

621.1

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

**ПРОГРАММА, МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ**

**НОВОСИБИРСК
2004**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

621.1

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Программа, методические указания и контрольные задания для студентов–
заочников специальности 100500

Новосибирск
2004

621.1

Составители: канд. техн. наук, доц. Ю. И. Шаров,
асс. И.В. Бородихин

Рецензент: доктор техн. наук, проф. Ю.В. Овчинников

Работа подготовлена кафедрой тепловых электрических станций

© Новосибирский государственный
технический университет, 2004г.

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Студент–заочник, руководствуясь программой курса и методическими указаниями, самостоятельно изучает материалы учебника и учебных пособий и выполняет письменные контрольные работы. В период экзаменационной сессии по наиболее сложным вопросам преподаватели читают лекции.

Курс "Техническая термодинамика" является базовым для студентов специальности 100500. Необходимо разобраться в основных понятиях и определениях, понять ход математических выводов той или иной формулы, разобраться в физической сущности процесса.

При изучении теоретического материала и при решении задач необходимо обращать особое внимание на размерности величин, подставляемых в формулы. Следует помнить, что проверка размерностей в математических выкладках помогает выявить возможные ошибки, а размерность всякой величины отражает ее физический смысл.

При решении задач студенты должны научиться правильно пользоваться справочной литературой, как–то: таблицами теплофизических свойств веществ, термодинамических свойств воды и водяного пара; различными диаграммами, например hs -диаграммой водяного пара, которая широко применяется в расчетах процессов в паровых котлах и турбинах.

Для лучшего усвоения материала курса рекомендуется составлять конспект по каждой теме.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основная

1. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1974. – 447 с.
2. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. – М.: Высшая школа, 1980. – 559 с.

Дополнительная

3. Жукин А.А., Сушкин И.Н., Зах Р.Г., Бахмачевский Б.И., Лызо Г.П. Теплотехника. – М.: Металлургия, 1973. – 479 с.
4. Дрыжаков Е.В., Исаев С.И., Корнейчук Н.К. и др. Сборник задач по технической термодинамике и теплопередаче / Под ред. Б.Н. Юдаева. – М.: Высшая школа, 1968. – 371 с.

ПРОГРАММА КУРСА

1. Основные понятия и определения

Предмет технической термодинамики и ее задачи. Термодинамическая система. Рабочее тело и внешняя среда. Теплота и работа как формы взаимодействия рабочего тела и окружающей среды. Основные параметры состояния рабочего тела: v – удельный объем, м³/кг; P – абсолютное давление, Па; T – абсолютная температура, К. Термодинамический процесс. Равновесный и неравновесный процессы. Обратимый и необратимый процессы. Изображение обратимых и необратимых процессов в термодинамических диаграммах; Pv , Ts , hs .

Идеальный газ. Уравнение состояния идеального газа Клапейрона–Менделеева. Смеси идеальных газов. Способы задания газовых смесей: массовый, объемный и мольный. Определение кажущейся молекулярной массы смеси и ее газовой постоянной. Парциальные давления и объемы компонентов смеси.

2. Первый закон термодинамики

Сущность первого закона термодинамики. Внутренняя энергия рабочего тела. Работа газа. Изображение процессов в Pv -диаграмме. Площадь под процессом в Pv -диаграмме представляет собой работу 1 кг газа (физический смысл Pv -диаграммы). Теплота процессов. Аналитическое выражение и формулировка первого закона термодинамики. Энтальпия. Теплоёмкости газов: массовая, объемная и мольная, их взаимосвязь. Средняя и истинная теплоёмкости. Теплоёмкости идеального газа при постоянном давлении газа C_p и при постоянном объеме C_v , их взаимосвязь по уравнению Майера $C_p = C_v + R$ и через показатель адиабаты $K = C_p / C_v$.

Энтропия идеального газа. Вычисление изменения энтропии в термодинамических процессах. Ts -диаграмма (тепловая), так как площадь под процессом в этой диаграмме представляет собой теплоту.

Дифференциальные уравнения термодинамики.

3. Второй закон термодинамики

Круговые термодинамические процессы (циклы). Прямой цикл, совершающийся по часовой стрелке (цикл теплового двигателя). Термический КПД прямого цикла. Обратный цикл, совершающийся против часовой стрелки (цикл холодильной машины или теплового насоса). Холодильный коэффициент обратного цикла.

Прямой и обратный обратимые циклы Карно. Обобщенный (регенеративный) цикл Карно. Сущность второго закона термодинамики и его основ-

ные формулировки (Карно, Томпсона, Клаузиуса). Аналитическое выражение второго закона термодинамики. Изменение энтропии в обратимых и необратимых процессах. Изменение энтропии изолированной термодинамической системы. Потеря работоспособности термодинамической системы. Физический смысл энтропии. Максимальная работоспособность и понятие об эксергии.

4. Термодинамические процессы

Термодинамические процессы идеальных газов: изобарный при $P = \text{const}$; изохорный при $v = \text{const}$; изотермический при $T = \text{const}$; адиабатный – процесс без теплообмена между рабочим телом и окружающей средой. Политропные процессы. Уравнение политропного процесса. Определение показателя политропы и теплоемкости политропного процесса. Изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы как частные случаи политропного процесса. Изображение термодинамических процессов в Pv - и Ts -диаграммах.

5. Реальные газы

Уравнения состояния идеальных газов Ван–Дер–Ваальса и Вукаловича–Новикова. Термодинамические процессы водяного пара как реального газа. Процессы парообразования: испарение как парообразование с поверхности раздела между водой и воздухом; кипение как парообразование во всем объеме жидкости.

Процессы парообразования в Pv -, Ts - и hs -диаграммах. Термодинамические таблицы воды и водяного пара (сухого насыщенного и перегретого). Расчет термодинамических процессов водяного пара с помощью таблиц и hs -диаграмм.

6. Влажный воздух

Влажный воздух как смесь сухого воздуха и водяного пара. Абсолютная и относительная влажности воздуха, влагосодержание. Психрометр. Температура точки росы. Энтальпия влажного воздуха, Id -диаграмма влажного воздуха (Рамзина).

