета*

Для расчета теоретического рабочего цикла паровой холодильной компрессионной машины необходимо знать следующие температуры: температуру кипения холодильного агента в испарителе  $T_0$ , конденсации  $T$  и переохлаждения жидкости перед регулирующим вентилем  $T_n$ . Эти температуры устанавливают в зависимости от



температуры охлаждаемого помещения и температуры внешней среды (охлаждающей воды или воздуха).

Температура кипения  $T_0$  при непосредственном охлаждении холодильным агентом бывает на 8–10 °С ниже температуры воздуха охлаждаемых камер. При охлаждении промежуточным теплоносителем (рассолом) температура  $T_0$  должна быть на 5–7 °С ниже температуры воздуха камер. Температура конденсации  $T$  должна быть на 8–10 °С выше температуры воды, поступающей на конденсатор, а температура переохлаждения  $T_n$  на 3–4 °С выше температуры поступающей воды.

Наметив основные температуры, можно построить теоретический цикл и рассчитать его, определить теоретическую холодопроизводительность 1 кг холодильного агента, затрату работы в компрессоре и другие связанные с ними величины.

На рис. 4.9 представлена схема паровой холодильной компрессионной машины. Необходимо обратить внимание на процесс переохлаждения, осуществляемый в специальном аппарате – переохладителе. В результате переохлаждения содержание теплоты в жидком хладагенте уменьшается, что соответствует увеличению холодопроизводительности, т. к. снижается бесполезное парообразование в процессе дросселирования.

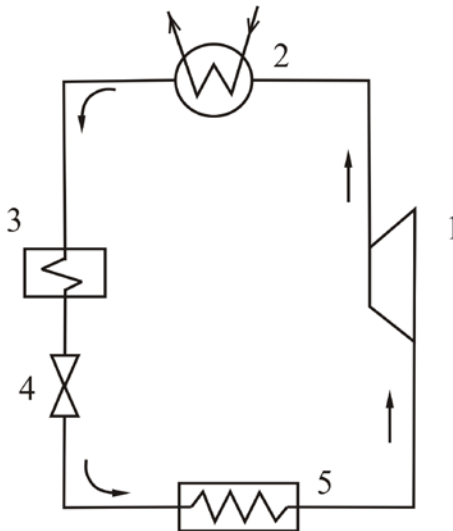


Рис. 4.9. – Схема холодильной компрессионной машины

Для построения теоретического рабочего цикла паровой холодильной компрессионной машины используются термодинамические диаграммы. В практических расчетах используются  $T-s$ - и  $p-h$ -диаграммы, которые построены для наиболее широко применяемых хладагентов. На рис. 4.10 и 4.11 осуществлено построение теоретических рабочих циклов паровой холодильной компрессионной машины.

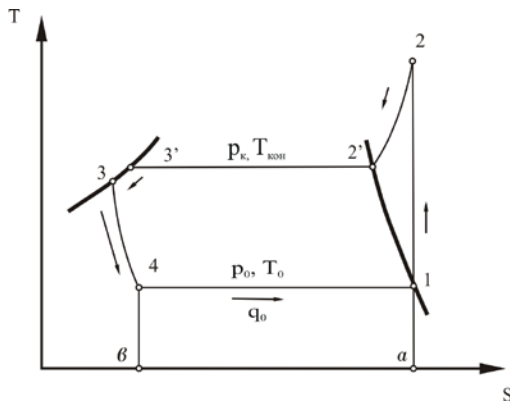


Рис. 4.10 – Теоретический цикл паровой холодильной компрессионной машины в  $T-s$ -координатах

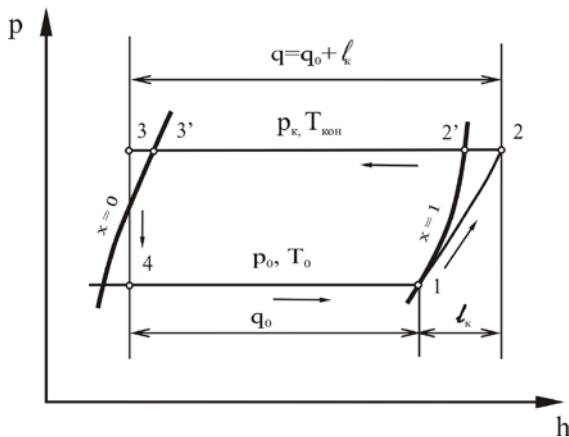


Рис. 4.11 – Теоретический цикл паровой холодильной компрессионной машины в  $p$ - $h$ -координатах

Циклы включают следующие термодинамические процессы: 1–2 – адиабатное сжатие хладагента в компрессоре (в области перегретого пара); 2–2' – изобарный процесс охлаждения перегретого пара при выходе из компрессора до температуры конденсации  $T_{\text{кон}}$ ; 2'–3' – изобарно-изотермический процесс конденсации хладагента в конденсаторе; 3'–3 – переохлаждение хладагента по отношению к температуре конденсации  $T_{\text{кон}}$ ; 3–4 – изохорный процесс дросселирования, протекающий без отдачи внешней работы во внешнюю среду; 4–1 – изобарно-изотермический процесс испарения (кипения) хладагента в испарителе холодильной машины. Следует обратить внимание на отличительную особенность  $p$ - $h$ -диаграммы, на которой основные расчетные величины измеряются отрезками прямых ( $\Delta h$ ) на оси абсцисс ( $h$ ).

#### *Расчет холодильного оборудования*

Полная тепловая нагрузка на конденсатор  $Q$  включает в себя теплоту, снимаемую в трех зонах: охлаждения перегретого пара, конденсации пара и переохлаждения жидкости. Переохлаждение жидкости производится в отдельном аппарате – переохладителе, который рассчитывается отдельно. Тепловая нагрузка зоны переохлаждения мала и составляет 2–5 % нагрузки конденсатора. Поверхность нагрева конденсатора рассчитывается по формуле:

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta T},$$

где  $\Delta T$  – среднелогарифмическая разность температур между рабочим веществом и охлаждающей жидкостью (температурный напор), °C;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·K);  $Q_k$  – тепловая нагрузка конденсатора, Вт.

Величина  $Q_k$  может быть определена за вычетом тепловой нагрузки переохладителя по уравнению:

$$Q_k = Q - [m(h_{3'} - h_3)].$$

Температурный напор  $\Delta T$  равен:

$$\Delta T = \frac{(T_k - T_{\text{охл}}) - (T_k - T_n)}{\ln \frac{T_k - T_{\text{охл}}}{T_k - T_n}},$$

или

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta T_{\text{max}}}{\Delta T_{\text{min}}}}.$$

Выбираем конденсатор по каталогу и коэффициент теплопередачи для заданных условий [14].

Расход охлаждающей воды на конденсатор:

$$m = \frac{Q_k}{p \cdot c \cdot (T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}})}.$$

Для расчета испарителя воспользуемся формулой:

$$F = \frac{Q_0}{(k \cdot \Delta T)},$$

где  $Q_0$  – расчетная холодопроизводительность;

$\Delta T$  – среднелогарифмическая разность температур между циркулирующим рассолом и холодильным агентом;

$k$  – коэффициент теплопередачи, который выбирается на основании практических данных.

Из таблицы по расчетным значениям  $F$  и  $k$  [14] выбираем тип и конструкцию испарителя.

#### *Методика расчета холодильной установки*

Решить задачу в следующей постановке. Рассчитать компрессионную холодильную установку при следующих исходных данных:

– хладагент;

- холодопроизводительность установки  $Q_0$ , кВт;
- температура испарения хладагента  $T_0$ , °С;
- температура конденсации  $T_k$ , °С;
- переохлаждение конденсата  $\Delta T_n$ , °С.

При расчете принять: удельную теплоемкость воды  $c = 4,19$  кДж/(кг·К), рассола  $c_p = 5,0$  кДж/(кг·К), перепад температур воды на входе и выходе из конденсатора  $\Delta T_b = 10$  °С, рассола на входе и выходе из испарителя  $\Delta T_p = 5$  °С.

Определить: параметры хладагента ( $p$ ,  $T$ ,  $h$ ) в характерных точках цикла; удельный объем пара, всасываемого компрессором; удельную массовую и объемную холодопроизводительности  $q_0$ ,  $q_v$ ; удельную работу сжатия в компрессоре  $l_k$ ; теоретическую, индикаторную и эффективную мощности компрессора  $N_k$ ,  $N_i$ ,  $N_e$ ; теоретический и действительный холодильные коэффициенты  $\varepsilon_{\text{теор}}$ ,  $\varepsilon_{\text{д}}$ .

По полученной холодопроизводительности при стандартных условиях из таблиц подобрать тип компрессора. Дать описание технологической схемы холодильной установки и выбрать холодильное оборудование.

### *Методические указания к расчету холодильной установки*

Определяются следующие характеристики установки.

1. Параметры хладагента ( $p$ ,  $T$ ,  $h$ ) в характерных точках цикла и удельный объем  $v_1$  всасываемых паров (из  $T$ - $s$ -диаграммы хладагента).
2. Удельная массовая и объемная холодопроизводительности  $q_0$  и  $q_v$  по формулам соответственно:

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг};$$

$$q_v = q_0 / v_1, \text{ кДж/м}^3.$$

3. Масса хладагента, циркулирующего в системе:

$$m = Q_0 / q_0, \text{ кг/с}.$$

4. Действительный объем, описанный поршнем (для поршневых компрессоров):

$$V_d = v_1 \cdot m, \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Теоретическая работа сжатия в компрессоре:

$$l_k = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}.$$

6. Расход охлаждающей воды в компрессоре:

$$m_b = m \cdot [(h_2 - h_{2'}) + r_{2'-3}] / c_b \cdot \Delta T_b, \text{ кг/с}.$$

7. Удельная теплота парообразования:

$$r_{2'-3} = h_{2'} - h_3, \text{ кДж/кг}.$$

8. Удельное количество теплоты, отдаваемой хладагентом в конденсаторе:

$$q = q_0 + l_k, \text{ кДж/кг}.$$

9. Количество рассола, циркулирующего в холодильных камерах:

$$m_p = Q_0 / c_p \cdot \Delta T_p, \text{ кг/с}.$$

10. Теоретическая мощность компрессора:

$$N_k = l_k \cdot m, \text{ кВт}.$$

11. Индикаторная мощность:

$$N_i = \frac{N_k}{\eta_i}, \text{ кВт},$$

где  $\eta_i$  – индикаторный КПД, равный  $\eta_i = \lambda_{\omega} + \varepsilon \cdot T_0$ , коэффициент подогрева  $\lambda_{\omega} = T_0 / T_k$ ;  $T_0 = (T_0 + 273,15)\text{К}$ ;  $T_k = (T_k + 273,15)\text{К}$ ;  
 $\varepsilon = 0,001$  – для аммиачных вертикальных простого действия;  
 $\varepsilon = 0,0025$  – для фреоновых вертикальных простого действия.  
 12. Эффективная мощность:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}}, \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{мех}}$  – механический КПД,  $\eta_{\text{мех}} = 0,8\text{--}0,9$ .

13. Мощность электродвигателя для привода компрессора:

$$N_{\text{э}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{э}}}, \text{ кВт},$$

где  $\eta_{\text{э}}$  – электрический КПД,  $\eta_{\text{э}} = 0,9$ .

14. Теоретический холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_{\text{теор}} = \frac{q_0}{l_k}.$$

15. Действительный холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_{\text{д}} = \varepsilon_{\text{теор}} \cdot \eta_i \cdot \eta_{\text{мех}}.$$

16. Для подбора компрессора необходимо заданную холодопроизводительность пересчитать на стандартную.  
 Для стандартных условий:

$$T_0 = -15 \text{ }^\circ\text{C}; T_k = 30 \text{ }^\circ\text{C}; T_n = 25 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$Q_{\text{ст}} = Q_0 \frac{q_{\text{вст}} \cdot \lambda_{\text{ст}}}{q_{\text{в}} \cdot \lambda}, \text{ кВт},$$

где  $\lambda$  – коэффициент подачи, равный  $\lambda = \lambda_{\text{в}} \cdot \lambda_{\omega} \cdot \lambda_{\text{н}}$ ;

$\lambda_{\text{в}}$  – объемный коэффициент компрессора, равный

$$\lambda_{\text{в}} = 1 - C \left( \frac{p_{\text{к}}}{p_0} - 1 \right); C = V_{\text{с}} / V_{\text{д}} \text{ – отношение объема вредного про-}$$

странства к действительному объему, в расчете принять  $C = 5 \%$ ;

$\lambda_{\text{н}}$  – коэффициент неплотности, принять  $\lambda_{\text{н}} = 0,95\text{--}0,98$

По полученной холодопроизводительности для стандартных условий из таблиц подбирают тип компрессора.



## 5. ТИПОВЫЕ ЗАДАЧИ ТЕРМОДИНАМИКИ С РЕШЕНИЯМИ

### 5.1. Расчет цикла ДВС

Для идеального цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом тепла следует определить параметры рабочего тела в характерных точках, термический КПД, количество отведенной теплоты, полезную работу и степень заполнения цикла, если начальные параметры рабочего тела  $p_1 = 0,1$  МПа и  $T_1 = 25$  °С, степень сжатия  $\varepsilon = 8$ , степень повышения давления  $\lambda = 2,5$  и степень предварительного расширения  $\rho = 1,3$ . Данный цикл ДВС изображен в  $p-v$ - и  $T-s$ -координатах на рис. 3.1, где для характерных точек цикла приняты буквенные обозначения, соответственно т. 1 ( $a$ ), т. 2 ( $c$ ), т. 3 ( $z'$ ), т. 4 ( $z$ ), т. 5 ( $b$ ).

Решение:

Параметры точки 1:  $p_1 = 0,1$  МПа;  $T_1 = 25$  °С;

$$v_1 = \frac{R_{\text{возд}} \cdot T_1}{p_1} = \frac{287 \cdot (25 + 273)}{0,1 \cdot 10^6} = 0,855 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$\text{где } R_{\text{возд}} = \frac{R}{\mu_{\text{возд}}} = \frac{8314}{28,9} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Параметры точки 2: т. к. степень сжатия  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 8$ , то

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,855}{8} = 0,1069 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

температура в конце адиабатного сжатия

$$T_2 = T_1 \left( \frac{\nu_1}{\nu_2} \right)^{k-1} = 298 \cdot (8)^{1,4-1} = 685 \text{ К},$$

давление в конце адиабатного сжатия

$$p_2 = \frac{R \cdot T_2}{\nu_2} = \frac{287 \cdot 685}{0,1069 \cdot 10^6} = 1,84 \text{ МПа}.$$