7. Термодинамика потока газа.

Истечение и дросселирование газов и паров

Уравнение первого закона термодинамики для потока газа. Адиабатное истечение. Скорость истечения. Критическое отношение давлений. Скорость и массовый секундный расход газа для критического истечения. Воздействие

на поток геометрии канала. Комбинированное сопло (Лавалья) для достижения сверхкритической скорости истечения газа.

Особенности определения скорости истечения водяного пара как реального газа. Действительная скорость истечения. Дросселирование газов и паров. Изменение параметров рабочего тела при дросселировании. Эффект Джоуля–Томпсона. Температура инверсии. Техническое применение эффекта дросселирования. Условное изображение процесса дросселирования водяного пара в hs -диаграмме. Потеря работоспособности рабочего тела при дросселировании.

8. Термодинамический анализ процессов в компрессорах

Назначение и классификация компрессоров. Принцип действия одно- и двухступенчатого поршневых компрессоров. Техническая работа. Изотермическое, адиабатное и политропное сжатие в компрессорах.

Процессы одно- и двухступенчатого компрессоров. Изображение процессов сжатия и промежуточного охлаждения в Ts -диаграмме. Индикаторная диаграмма. Определение эффективной мощности привода компрессора, внутренний относительный КПД.

9. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС)

Классификация поршневых ДВС. Принцип действия двухтактных дизельного и карбюраторного ДВС. Теоретические циклы ДВС: цикл Отто (с изохорным подводом теплоты); цикл Дизеля (с изобарным подводом теплоты); цикл Тринклера–Сабатэ (со смешанным подводом теплоты). Изображение циклов в Pv - и Ts -диаграммах. Анализ и сравнение циклов поршневых ДВС. Термический КПД и методы его повышения. Двухтактные ДВС, их преимущества и недостатки.

10. Циклы газотурбинных установок (ГТУ)

Преимущества ГТУ по сравнению с поршневыми ДВС. Циклы ГТУ с изобарным и изохорным подводом теплоты. Изображение циклов ГТУ в Pv - и Ts -диаграммах. Анализ и сравнение циклов ГТУ. Термический КПД циклов ГТУ и методы его повышения.

11. Циклы паротурбинных установок (ПТУ)

Основной цикл ПТУ – цикл Ренкина. Простейшая схема ПТУ. Изображение цикла Ренкина в Pv - и Ts -диаграммах. Термический КПД цикла и зависимость его от начальных и конечных параметров пара. Способы повышения экономичности ПТУ. Цикл с промежуточным перегревом пара, регенеративный цикл, бинарный и парогазовый циклы. Теплофикационный цикл

ПТУ. Понятие о внутреннем и эффективном КПД ПТУ. Понятие о циклах атомных паротурбинных установок.

12. Циклы термотрансформаторов (обратные термодинамические циклы)

Классификация холодильных установок. Понятие о холодильном коэффициенте и холодопроизводительности. Принципиальные схемы воздушных, парокomppressorных и абсорбционных холодильных установок. Изображение циклов в Pv - и Ts -диаграммах. Понятие о тепловом насосе. Требования, предъявляемые к холодильным агентам.

13. Элементы химической термодинамики

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Общие методические указания

Согласно учебному плану студент–заочник выполняет две контрольные работы, каждая из которых состоит из трех задач по различным разделам курса.

Контрольные задачи составлены по стовариантной системе, в которой исходные данные к каждой задаче выбираются из таблиц по последней и предпоследней цифрам шифра студента–заочника. Работы, выполненные по чужому варианту, не рецензируются.

При решении контрольных задач необходимо придерживаться следующих правил:

- a) выписывать условие задачи и исходные данные;
- b) решение сопровождать краткими пояснениями;
- c) вычисления выполнять в международной системе единиц СИ;
- d) в конце работы привести список использованной литературы и поставить свою подпись;
- e) для письменных замечаний рецензента на каждой странице оставить чистые поля и одну–две страницы в конце работы;
- f) на обложке тетради указать номер контрольной работы, название предмета, фамилию, имя, отчество, свой шифр и номер специальности.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 1

Задача 1. Воздух, имеющий начальное давление $P_1 = 0,1$ МПа и температуру $t_1 = 20$ °С, сжимается в одноступенчатом поршневом компрессоре до давления P_2 . Сжатие может быть изотермическим, адиабатным и политроп-

ным с показателем политропы n . Определить для каждого процесса сжатия все начальные и конечные параметры воздуха, считая его идеальным газом; отведенную от воздуха теплоту Q , кВт и теоретическую мощность привода компрессора N , кВт, если производительность компрессора G , кг/с, дать сводную таблицу и изображение процессов сжатия в Pv - и Ts – диаграммах. Исходные данные выбрать из табл. 1.

Таблица 1

Исходные данные к задаче 1

| Последняя цифра шифра | n | Предпоследняя цифра шифра | P_2 , МПа | G , кг/с |
|-----------------------|------|---------------------------|-------------|------------|
| 0 | 1,10 | 0 | 0,8 | 0,1 |
| 1 | 1,12 | 1 | 0,9 | 0,2 |
| 2 | 1,14 | 2 | 1,0 | 0,3 |
| 3 | 1,16 | 3 | 1,1 | 0,4 |
| 4 | 1,18 | 4 | 1,2 | 0,5 |
| 5 | 1,20 | 5 | 1,3 | 0,6 |
| 6 | 1,22 | 6 | 1,4 | 0,7 |
| 7 | 1,24 | 7 | 1,5 | 0,8 |
| 8 | 1,26 | 8 | 1,6 | 0,9 |
| 9 | 1,28 | 9 | 1,7 | 1,0 |