Параметры точки 3: из соотношения параметров в изохорном процессе получаем

$$\nu_3 = 0,1069 \frac{\text{М}^3}{\text{кг}}; p_3 = p_2 \cdot \lambda = 1,84 \cdot 2,5 = 4,6 \text{ МПа};$$

$$T_3 = T_2 \cdot \lambda = 685 \cdot 2,5 = 1712,5 \text{ К}.$$

Параметры точки 4: из соотношения параметров в изобарном процессе получаем

$$p_4 = 4,6 \text{ МПа}; \quad \nu_4 = \nu_3 \cdot \rho = 0,1069 \cdot 1,3 = 0,13897 \frac{\text{М}^3}{\text{кг}};$$

$$T_4 = T_3 \cdot \rho = 1712,5 \cdot 1,3 = 2226 \text{ К}.$$

Параметры точки 5:  $\nu_5 = \nu_1 = 0,855 \frac{\text{М}^3}{\text{кг}}$ , давление в конце адиабатного расширения

$$\frac{p_4}{p_5} = \left( \frac{\nu_4}{\nu_5} \right)^k = \left( \frac{\nu_1}{\nu_4} \right)^k = \left( \frac{0,855}{0,13897} \right)^k = 12,73;$$

$$p_5 = \frac{4,6}{12,73} = 0,361 \text{ МПа}.$$

Температура в конце адиабатного расширения

$$T_5 = T_1 \left( \frac{p_5}{p_1} \right) = 298 \left( \frac{0,361}{0,1} \right) = 1076 \text{ К.}$$

Определим удельное количество подведенной теплоты:

$$q'_1 = c_v (T_3 - T_2) = 0,72(1712,5 - 685) = 739,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \text{ где } c_v = 0,72 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$q''_1 = c_p (T_4 - T_3) = 1,01(2226 - 1712,5) = 518,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \text{ где } c_p = 1,01 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Определим удельное количество отведенной теплоты

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1) = 0,72(1076 - 298) = 560 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Полезная удельная работа:

$$\begin{aligned} l' &= l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = p_3 \left( \frac{v_4}{v_3} \right) + \\ &+ \left( \frac{1}{k-1} \cdot (p_4 \cdot v_4 - p_5 \cdot v_5) \right) - \left( \frac{1}{k-1} \right) (p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1) \\ l' &= l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}} = 4,6 \cdot 10^6 \left( \frac{0,13897}{0,1069} \right) + \\ &+ \left( \frac{1}{1,4-1} \cdot (4,6 \cdot 10^6 \cdot 0,13897 - 0,361 \cdot 10^6 \cdot 0,855) \right) - \\ &- \left( \frac{1}{1,4-1} \right) (1,84 \cdot 10^6 \cdot 0,1069 - 0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,855) = 6,528 \cdot 10^6 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Полезно используемое удельное количество теплоты:

$$l_{\text{ц}} = q'_1 + q''_1 - q_2 = 739,8 + 518,6 - 560 = 698,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$\text{Термический КПД цикла: } \eta_t = \frac{l_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{698,4}{739,8 + 518,6} = 0,55.$$

Для расчета степени заполнения цикла воспользуемся следующей формулой:

$$k_{\text{зц}} = \frac{l_{\text{ц}}}{l_{\text{к}}},$$

где  $l_{\text{ц}}$  – работа цикла поршневого двигателя;

$l_{\text{к}}$  – работа цикла Карно, заключенного в интервале температур  $\Delta T = T_1 - T_4$  цикла поршневого двигателя.

Работа цикла Карно находится по формуле:

$$l_{\text{к}} = q'_1 - q'_2,$$

где  $q'_1$  и  $q'_2$  соответственно удельное количество подведенной и отведенной теплоты в цикле Карно, которое находится из следующих уравнений:

$$q'_1 = \Delta S_{2'-4} \cdot T_4 \text{ и } q'_2 = \Delta S_{1-4'} \cdot T_1,$$

где  $\Delta S_{2'-4}$  и  $\Delta S_{1-4'}$  – соответственно изменение удельных энтропий воздуха в процессах 2'–4 и 1–4'.

Изменение удельной энтропии воздуха найдем по следующим формулам:

$$\Delta S_{2'-4} = R_{\text{возд}} \cdot \ln\left(\frac{\nu_4}{\nu_2'}\right) \text{ и } \Delta S_{1-4'} = R_{\text{возд}} \cdot \ln\left(\frac{\nu_4'}{\nu_1}\right),$$

где  $\nu_4, \nu_2', \nu_4', \nu_1$  – удельные объемы воздуха соответственно в точках 4, 2', 4', 1.

Процесс 1–2' является адиабатным, поэтому для него справедливо следующее соотношение:

$$\frac{T_1}{T_2'} = \left(\frac{\nu_2'}{\nu_1}\right)^{k-1}, \text{ т. е. } \left(\frac{T_1}{T_2'}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{\nu_2'}{\nu_1}.$$

Так как процесс 2'–4 является изотермическим, то  $T_{2'} = T_4$ .

$$\left(\frac{T_1}{T_4}\right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{\nu_2'}{\nu_1}.$$

Вычисляем удельный объем воздуха в точке 2':

$$\nu_2' = \nu_1 \cdot \left(\frac{T_1}{T_4}\right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,855 \cdot \left(\frac{298}{2226}\right)^{\frac{1}{1,4-1}} = 0,0056 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Процесс 4–4' тоже является адиабатным, поэтому имеем:

$$\left(\frac{T_4}{T_4'}\right) = \left(\frac{\nu_4'}{\nu_4}\right)^{k-1}, \text{ т. е. } \left(\frac{\nu_4'}{\nu_4}\right) = \left(\frac{T_4}{T_4'}\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Так как процесс 1–4' является изотермическим, то  $T_{4'} = T_1$ .

$$\left(\frac{v'_4}{v_4}\right) = \left(\frac{T_4}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Вычисляем удельный объем воздуха в точке 2':

$$v'_4 = v_4 \left(\frac{T_4}{T_1}\right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,13897 \left(\frac{2226}{298}\right)^{\frac{1}{1,4-1}} = 21,2 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Вычисляем изменение удельных энтропий воздуха:

$$\Delta S_{2'-4} = R_{\text{возд}} \cdot \ln\left(\frac{v_4}{v'_2}\right) = 287 \cdot \ln\left(\frac{0,13897}{0,0056}\right) = 921,7 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

$$\Delta S_{1-4'} = R_{\text{возд}} \cdot \ln\left(\frac{v'_4}{v_1}\right) = 287 \cdot \ln\left(\frac{21,2}{0,855}\right) = 921,4 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Подставляем полученные значения изменения удельных энтропий в выражениях для  $q'_1$  и  $q'_2$ :

$$q'_1 = \Delta S_{2'-4} \cdot T_4 = 921,7 \cdot 2226 = 2052 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q'_2 = \Delta S_{1-4'} \cdot T_1 = 921,4 \cdot 298 = 275 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Полученные значения подведенного и отведенного удельного количества теплоты подставляем в выражение работы  $l_{\text{к}}$  цикла Карно:

$$l_{\text{к}} = q'_1 - q'_2 = 2052 - 275 = 1777 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Рассчитываем степень заполнения цикла  $k_{\text{зц}}$  :

$$k_{\text{зц}} = \frac{l_{\text{ц}}}{l_{\text{к}}} = \frac{698,4}{1777} = 0,39.$$

Параметры рабочего тела в характерных точках цикла:

точка 1:  $p_1 = 0,1$  МПа;  $\nu_1 = 0855$  м<sup>3</sup>/кг;  $T_1 = 298$  К;

точка 2:  $p_2 = 1,84$  МПа;  $\nu_2 = 0,1069$  м<sup>3</sup>/кг;  $T_2 = 685$  К;

точка 3:  $p_3 = 4,6$  МПа;  $\nu_3 = 0,1069$  м<sup>3</sup>/кг;  $T_3 = 1712,5$  К;

точка 4:  $p_4 = 4,6$  МПа;  $\nu_4 = 0,13897$  м<sup>3</sup>/кг;  $T_4 = 2226$  К;

точка 5:  $p_5 = 0,361$  МПа;  $\nu_5 = 0855$  м<sup>3</sup>/кг;  $T_3 = 1076$  К.

## 5.2. Расчет цикла ГТУ

Газотурбинная установка работает с изобарным подводом теплоты. Параметры окружающей среды, поступающей на компрессор: температура  $t_1 = 15$  °С; давление  $p_1 = 0,098$  МПа. Параметры рабочего тела за газовой турбиной: температура  $t_{4\text{д}} = 550$  °С; расход  $G = 127$  кг/с. Степень повышения давления  $\beta = 19$ .

Мощность на валу ГТУ  $N_{\text{ГТУ}} = 47$  МВт. Рабочее тело – воздух. Сжатие и расширение рабочего тела происходит необратимо. Относительный внутренний КПД компрессора  $\eta_{oi}^{\text{к}} = 0,81$ , турбины  $\eta_{oi}^{\text{т}} = 0,86$ . КПД генератора 97,5 %; редукторной передачи – 99 %. Низшая теплотворная способность топлива – 33,4 МДж/м<sup>3</sup>.

Определить:

- 1) количество теплоты подводимое и отводимое от ГТУ;
- 2) электрический КПД газотурбинной установки;
- 3) расход топлива;
- 4) термодинамические параметры (температура, давление, удельный объем) всех точек цикла.

Решение:

Цикл данной газотурбинной установки изображен на рис. 3.4.  
Рассчитаем количество теплоты, отводимой от ГТУ ( $q_2$ ):

$$q_2 = c_p (t_{4д} - t_1) = 1,088 (550 - 15) = 582 \text{ кДж/кг},$$

где  $c_p = 1,088 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°C)}$ .

Рассчитаем количество теплоты, подводимой к ГТУ ( $q_1$ ):

$$N_{\text{ГТУ}} = G l_{\text{ц}}, \text{ МВт};$$

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2, \text{ кДж/кг};$$

$$q_1 = \frac{N_{\text{ГТУ}}}{G} + q_2 = \frac{47000}{127} + 582 = 952 \text{ кДж/кг}.$$

Определим расход топлива на ГТУ:

$$b_{\text{T}} = \frac{Q_1}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{q_1 \cdot G}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{952 \cdot 127}{33400} = 3,62 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определим электрический КПД установки:

$$\eta_{\text{э}} = \left(1 - \frac{q_2}{q_1}\right) \eta_{\text{Г}} \eta_{\text{P}} = \left(1 - \frac{582}{952}\right) \times$$

$$\times 0,975 \cdot 0,99 = 0,375 = 37,5 \text{ \%}.$$



Определим термодинамические параметры всех точек цикла:

а) точка 1:

$$p_1 = 0,098 \text{ МПа}; \quad T_1 = 288 \text{ К.}$$

$p_1 v_1 = RT_1$  – уравнение Менделеева–Клапейрона,

где  $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – газовая постоянная для воздуха.

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 288}{98000} = 0,843 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

б) точка 2:

$$p_2 = \beta p_1 = 19 \cdot 0,098 = 1,862 \text{ МПа.}$$

$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$  – уравнение Клапейрона.

$$v_2 = \frac{v_1}{\beta^{\frac{1}{k}}} = \frac{0,843}{19^{\frac{1}{1,4}}} = 0,103 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R} = \frac{1,862 \cdot 0,103}{287} = 668 \text{ К.}$$

в) точка 2д:

$$p_{2д} = p_2 = 1,862 \text{ МПа.}$$

$$T_{2д} = T_1 \left( 1 + \frac{\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{oi}^k} \right) = 288 \cdot \left( 1 + \frac{19^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{0,81} \right) = 757 \text{ К.}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 757}{1862000} = 0,117 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

г) точка 3:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_{2д});$$

$$T_3 = \frac{q_1}{c_p} + T_{2д} = \frac{952}{1,160} + 757 = 1577 \text{ К},$$

где  $c_p = 1,160 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})$ .

д) точка 4д:

$$p_{4д} = p_4 = 0,098 \text{ МПа}; \quad T_{4д} = 823 \text{ К}.$$

$$v_{4д} = \frac{RT_{4д}}{p_{4д}} = \frac{287 \cdot 823}{98000} = 2,410 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

### 5.3. Расчет цикла паротурбинной установки

В паротурбинной установке с начальными параметрами пара  $p_1 = 14 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 550 \text{ }^\circ\text{С}$  и давлением в конденсаторе  $p_2 = 0,018 \text{ МПа}$  был введен промежуточный перегрев пара при давлении  $p' = 19 \text{ бар}$  до температуры  $t' = 450 \text{ }^\circ\text{С}$ . Необходимо найти  $\eta_t$  цикла с промежуточным перегревом и сравнить его с  $\eta_t$  цикла Ренкина до введения промежуточного перегрева пара, а также определить КПД цикла и удельный расход пара, если для подогрева питательной воды из турбины отбирался пар до введения промежуточного перегрева при давлении  $p_{отб} = 3 \text{ МПа}$ . Также следует оценить влияние промежуточного перегрева на конечную степень сухости пара в процессе расширения и эффективность использования регенеративного подогрева в цикле с отбором пара. Процессы расширения в турбине изобразить в  $h-s$ -диаграмме.

Решение:

КПД цикла со вторичным перегревом пара можно определить по формуле:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_a) + (h_b - h_2)}{(h_1 - h'_2) + (h_b - h_a)}.$$

По  $h$ - $s$ -диаграмме (рис. 5.1) для начальных параметров  $p_1 = 14$  МПа и  $t_1 = 550$  °С находим энтальпию:

$$h_1 = 3461 \text{ кДж/кг.}$$

Процесс расширения адиабатный, поэтому опускаемся вертикально вниз до пересечения с изобарой  $p' = 19$  бар и находим энтальпию в точке  $a$ :

$$h_a = 2901 \text{ кДж/кг.}$$

Далее по изобаре  $p' = 19$  бар поднимаемся до пересечения с изотермой  $t' = 450$  °С и получаем энтальпию в точке  $b$ :

$$h_b = 3359 \text{ кДж/кг.}$$

Затем по адиабате опускаемся до пересечения с изобарой  $p_2 = 18$  кПа и находим энтальпию в точке 2:

$$h_2 = 2396 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия  $h'_2 = 241,95$  кДж/кг (по таблицам воды и водяного пара).

Тогда термический КПД цикла Ренкина с промежуточным перегревом:

$$\eta_{t,\text{пер}} = \frac{(3461 - 2901) + (3359 - 2396)}{(3461 - 241,95) + (3359 - 2901)} = 0,414.$$

Конечная степень сухости:

$$x_2 = \frac{h_2 - h'_2}{h''_2 - h'_2},$$

где  $h''_2 = 2605$  кДж/кг.