Решение. Для воздуха, как для идеального газа, принять: изохорную массовую теплоемкость $C_v = 0,72$ кДж/кгК, газовую постоянную $R = 287$ Дж/кгК, показатель адиабаты $k = 1,41$. Тогда начальный удельный объем воздуха по уравнению Клапейрона:

$$v_1 = RT_1 / P_1 = 287 \cdot 293 / (0,1 \cdot 10^6) = 0,841 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Конечные температуры воздуха при изотермическом, адиабатном и политропном сжатиях соответственно:

$$t_{2T} = t_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$T_{2A} = T_1 \cdot (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} = 293(1,7/0,1)^{\frac{1,41-1}{1,41}} = 668 \text{ К};$$

$$T_{2П} = T_1 \cdot (P_2/P_1)^{\frac{n-1}{n}} = 293(1,7/0,1)^{\frac{1,28-1}{1,28}} = 545 \text{ К}.$$

Конечные удельные объемы воздуха по уравнению Клапейрона:

$$v_{2T} = RT_{2T} / P_2 = 287 \cdot 293 / (1,7 \cdot 10^6) = 0,0495 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_{2A} = RT_{2A} / P_2 = 287 \cdot 668 / (1,7 \cdot 10^6) = 0,1128 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_{2П} = RT_{2П} / P_2 = 287 \cdot 545 / (1,7 \cdot 10^6) = 0,092 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теплота, отведенная от воздуха, по уравнению теплового баланса:

$$Q_A = 0 \text{ кВт (процесс без теплообмена);}$$

$$Q_T = GRT_1 \ln(P_1/P_2) = 1,0 \cdot 0,287 \cdot 293 \cdot \ln(0,1/1,7) = -238 \text{ кВт;}$$

$$Q_{II} = GC_v \frac{n-k}{n-1} (T_{2II} - T_1) = 1,0 \cdot 0,72 \cdot \frac{1,28-1,41}{1,28-1} \cdot (545 - 293) = -18,4 \text{ кВт,}$$

где знак "-" означает, что тепло отводится от сжимаемого воздуха. Теоретические мощности привода компрессора:

$$N_T = GRT_1 \ln(P_2/P_1) = 1,0 \cdot 0,287 \cdot 293 \cdot \ln(1,7/0,1) = 238 \text{ кВт;}$$

$$N_A = \frac{k}{k-1} GRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 1,0 \cdot 0,287 \cdot 293 \times$$

$$\times \left[\left(1,7/0,1 \right)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right] = 370 \text{ кВт;}$$

$$N_{II} = \frac{n}{n-1} GRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,28}{1,28-1} \cdot 1,0 \cdot 0,287 \cdot 293 \times$$

$$\times \left[\left(1,7/0,1 \right)^{\frac{1,28-1}{1,28}} - 1 \right] = 330 \text{ кВт,}$$

что подтверждает вывод о том, что мощность привода изотермического компрессора минимальна, а адиабатного – максимальна.

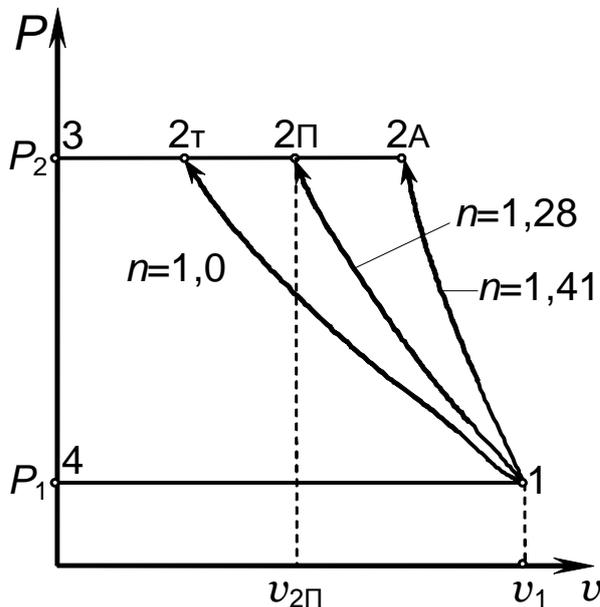


Рис. 1. Pv-диаграмма процессов сжатия.

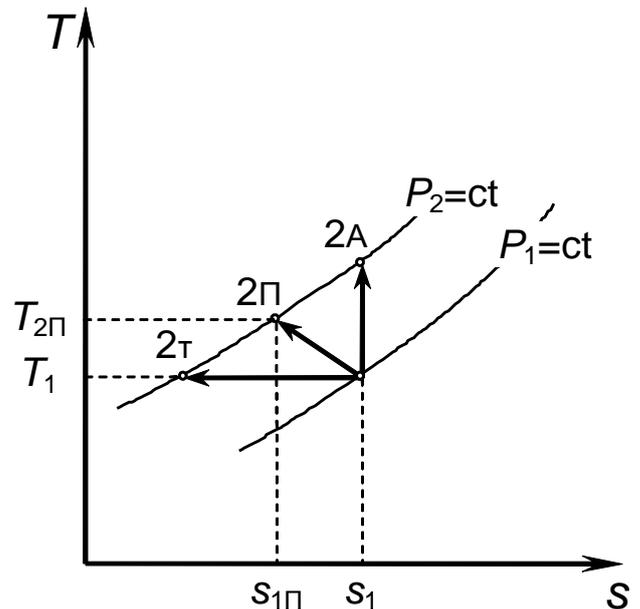


Рис. 2. Ts-диаграмма процессов сжатия.

Сводная таблица рассчитанных величин

| Величина | Изотермическое сжатие | Адиабатное сжатие | Политропное сжатие |
|----------------------------|-----------------------|-------------------|--------------------|
| T_2 , К | 293 | 668 | 545 |
| v_2 , м ³ /кг | 0,0495 | 0,1128 | 0,092 |
| Q , кВт | -238 | 0 | -18,4 |
| N , кВт | 238 | 370 | 330 |

Задача 2. Рассчитать теоретический цикл двигателя внутреннего сгорания (ДВС), считая, что рабочим телом является воздух с начальными параметрами: $P_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 20$ °С. Определить основные параметры рабочего тела P , v , T во всех точках цикла, изменение внутренней энергии ΔU , энтальпии Δh и энтропии Δs для всех процессов и для цикла; теплоту и работу для процессов и для цикла, а также термический КПД цикла. Дать сводную таблицу и изобразить цикл в Pv - и Ts -диаграммах. Исходные данные выбрать из табл. 3.