Получаем:

$$x_2 = \frac{2396 - 241,95}{2605 - 241,95} = 0,911.$$

Для цикла Ренкина до введения промежуточного перегрева пара:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_{2'}}{h_1 - h'_2},$$

где  $h_{2'}$  находим, опускаясь по адиабате из точки 1 до пересечения с изобарой  $p_2 = 18$  кПа. Получаем  $h_{2'} = 2149$  кДж/кг. Тогда:

$$\eta_t = \frac{3461 - 2149}{3461 - 241,95} = 0,407.$$

Степень сухости:

$$x_{2'} = \frac{h_{2'} - h'_2}{h''_2 - h'_2} = \frac{2149 - 241,95}{2605 - 241,95} = 0,807.$$

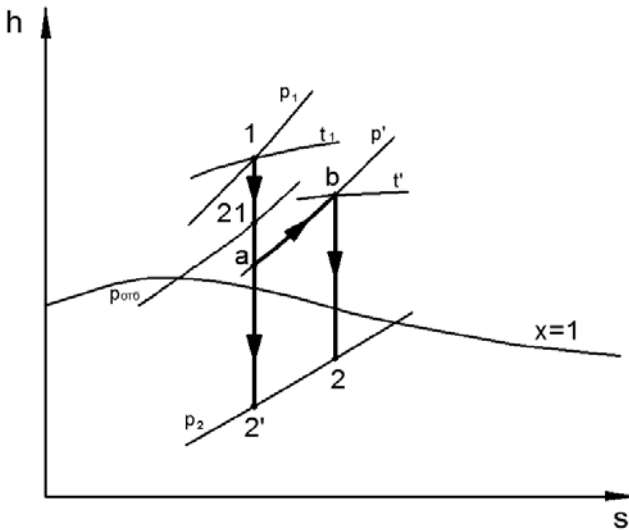


Рис. 5.1 – Фрагмент  $h$ - $s$ -диаграммы

Термический КПД паросиловой установки с регенеративным теплообменником будет определяться следующим образом:

$$\eta_{t, \text{рег}} = \frac{h_1 - h_2 - \alpha(h_{\text{отб}} - h_2)}{h_1 - h'_{\text{отб}}}$$

Значения энтальпий  $h_1$  и  $h_2 = h_{2'}$  кДж/кг берем из решения задачи выше:

$$h_1 = 3461 \text{ кДж/кг}, \quad h_2 = 2149 \text{ кДж/кг}.$$

Затем, используя  $h$ - $s$ -диаграмму, опускаясь из точки 1 до пересечения с изобарой  $p_{\text{отб}}$ , находим энтальпию в точке 21:

$$h_{\text{отб}} = 3008 \text{ кДж/кг}.$$

Количество отобранного пара:

$$\alpha = \frac{h'_{отб} - h'_2}{h_{отб} - h'_2}.$$

$h'_2$  и  $h'_{отб}$  определяются по таблицам воды и водяного пара:  
 $h'_2 = 241,95$  кДж/кг,  $h'_{отб} = 1008,4$  кДж/кг.

$$\alpha = \frac{1008,4 - 241,95}{3008 - 241,95} = 0,28.$$

Рассчитываем термический КПД:

$$\eta_{t,пер} = \frac{3461 - 2149 - 0,28(3008 - 2149)}{3461 - 1008,4} = 0,44.$$

Удельный расход пара в регенеративном цикле:

$$d_{пер} = \frac{3600}{h_1 - h_2 - \alpha(h_{отб} - h_2)} =$$

$$= \frac{3600}{3461 - 2149 - 0,28(3008 - 2149)} = 3,36 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

*Примечание.* Промежуточный перегрев позволяет повысить степень сухости пара, что приводит к увеличению КПД паротурбинной установки и повышению долговечности лопаток турбины, так как чем больше степень сухости пара, тем меньше коррозии на лопатках турбины. Регенеративный цикл является эффективным способом повышения КПД паротурбинных установок.

#### 5.4. Расчет сужающегося сопла и сопла Лавалья

Необходимо определить теоретическую скорость истечения водяного пара из сужающегося сопла ( $\omega'_2$ ) и из сопла Лавалья ( $\omega''_2$ ) в среду с давлением  $p_2 = 0,1$  МПа, если абсолютное давление пара на

входе в сопло  $p_1 = 3$  МПа, температура пара на входе в сопло  $t_1 = 480$  °С. Сделать выводы по эффективности использования сопла Лавала. Также следует определить действительную скорость истечения пара из сопла Лавала ( $\omega'_{2л}$ ) и определить его основные размеры (при действительном истечении), если расход пара  $M = 18$  кг/с, скоростной коэффициент сопла  $0,95$ , а угол конусности расширяющейся части сопла  $10^\circ$ . Действительный процесс изобразить в масштабе. Задачу решить с помощью таблиц водяного пара и/или  $h$ - $s$ -диаграммы.

### Решение:

Определим режим истечения пара из сопла. Так как отношение  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{0,1}{3} = 0,0333 < 0,546$ , то скорость истечения из сужающегося сопла можно определить по формуле:

$$\omega'_2 = \sqrt{2(h_1 - h_{кр})}.$$

Из соотношения  $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр} = 0,546$  находим давление:

$$p_{кр} = 0,546 \cdot p_1 = 0,546 \cdot 3 = 1,638 \text{ МПа} .$$

По  $h$ - $s$ -диаграмме (рис. 5.2) для начальных параметров  $p_1 = 3$  МПа и  $t_1 = 480$  °С находим энтальпию в точке 1:

$$h_1 = 3412 \text{ кДж/кг}.$$

Затем опускаемся по адиабате до пересечения с изобарой  $p_{кр} = 1,638$  МПа и определяем энтальпию:

$$h_{кр} = 3220 \text{ кДж/кг}.$$

Получаем скорость истечения из сужающегося сопла:

$$\omega'_2 = \sqrt{2(3412 - 3220) \cdot 10^3} = 619,68 \text{ м/с.}$$

Скорость  $\omega'_2$  равна скорости истечения в минимальном сечении сопла Лавая. Скорость истечения на выходе из сопла Лавая определяется по формуле:

$$\omega''_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)},$$

где  $h_2$  – энтальпия пара в точке 2.

Чтобы найти энтальпию  $h_2$ , из точки 1 опускаемся по адиабате до пересечения с изобарой  $p_2 = 0,1$  МПа. Получаем:

$$h_2 = 2607 \text{ кДж/кг.}$$

Значит

$$\omega''_2 = \sqrt{2(3412 - 2607) \cdot 10^3} = 1268,86 \text{ м/с.}$$

Сопло Лавая позволяет повысить скорость истечения пара в 2,05 раза.

Теперь рассчитаем сопло Лавая при действительном истечении пара. Действительную скорость истечения на выходе из сопла Лавая можем найти по формуле:

$$\omega''_{2д} = \varphi \cdot \omega''_2,$$

где  $\varphi$  – скоростной коэффициент сопла Лавая.

$$\omega''_{2д} = 0,95 \cdot 1268,86 = 1205,42 \text{ м/с.}$$

Коэффициент потери энергии в сопле:

$$\xi = 1 - \varphi^2 = 1 - 0,95^2 = 0,0975.$$



Тогда, т. к.  $\xi = \frac{h_{2д} - h_2}{h_1 - h_2}$ , то энтальпия пара в конце действительного процесса истечения  $h_{2д}$  равна:

$$h_{2д} = \xi(h_1 - h_2) + h_2 = 0,0975(3412 - 2607) + 2607 = 2685,5 \text{ кДж/кг.}$$

Зная энтальпию  $h_{2д}$  и давление среды  $p_2 = 0,1$  МПа, используя  $h$ - $s$ -диаграмму, можем определить удельный объем пара  $v_{2д} = 1,718 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Действительную скорость истечения в критическом сечении сопла Лавала можем найти по формуле:

$$\omega''_{кр} = \varphi \cdot \omega'_2 = 0,95 \cdot 619,68 = 588,7 \text{ м/с.}$$

Минимальное сечение можем найти по формуле:

$$f_{\min} = \frac{M \cdot v_{кр.д}}{\omega''_{кр}},$$

где  $v_{кр.д}$  – удельный объем пара при давлении  $p_{кр} = 1,638$  МПа. Определяем по  $h$ - $s$ -диаграмме (действительный процесс):  $v_{кр.д} = 0,18 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

$$f_{\min} = \frac{M \cdot v_{кр.д}}{\omega''_{кр}} = \frac{18 \cdot 0,18}{588,7} = 55,04 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 55,04 \text{ см}^2.$$

Теперь можем определить диаметр, он равен:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 55,04}{\pi}} = 8,37 \text{ см.}$$

Тогда выходное сечение:

$$f = \frac{M \cdot v_{2д}}{\omega''_{2д}} = \frac{18 \cdot 1,718}{1205,42} = 256,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 256,54 \text{ см}^2,$$

а диаметр:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 256,54}{\pi}} = 18,08 \text{ см.}$$

Длина расширяющейся части сопла Лавалея:

$$l = \frac{d - d_{\min}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{18,08 - 8,37}{2 \cdot \operatorname{tg} 5^\circ} = 55,49 \text{ см.}$$

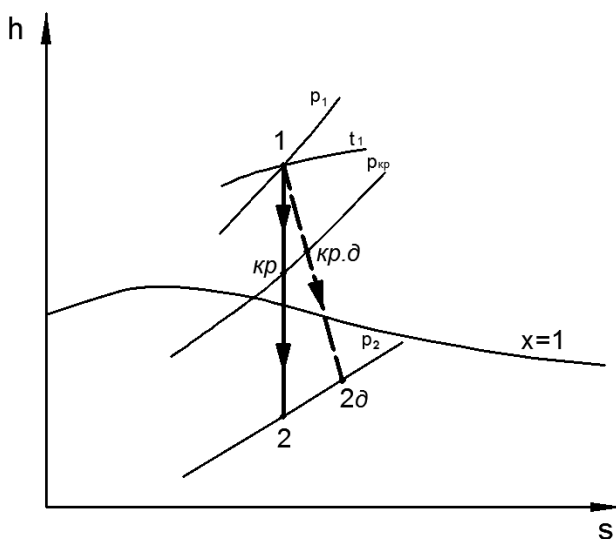


Рис. 5.2. – Фрагмент  $h$ - $s$ -диаграммы

*Примечание.* Сопло Лавалея позволяет значительно увеличить скорость истечения пара по сравнению с сужающимся соплом даже при учете реального режима истечения пара.

## Литература

### *Основная*

1. Кириллин, В.А. Техническая термодинамика: учебник для теплоэнергетических специальностей вузов / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – 4-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.: ил.
2. Хрусталеv, Б.М. Техническая термодинамика: учебник для строительных и энергетических специальностей вузов: в 2 ч. / Б.М. Хрусталеv, А.П. Несенчук, В.Н. Романюк. – Минск: Технопринт, 2004. – Ч.1. / Б.М. Хрусталеv. – 486 с.: ил.
3. Есьман, Р.И. Термодинамика, теплопередача и двигатели внутреннего сгорания: учебное пособие для студентов вузов / Р.И. Есьман, В.М. Железко, В.М. Адамов. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 271 с.: ил.

### *Дополнительная*

4. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие для теплоэнергетических специальностей вузов / Т.Н. Андрианова, [и др.]. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Издат. дом МЭИ, 2006. – 356 с.: ил.
5. Александров, А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара / А.А. Александров, Б.А. Григорьев – 2-е изд. – М.: Издат. дом МЭИ, 2006. – 168 с.: ил.
6. Есьман, Р.И. Термодинамика и теплопередача: методическое пособие / Р.И. Есьман, Н.Е. Волкова. – Минск: БПИ, 1980. – 47 с.
7. Андрющенко, А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: учебное пособие для теплоэнергетических специальностей вузов А.И. Андрющенко. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 319 с.: ил.
8. Есьман, Р.И. Термодинамика и теплопередача: методические указания и контрольные задания / Р.И. Есьман, Н.Е. Волкова. – Минск: БПИ, 1985. – 34 с.
9. Есьман, Р.И. Техническая термодинамика / Р.И. Есьман, Ю.П. Ярмольчик, М.А. Ярмольчик. – Минск: БНТУ, 2008. – 24 с.

10. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.: ил.; прил.
11. Термодинамика. Терминология. – Вып. 103. – М.: Наука, 1984. – 39 с.
12. Электронный справочник «ЕНЕКcalc».
13. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / под редакцией С.В. Цанева. – М.: Изд-во МЭИ, 2002.
14. Есьман, Р.И. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоэнергетического оборудования: методическое пособие / Р.И. Есьман, В.И. Чернышев. – Минск: ГАЗ-институт, 2008. – 31 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1

Физические параметры воды на линии насыщения

$t$ , °C	$p \cdot 10^{-5}$ , Па	$C_p$ , кДж/(кг К)	$\lambda$ , Вт/(м К)	$a \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	$Pr$
0	1,01	4,212	0,551	0,131	1,789	13,67
10	1,01	4,191	0,575	0,137	1,306	9,52
20	1,01	4,183	0,599	0,143	1,006	7,02
30	1,01	4,174	0,618	0,149	0,805	5,42
40	1,01	4,174	0,634	0,153	0,659	4,31
50	1,01	4,174	0,648	0,157	0,556	3,54
60	1,01	4,178	0,659	0,161	0,478	2,98
70	1,01	4,187	0,668	0,163	0,415	2,55
80	1,01	4,195	0,675	0,166	0,365	2,21
90	1,01	4,208	0,680	0,167	0,326	1,95
100	1,01	4,220	0,688	0,169	0,295	1,75
110	1,43	4,233	0,685	0,170	0,272	1,60

Таблица П2

Физические параметры некоторых газов

Газы	Химическая формула	Молекулярный вес	$R$ , Дж/(кг К)	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t_{кр}$ , °C	$P_{кр} \cdot 10^{-5}$ , Па	$C_p$ , кДж/(кг К) при $t = 25^\circ\text{C}$
Азот	N <sub>2</sub>	28	297	1,25	-147,1	32,8	1,038
Водород	H <sub>2</sub>	2	4124	0,09	-239,9	12,6	14,190
Водяной пар	H <sub>2</sub> O	18	462	0,80	+374,2	221,4	1,860
Воздух	---	29	287	1,293	-140,8	36,5	1,004
Гелий	He	4	2078	0,179	-267,9	2,26	5,192
Кислород	O <sub>2</sub>	32	260	1,43	-118,8	48,7	0,917
Окись углерода	CO	28	297	1,25	-138,7	33,9	1,038
Углекислота	CO <sub>2</sub>	44	189	1,98	+31,0	71,5	0,829

Таблица ПЗ

Вода и перегретый водяной пар (зависимость  $h-s$ )