Таблица 3

Исходные данные к задаче 2

| Последняя цифра шифра | Цикл | Степень сжатия, ε | Предпоследняя цифра шифра | Степень повышения давления, λ | Степень предварительного расширения, ρ |
|-----------------------|------------------|-------------------------------|---------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------------|
| 0 | Отто* | 6 | 0 | 1,95 | 1,65 |
| 1 | | 7 | 1 | 1,9 | 1,6 |
| 2 | | 8 | 2 | 1,85 | 1,55 |
| 3 | Дизеля** | 13 | 3 | 1,8 | 1,5 |
| 4 | | 14 | 4 | 1,75 | 1,45 |
| 5 | | 15 | 5 | 1,7 | 1,4 |
| 6 | Тринклера–Сабатэ | 9 | 6 | 1,65 | 1,35 |
| 7 | | 10 | 7 | 1,6 | 1,3 |
| 8 | | 11 | 8 | 1,55 | 1,25 |
| 9 | | 12 | 9 | 1,5 | 1,2 |

Решение. Для воздуха, как для идеального газа, принять: теплоемкости $C_p = 1,01$ кДж/(кг·К) и $C_v = 0,72$ кДж/(кг·К); газовую постоянную $R = 287$ Дж/(кг·К), показатель адиабаты $k = 1,41$. Для варианта задан цикл ДВС со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера–Сабатэ).

Начальный удельный объем рабочего тела по уравнению Клапейрона:

Независимо от исходных данных принимать:

* $\rho = 1$ для циклов с изохорным подводом теплоты (цикл Отто);

** $\lambda = 1$ для циклов с изобарным подводом теплоты (цикл Дизеля).

$$v_1 = RT_1/P_1 = 287 \cdot 293 / (0,1 \cdot 10^6) = 0,841 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

По степени сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$ находим удельный объем рабочего тела в точке 2:

$$v_2 = v_1/\varepsilon = 0,841/15 = 0,0561 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Процесс 1-2 – это адиабатное сжатие рабочего тела, а уравнение адиабатного процесса:

$$P_1 v_1^k = P_2 v_2^k,$$

откуда находится давление в точке 2:

$$P_2 = P_1 \cdot (v_1/v_2)^k = P_1 \cdot \varepsilon^k = 0,1 \cdot 1,5^{1,41} = 4,55 \text{ МПа}.$$

Температура в точке 2 находится по уравнению Клапейрона:

$$T_2 = P_2 \cdot v_2 / R = 4,55 \cdot 10^6 \cdot 0,0561 / 287 = 889 \text{ К (616 } ^\circ\text{C)}.$$

Для изохорного процесса подвода тепла к рабочему телу 2-3 характеристикой является степень повышения давления $\lambda = P_3/P_2$, откуда находится давление в точке 3:

$$P_3 = \lambda \cdot P_2 = 1,5 \cdot 4,55 = 6,82 \text{ МПа}.$$

С учетом того, что для изохорного процесса $v_3 = v_2 = 0,0561 \text{ м}^3/\text{кг}$, температура рабочего тела в точке 3 по уравнению Клапейрона:

$$T_3 = P_3 \cdot v_3 / R = 6,82 \cdot 10^6 \cdot 0,0561 / 287 = 1333 \text{ К (1060 } ^\circ\text{C)}.$$

Для изобарного процесса подвода тепла к рабочему телу 3–4 характеристикой является степень предварительного расширения $\rho = v_4/v_3$, откуда находится удельный объем рабочего тела в точке 4:

$$v_4 = \rho \cdot v_3 = 1,2 \cdot 0,0561 = 0,0673 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Для изобарного процесса $P_4 = P_3 = 6,82 \text{ МПа}$, тогда температура рабочего тела в точке 4 по уравнению Клапейрона:

$$T_4 = P_4 \cdot v_4 / R = 6,82 \cdot 10^6 \cdot 0,0673 / 287 = 1600 \text{ К (1327 } ^\circ\text{C)}.$$

С учетом того, что процесс 5-1 – изохорный отвод тепла от рабочего тела, $v_5 = v_1 = 0,841 \text{ м}^3/\text{кг}$. Тогда для адиабатного процесса расширения рабочего тела 4-5: $P_4 \cdot v_4^k = P_5 \cdot v_5^k$, откуда находится давление в точке 5:

$$P_5 = P_4 \cdot (v_4/v_5)^k = 6,82 \cdot (0,0673/0,841)^{1,41} = 0,1938 \text{ МПа.}$$

Температура рабочего тела в точке 5 по уравнению Клапейрона:

$$T_5 = P_5 \cdot v_5 / R = 0,1938 \cdot 10^6 \cdot 0,841 / 287 = 568 \text{ К (295 } ^\circ\text{C)}.$$

Параметры всех точек цикла сводим в табл. 4.

Таблица 4

Рассчитанные параметры точек цикла

| Параметры | Точки | | | | |
|---------------------------------------------|-------|--------|--------|--------|--------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Давление P , МПа | 0,1 | 4,55 | 6,82 | 6,82 | 0,1938 |
| Удельный объем v , $\text{м}^3/\text{кг}$ | 0,841 | 0,0561 | 0,0561 | 0,0673 | 0,841 |
| Температура T , К | 293 | 889 | 1333 | 1600 | 568 |
| Температура t , $^\circ\text{C}$ | 20 | 616 | 1060 | 1327 | 295 |

Изменение внутренней энергии в процессах и для цикла в целом:

$$\Delta U_{1-2} = C_v (T_2 - T_1) = 0,72 \cdot (889 - 293) = 429,12 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta U_{2-3} = C_v (T_3 - T_2) = 0,72 \cdot (1333 - 889) = 319,68 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta U_{3-4} = C_v (T_4 - T_3) = 0,72 \cdot (1600 - 1333) = 192,24 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta U_{4-5} = C_v (T_5 - T_4) = 0,72 \cdot (568 - 1600) = -743,04 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta U_{5-1} = C_v (T_1 - T_5) = 0,72 \cdot (293 - 568) = -198,00 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta U_{\text{ц}} = \sum (\Delta U_i) = 0 \text{ кДж/кг.}$$

Суммарное изменение внутренней энергии в цикле $\Delta U_{\text{ц}} = 0$, что подтверждает правильность расчетов, так как

$$\Delta U_{\text{ц}} = U_1 - U_1 = 0.$$

Изменение энтальпии в процессах и для цикла в целом:

$$\begin{aligned} \Delta h_{1-2} &= C_p \cdot (T_2 - T_1) = 1,01 \cdot (889 - 293) = 601,96 \text{ кДж/кг}; \\ \Delta h_{2-3} &= C_p \cdot (T_3 - T_2) = 1,01 \cdot (1333 - 889) = 448,44 \text{ кДж/кг}; \\ \Delta h_{3-4} &= C_p \cdot (T_4 - T_3) = 1,01 \cdot (1600 - 1333) = 269,67 \text{ кДж/кг}; \\ \Delta h_{4-5} &= C_p \cdot (T_5 - T_4) = 1,01 \cdot (568 - 1600) = -1042,32 \text{ кДж/кг}; \\ \Delta h_{5-1} &= C_p \cdot (T_1 - T_5) = 1,01 \cdot (293 - 568) = -277,75 \text{ кДж/кг}; \\ \Delta h_{\text{ц}} &= \sum(\Delta h_i) = 0 \text{ кДж/кг, действительно: } \Delta h_{\text{ц}} = h_1 - h_1 = 0. \end{aligned}$$

Изменение энтропии в процессах и для цикла в целом:

$$\begin{aligned} \Delta s_{1-2} &= 0 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \text{ так как процесс адиабатный, то есть без тепло-} \\ &\text{обмена между рабочим телом и окружающей средой}; \\ \Delta s_{2-3} &= C_v \cdot \ln(T_3/T_2) = 0,72 \cdot \ln(1333/889) = 0,292 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\ \Delta s_{3-4} &= C_p \cdot \ln(T_4/T_3) = 1,01 \cdot \ln(1600/1333) = 0,1844 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\ \Delta s_{4-5} &= 0 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \text{ так как это процесс адиабатный}; \\ \Delta s_{5-1} &= C_v \cdot \ln(T_1/T_5) = 0,72 \cdot \ln(293/568) = -0,477 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \\ \Delta s_{\text{ц}} &= \sum(\Delta s_i) = -0,6 \cdot 10^{-3} \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \approx 0 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}, \end{aligned}$$

что также подтверждает правильность расчетов, так как

$$\Delta s_{\text{ц}} = s_1 - s_1 = 0.$$

Работа процессов и цикла в целом

$$\begin{aligned} l_{1-2} &= -\Delta U_{1-2} = -429,12 \text{ кДж/кг, так как процесс адиабатный, то есть без} \\ &\text{отвода теплоты от рабочего тела, а знак "-" означает затрату ра-} \\ &\text{боты на сжатие газа.} \\ l_{2-3} &= 0 \text{ кДж/кг, так как в изохорном процессе нет измерения объема} \\ &\text{газа, следовательно, работа против внешних сил не совершается.} \\ l_{3-4} &= R(T_4 - T_3) = 0,287 \cdot (1600 - 1333) = 76,63 \text{ кДж/кг}; \\ l_{4-5} &= -\Delta U_{4-5} = 743,04 \text{ кДж/кг}; \\ l_{5-1} &= 0 \text{ кДж/кг}; \\ l_{\text{ц}} &= \sum(l_i) = 390,55 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Теплота процессов и цикла в целом:

$q_{1-2} = 0$ кДж/кг, так как процесс адиабатный;

$$q_{2-3} = C_v \cdot (T_3 - T_2) = \Delta U_{2-3} = 319,68 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{3-4} = C_p \cdot (T_4 - T_3) = \Delta h_{3-4} = 269,67 \text{ кДж/кг};$$

$q_{4-5} = 0$ кДж/кг, так как адиабатный процесс;

$$q_{5-1} = C_v \cdot (T_1 - T_5) = \Delta U_{5-1} = -198 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{\text{ц}} = \sum(q_i) = 391,35 \text{ кДж/кг} \approx l_{\text{ц}},$$

что подтверждает правильность расчетов, так как для циклов $\Delta U_{\text{ц}} = 0$, следовательно, по 1 закону термодинамики $q_{\text{ц}} = l_{\text{ц}}$. Можно также проверить выполнение 1 закона термодинамики для каждого процесса цикла в отдельности:

$$(q_{1-2} = 0 \text{ кДж/кг}) = \Delta U_{1-2} + l_{1-2} = 429,12 - 429,12 = 0 \text{ кДж/кг};$$

$$(q_{2-3} = 319,68 \text{ кДж/кг}) = \Delta U_{2-3} + l_{2-3} = 319,68 + 0 = 319,68 \text{ кДж/кг};$$

$$(q_{3-4} = 269,67 \text{ кДж/кг}) = \Delta U_{3-4} + l_{3-4} = 192,24 + 76,63 = 268,87 \text{ кДж/кг};$$

$$(q_{4-5} = 0 \text{ кДж/кг}) = \Delta U_{4-5} + l_{4-5} = -743,04 + 743,04 = 0 \text{ кДж/кг};$$

$$(q_{5-1} = -198 \text{ кДж/кг}) = \Delta U_{5-1} + l_{5-1} = -198 + 0 = -198 \text{ кДж/кг}.$$

Погрешность есть только в процессе 3-4:

$$\delta q_{3-4} = (269,67 - 268,87)100\%/269,67 = 0,3\%.$$

Погрешность мала (0,3 %), следовательно, 1 закон термодинамики вы-

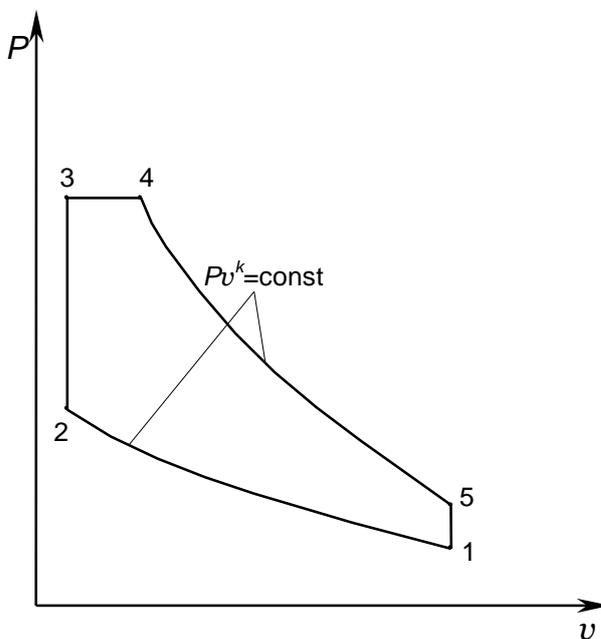


Рис. 3. Pv -диаграмма цикла Тринклера-Сабатэ (со смешанным подводом теплоты).

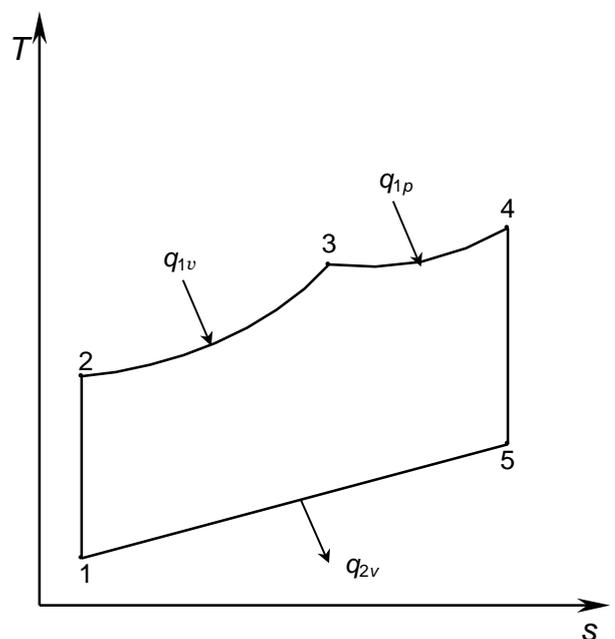


Рис. 4. Ts -диаграмма цикла Тринклера-Сабатэ (со смешанным подводом теплоты).

полняется по всем процессам цикла, что также подтверждает правильность расчетов.

Термический КПД цикла представляет собой отношение работы цикла к подведенной к рабочему телу теплоте:

$$\eta_t = l_{ц} / (q_{2-3} + q_{3-4}) = 390,55 / (319,68 + 269,67) = 0,663.$$

Проверка:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} = \\ &= 1 - \frac{1}{15^{0,41}} \cdot \frac{1,5 \cdot 1,2^{1,41} - 1}{(1,5 - 1) + 1,41 \cdot 1,5(1,2 - 1)} = 0,665 \end{aligned}$$

Погрешность расчета:

$$\delta = \frac{\eta - \eta_t}{\eta} \cdot 100\% = \frac{0,665 - 0,663}{0,665} \cdot 100\% = 0,3\% < 1\%,$$

то есть точность расчета достаточная.

Задача 3. Определить эффективную мощность N_e газотурбинной установки (ГТУ) без регенерации теплоты и ее эффективный КПД по заданной степени повышения давления $\beta = P_2 / P_1$, известным адиабатным КПД турбины η_T и компрессора η_K , температуре воздуха перед компрессором t_1 , температуре газа перед турбиной t_3 и по расходу воздуха через ГТУ G . Изобразить цикл ГТУ в Pv - и Ts -диаграммах. Показать, как зависит термический КПД ГТУ от степени повышения давления β . Исходные данные выбрать из табл. 5.

Таблица 5

Исходные данные к задаче 3

| Последняя цифра шифра | t_1 , °С | t_3 , °С | β | Предпоследняя цифра шифра | η_K | η_T | G , кг/с |
|-----------------------|------------|------------|---------|---------------------------|----------|----------|------------|
| 0 | 30 | 850 | 7,2 | 0 | 0,82 | 0,89 | 57 |
| 1 | 27 | 830 | 9,0 | 1 | 0,81 | 0,88 | 55 |
| 2 | 24 | 880 | 8,8 | 2 | 0,79 | 0,85 | 52 |
| 3 | 20 | 900 | 8,5 | 3 | 0,82 | 0,87 | 50 |
| 4 | 17 | 920 | 8,2 | 4 | 0,81 | 0,86 | 48 |
| 5 | 14 | 860 | 8,0 | 5 | 0,80 | 0,84 | 45 |
| 6 | 12 | 840 | 7,5 | 6 | 0,79 | 0,82 | 42 |
| 7 | 10 | 820 | 7,0 | 7 | 0,78 | 0,86 | 40 |
| 8 | 7 | 800 | 6,5 | 8 | 0,77 | 0,83 | 38 |
| 9 | 6 | 780 | 6,2 | 9 | 0,76 | 0,85 | 35 |

Решение. В расчете принимать теплоемкость воздуха и газа $C_p = 1,01$ кДж/(кг·К); показатель адиабаты $k = 1,41$; механический КПД ГТУ $\eta_M = 0,98$; давление воздуха перед компрессором $P_1 = 0,1$ МПа.

Удельный объем воздуха перед компрессором по уравнению Клапейрона:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 278}{0,1 \cdot 10^6} = 0,798 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура воздуха после компрессора при адиабатном теоретическом сжатии по уравнению адиабатного процесса:

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}};$$

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} = 278 \cdot 6,2^{\frac{1,41-1}{1,41}} = 473 \text{ К},$$

а при действительном адиабатном сжатии – из выражения внутреннего адиабатного КПД компрессора:

$$\eta_K = \frac{T_2 - T_1}{T_{2д} - T_1};$$

$$T_{2д} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_K} = 278 + \frac{473 - 278}{0,82} = 516 \text{ К}.$$

Давление сжатого воздуха в компрессоре

$$P_2 = P_1 \beta = 0,1 \cdot 6,2 = 0,62 \text{ МПа}.$$

Удельные объемы воздуха в точках 2, 2д, 3 по уравнению Клапейрона:

$$v_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{287 \cdot 473}{0,62 \cdot 10^6} = 0,219 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_{2д} = \frac{RT_{2д}}{P_2} = \frac{287 \cdot 516}{0,62 \cdot 10^6} = 0,239 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_3 = \frac{RT_3}{P_3} = \frac{287 \cdot 1033}{0,62 \cdot 10^6} = 0,478 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Температура газов после газовой турбины при адиабатном теоретическом расширении:

$$T_3/T_4 = (P_3/P_4)^{\frac{k-1}{k}} = \beta^{\frac{k-1}{k}};$$

$$T_4 = T_3 / \beta^{\frac{k-1}{k}} = 1033 / 6,2^{\frac{1,41-1}{1,41}} = 808 \text{ К},$$

а при действительном адиабатном расширении – из выражения внутреннего адиабатного КПД газовой турбины:

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_{4д}}{T_3 - T_4};$$

$$T_{4д} = T_3 - (T_3 - T_4)\eta_t = 1033 - (1033 - 808) \cdot 0,89 = 655 \text{ К}.$$

Удельные объемы газа в точках 4 и 4д по уравнению Клапейрона:

$$v_4 = \frac{RT_4}{P_4} = \frac{287 \cdot 608}{0,1 \cdot 10^6} = 1,74 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_{4д} = \frac{RT_{4д}}{P_4} = \frac{287 \cdot 655}{0,1 \cdot 10^6} = 1,88 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Для построения цикла ГТУ в Ts -диаграмме необходимо определить изменения энтропии в процессах:

$$\Delta S_{2-3} = C_p \cdot \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) = 1,01 \cdot \ln\left(\frac{1033}{473}\right) = 0,79 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\Delta S_{2-2д} = C_p \cdot \ln\left(\frac{T_{2д}}{T_2}\right) = 1,01 \cdot \ln\left(\frac{516}{473}\right) = 0,088 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\Delta S_{4-1} = C_p \cdot \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right) = 1,01 \cdot \ln\left(\frac{278}{608}\right) = -0,79 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\Delta S_{4-4д} = C_p \cdot \ln\left(\frac{T_{4д}}{T_4}\right) = 1,01 \cdot \ln\left(\frac{655}{608}\right) = 0,079 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Эффективная работа ГТУ:

$$\begin{aligned} l_e &= l_i \cdot \eta_M = \left[C_p \cdot (T_3 - T_4) \cdot \eta_T - \frac{C_p \cdot (T_2 - T_1)}{\eta_K} \right] \cdot \eta_M = \\ &= \left[1,01 \cdot (1033 - 608) \cdot 0,89 - \frac{1,01 \cdot (473 - 278)}{0,82} \right] \cdot 0,98 = 139,2 \text{ кДж}/\text{кг}. \end{aligned}$$

Эффективный КПД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{l_e}{q_1} = \frac{l_e}{C_p \cdot (T_3 - T_{2д})} = \frac{139,2}{1,01 \cdot (1033 - 516)} = 0,267$$

Эффективная мощность ГТУ:

$$N_e = l_e \cdot G = 139,2 \cdot 10^{-3} \cdot 57 = 7,93 \text{ МВт}$$

Зависимость термического КПД цикла ГТУ от степени повышения давления определялась по выражению:

$$\eta_t = 1 - 1/\beta^{\frac{k-1}{k}}$$

результаты расчетов представлены в табл.6.

Таблица 6

Зависимость термического КПД цикла без регенерации теплоты от степени повышения давления

| | | | | | |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| β | 5 | 6,2 | 7 | 8 | 9 |
| η_t | 0,374 | 0,412 | 0,432 | 0,454 | 0,472 |

Из табл.6 следует, что термический КПД возрастает с увеличением степени повышения давления в компрессоре.

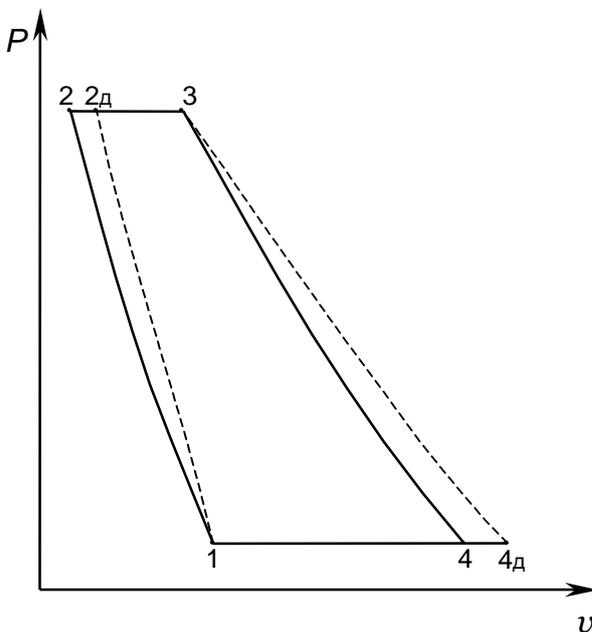


Рис. 5. Pv-диаграмма ГТУ без регенерации теплоты.

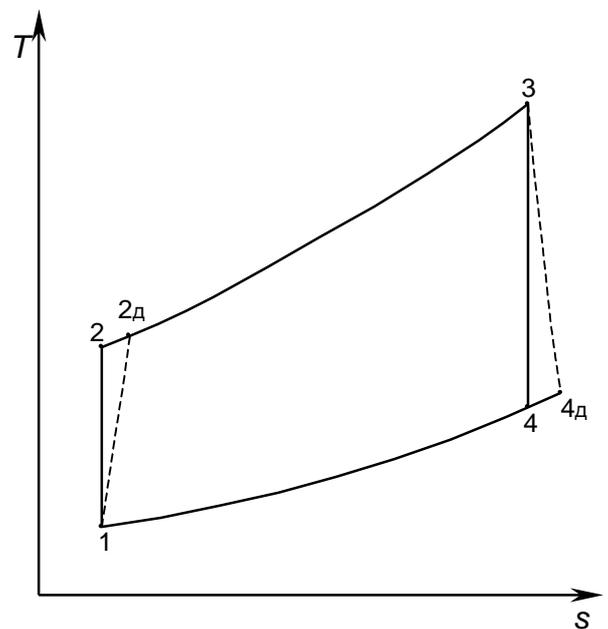


Рис. 6. Ts-диаграмма ГТУ без регенерации теплоты.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 2

Задача 4. Определить термический КПД цикла Ренкина и эффективную мощность паротурбинной установки (ПТУ) по заданным начальному давлению P_1 и температуре перегретого пара перед турбиной t_1 ; конечному давлению в конденсаторе P_2 , расходу пара через турбину D , внутренним относительным КПД турбины η_T и питательного насоса η_H . Изобразить цикл Ренкина в Ts -диаграмме, а процессы сжатия воды в питательном насосе и расширения пара в турбине – в hs -диаграмме. Механический КПД ПТУ принять равным $\eta_M = 0,98$. Исходные данные выбрать из табл.7.

Таблица 7

Исходные данные к задаче 4

| Последняя цифра шифра | P_1 , МПа | t_1 , °С | η_T | Предпоследняя цифра шифра | P_2 , кПа | D , кг/с | η_H |
|-----------------------|-------------|------------|----------|---------------------------|-------------|------------|----------|
| 0 | 10 | 500 | 0,80 | 0 | 3,0 | 50 | 0,70 |
| 1 | 11 | 510 | 0,81 | 1 | 3,5 | 100 | 0,71 |
| 2 | 12 | 520 | 0,82 | 2 | 4,0 | 150 | 0,72 |
| 3 | 13 | 530 | 0,83 | 3 | 4,5 | 200 | 0,73 |
| 4 | 14 | 540 | 0,84 | 4 | 5,0 | 50 | 0,74 |
| 5 | 15 | 550 | 0,85 | 5 | 3,0 | 100 | 0,75 |
| 6 | 23 | 560 | 0,86 | 6 | 3,5 | 150 | 0,76 |
| 7 | 24 | 570 | 0,87 | 7 | 4,0 | 200 | 0,77 |
| 8 | 25 | 580 | 0,88 | 8 | 4,5 | 50 | 0,78 |
| 9 | 26 | 590 | 0,89 | 9 | 5,0 | 100 | 0,79 |

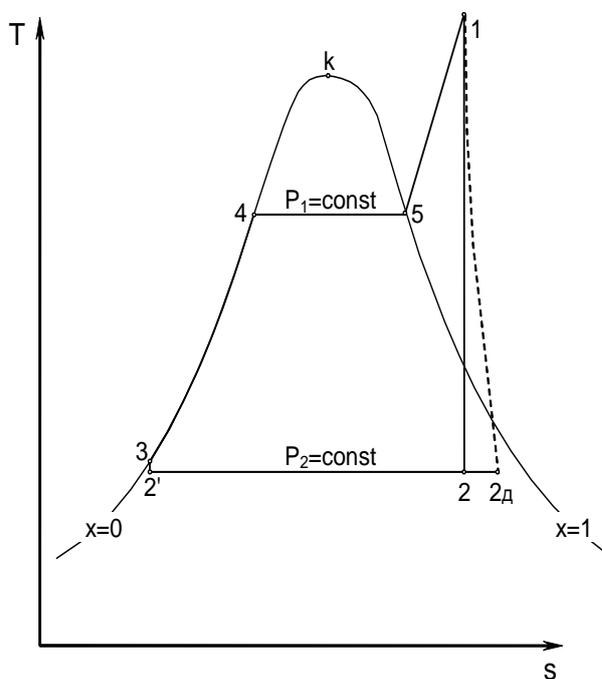


Рис. 7. Цикл Ренкина в Ts -диаграмме.

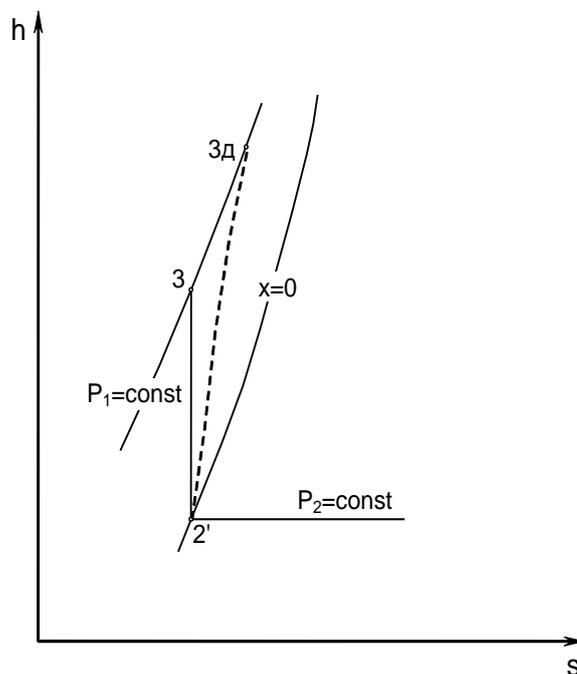


Рис. 8. Процессы теоретического 2'-3 и действительного 2'-3д сжатия воды в питательном насосе.