$P, \text{МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
0,004	<i>i</i>	83,7	2574	2612	2650	2688	2726	2764	2803	2841	2880
	<i>S</i>	0,30	8,54	8,65	8,76	8,87	8,97	9,06	9,15	9,24	9,32
0,008	<i>i</i>	83,7	167,5	2612	2650	2688	2726	2764	2802	2841	2880
	<i>S</i>	0,30	0,57	8,23	8,34	8,44	8,54	8,64	8,73	8,81	8,90
0,010	<i>i</i>	83,7	167,5	2611	2649	2688	2726	2764	2802	2841	2879
	<i>S</i>	0,30	0,57	8,23	8,34	8,44	8,54	8,64	8,73	8,81	8,90
0,012	<i>i</i>	83,7	167,5	2611	2649	2687	2725	2764	2802	2841	2879
	<i>S</i>	0,30	0,57	8,14	8,25	8,36	8,46	8,55	8,64	8,73	8,81
0,014	<i>i</i>	83,7	167,5	2611	2649	2687	2725	2763	2802	2840	2879
	<i>S</i>	0,30	0,57	8,07	8,18	8,29	8,39	8,48	8,57	8,66	8,74
0,016	<i>i</i>	83,7	167,5	2610	2649	2687	2725	2763	2802	2840	2879
	<i>S</i>	0,30	0,57	8,01	8,12	8,23	8,32	8,42	8,51	8,60	8,68
0,020	<i>i</i>	83,7	167,5	251,1	2648	2687	2725	2763	2801	2840	2879
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	8,02	8,12	8,22	8,32	8,41	8,49	8,58
0,030	<i>i</i>	83,7	167,5	251,1	2646	2685	2724	2762	2801	2839	2878
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	7,83	7,93	8,03	8,13	8,22	8,30	8,39
0,10	<i>i</i>	83,9	167,5	251,1	334,9	2676	2717	2757	2796	2835	2875
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	1,07	7,36	7,47	7,56	7,65	7,74	7,83
0,12	<i>i</i>	83,9	167,5	251,1	334,9	419,0	2715	2755	2795	2834	2874
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	1,07	1,31	7,38	7,48	7,67	7,66	7,74
0,60	<i>i</i>	84,3	167,9	251,5	335,2	419,1	503,1	589,1	2759	2805	2849
	<i>S</i>	0,30	0,75	0,83	1,07	1,31	1,53	1,74	6,77	6,87	6,96
0,80	<i>i</i>	84,5	168,1	251,7	335,3	419,2	503,8	589,1	675,3	2792	2839
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	1,07	1,31	1,53	1,74	1,94	6,72	6,81
1,0	<i>i</i>	84,7	168,3	251,8	335,4	419,3	503,9	589,2	675,4	2778	2827
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	1,07	1,31	1,53	1,74	1,94	6,59	6,69
1,2	<i>i</i>	84,9	168,5	251,9	335,5	419,4	504,0	589,3	675,5	2790	2816
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	1,07	1,31	1,53	1,74	1,94	6,53	6,59
1,4	<i>i</i>	85,1	168,7	252,1	335,7	419,6	504,2	589,5	675,7	763,2	2803
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	1,07	1,31	1,53	1,74	1,94	2,14	6,50
1,6	<i>i</i>	85,3	168,8	252,2	335,8	419,7	504,3	589,6	675,7	763,2	852,4
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	1,07	1,31	1,53	1,74	1,94	2,14	2,33
2	<i>i</i>	85,7	169,2	252,6	336,2	420,1	504,7	589,9	675,9	763,2	852,4
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,83	1,07	1,30	1,53	1,74	1,94	2,14	2,33
10	<i>i</i>	93,2	176,9	259,6	342,9	426,5	510,5	595,3	681,0	768,0	856,0
	<i>S</i>	0,30	0,57	0,82	1,07	1,30	1,52	1,73	1,93	2,12	2,31
30	<i>i</i>	112,0	194,1	276,5	359,1	441,9	525,1	609,0	693,6	779,1	865,4
	<i>S</i>	0,29	0,56	0,81	1,05	1,28	1,50	1,71	1,91	2,10	2,29

$P, \text{МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	220	240	260	280	300	350	400	450	500	600
0,004	<i>i</i>	2918	2958	2997	3037	3077	3177	3280	3384	3490	3707
	<i>S</i>	9,40	9,48	9,55	9,63	9,70	9,87	10,02	10,17	10,32	10,59
0,008	<i>i</i>	2918	2957	2997	3037	3077	3177	3280	3384	3490	3707
	<i>S</i>	9,08	9,16	9,23	9,31	9,38	9,55	9,70	9,85	10,00	10,27
0,012	<i>i</i>	2918	2957	2996	3036	3077	3177	3280	3384	3490	3707
	<i>S</i>	8,89	8,97	9,05	9,12	9,19	9,36	9,52	9,67	9,81	10,08
0,02	<i>i</i>	2918	2957	2996	3036	3077	3177	3280	3384	3490	3707
	<i>S</i>	8,66	8,74	8,81	8,88	8,95	9,12	9,28	9,43	9,58	9,84
0,1	<i>i</i>	2914	2954	2993	3033	3074	3175	3278	3382	3488	3706
	<i>S</i>	7,91	7,99	8,06	8,14	8,21	8,38	8,54	8,69	8,83	9,10
0,6	<i>i</i>	2891	2933	2975	3017	3059	3164	3270	3376	3483	3701
	<i>S</i>	7,05	7,14	7,22	7,29	7,37	7,54	7,70	7,86	8,00	8,27
1,0	<i>i</i>	2874	2918	2962	3005	3048	3156	3263	3370	3479	3698
	<i>S</i>	6,79	6,88	6,96	7,04	7,12	7,30	7,46	7,62	7,76	8,03
2,0	<i>i</i>	2821	2875	2924	2972	3019	3134	3246	3357	3468	3690
	<i>S</i>	6,39	6,49	6,59	6,67	6,76	6,05	7,12	7,28	7,43	7,70
3,0	<i>i</i>	943,5	2823	2882	2937	2988	3111	3229	3343	3456	3682
	<i>S</i>	2,51	6,23	6,34	6,44	6,53	6,74	6,92	7,08	7,23	7,51
10	<i>i</i>	945,8	1038,3	1134,1	1234,5	1342,2	2920	3093	3239	3372	3621
	<i>S</i>	2,50	2,68	2,87	3,05	3,24	5,94	6,21	6,42	6,60	6,90
12	<i>i</i>	946,6	1038,7	1133,9	1233,7	1340,0	2844	3049	3206	3347	3603
	<i>S</i>	2,50	2,68	2,86	3,05	3,24	5,76	6,07	6,30	6,49	6,80
14	<i>i</i>	947,3	1039,1	1133,8	1232,9	1338,0	2750	3000	3172	3321	3585
	<i>S</i>	2,49	2,68	2,86	3,04	3,32	5,55	5,94	6,19	6,39	6,72
16	<i>i</i>	948,0	1039,5	1133,7	1232,2	1336,2	2612	2945	3137	3294	3567
	<i>S</i>	2,49	2,67	2,85	3,04	3,22	5,30	5,82	6,09	6,30	6,64
24	<i>i</i>	950,9	1041,3	1134,0	1230,3	1331,2	1625	2638	2971	3174	3493
	<i>S</i>	2,48	2,66	2,84	3,01	3,19	3,68	5,24	5,72	6,06	6,39
30	<i>i</i>	953,3	1042,9	1134,7	1229,0	1329,0	1608	2155	2816	3073	3434
	<i>S</i>	2,47	2,65	2,82	3,00	3,17	3,64	4,48	5,45	5,80	6,24

- Числа слева от ступенчатой линии относятся к воде.
- Значения всех физических величин даны в единицах системы СИ.

Таблица П4

## Компрессоры холодильных машин

Марка компрессора (в скобках указано старое обозначение)	Тип	Число цилиндров	Ход поршня s в мм	Диаметр цилиндра D в мм	Скорость вращения коленчатого вала n в об. мин.	Объем описываемый поршнями V <sub>h</sub> в м <sup>3</sup> /ч	Холодопроизводительность при стандартном режиме Q <sub>0</sub>		Потребляемая мощность N <sub>e</sub> в кВт	Мощность электродвигателя в кВт	Габаритные размеры в мм
							в Вт.	в кал ч			
AB22	A	2	70	80	960 1440	40,5 60,8	19 000 27 000	16 500 23 500	5,25 7,9	-	810X1130X760
AУ45	A	4	70	80	960 1440	81,0 121,5	38 000 54 000	33 000 47 000	10 14,9	-	660X625X710
AУУ90	A	8	70	80	960 1440	162 243	75 000 110 000	65 000 95 000	19,2 29	-	1100X910X820
AB100	A	2	130	150	720 960	198 264	87 000 116 000	75 000 100 000	25 34	- 40	1050X760X1190
AУ200	A	4	130	150	720 960	396 528	174 000 232 000	150 000 200 000	48 67	- 75	1370X1315X1100
AУУ400	A	8	130	150	720 960	792 1056	348 000 465 000	300 000 400 000	100 139	- 160	1660X1560X1320
АО600	АО	2	220	280	500	1585	665 000	575 000	190	320	3310X4150X17550
АО1200	АО	8	220	280	500	3170	1300 000	1150 000	390	630	4500X4420X1800



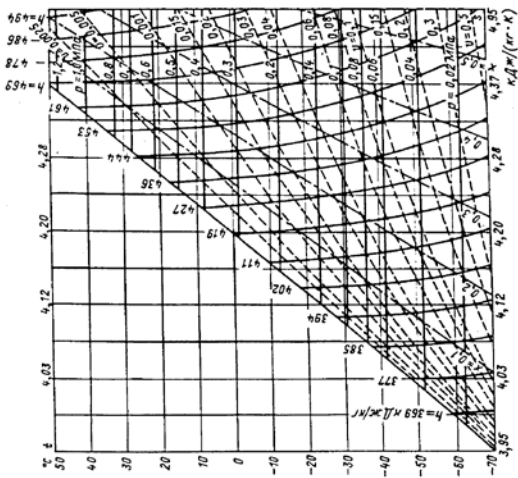
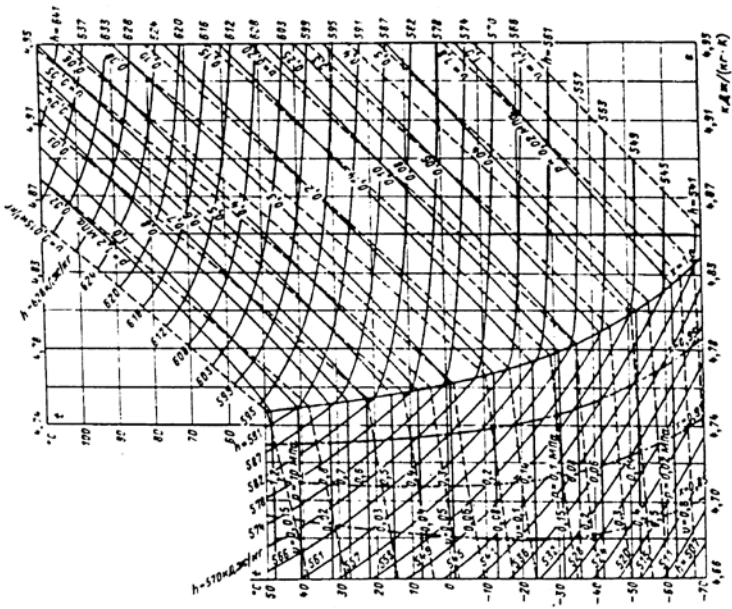


Рис. П1. –  $T-s$ -диаграмма для хладона

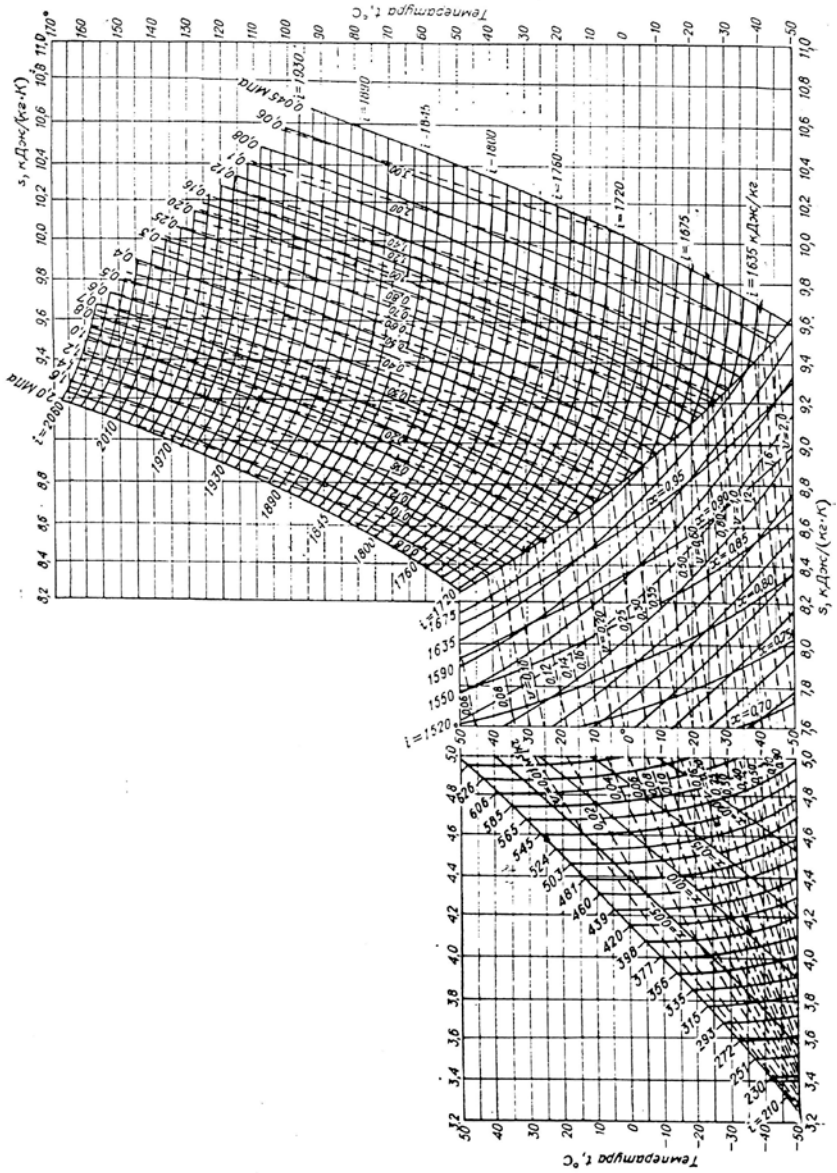


Рис. П2. – T-s-диаграмма для аммиака

## Оглавление

Введение. . . . .	3
1. Общие указания. . . . .	3
2. Методические указания к изучению раздела «Теоретические циклы тепловых двигателей, теплосиловых и холодильных установок». . . . .	4
3. Термодинамика газовых циклов. . . . .	7
3.1. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) . . . . .	7
3.2. Циклы газотурбинных установок (ГТУ) . . . . .	13
4. Термодинамика паровых циклов. . . . .	16
4.1. Циклы паротурбинных установок. . . . .	16
4.2. Истечение водяного пара из сопел. . . . .	20
4.3. Циклы холодильных установок. . . . .	24
5. Типовые задачи термодинамики с решениями. . . . .	33
5.1. Расчет цикла ДВС. . . . .	33
5.2. Расчет цикла ГТУ. . . . .	39
5.3. Расчет цикла паротрубной установки. . . . .	42
5.4. Расчет сужающего сопла и сопла Лаваля. . . . .	46
Литература. . . . .	51
Приложение. . . . .	53

Учебное издание

ЕСЬМАН Руслан Иосифович  
БЕГЛЯК Александр Владимирович  
КАЧАР Ирина Леонидовна

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Методическое пособие и типовые задачи  
для студентов специальностей  
1–43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»,  
1–43 01 04 «Тепловые электрические станции»,  
1–43 01 08 «Паротурбинные установки АЭС»,  
1–53 01 04 «Автоматизация и управление энергетическими  
процессами»

Редактор В.О. Кутас  
Компьютерная верстка А.Г. Занкевич

---

Подписано в печать 29.09.2011.

Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 3,49. Уч.-изд. л. 2,73. Тираж 100. Заказ 352.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск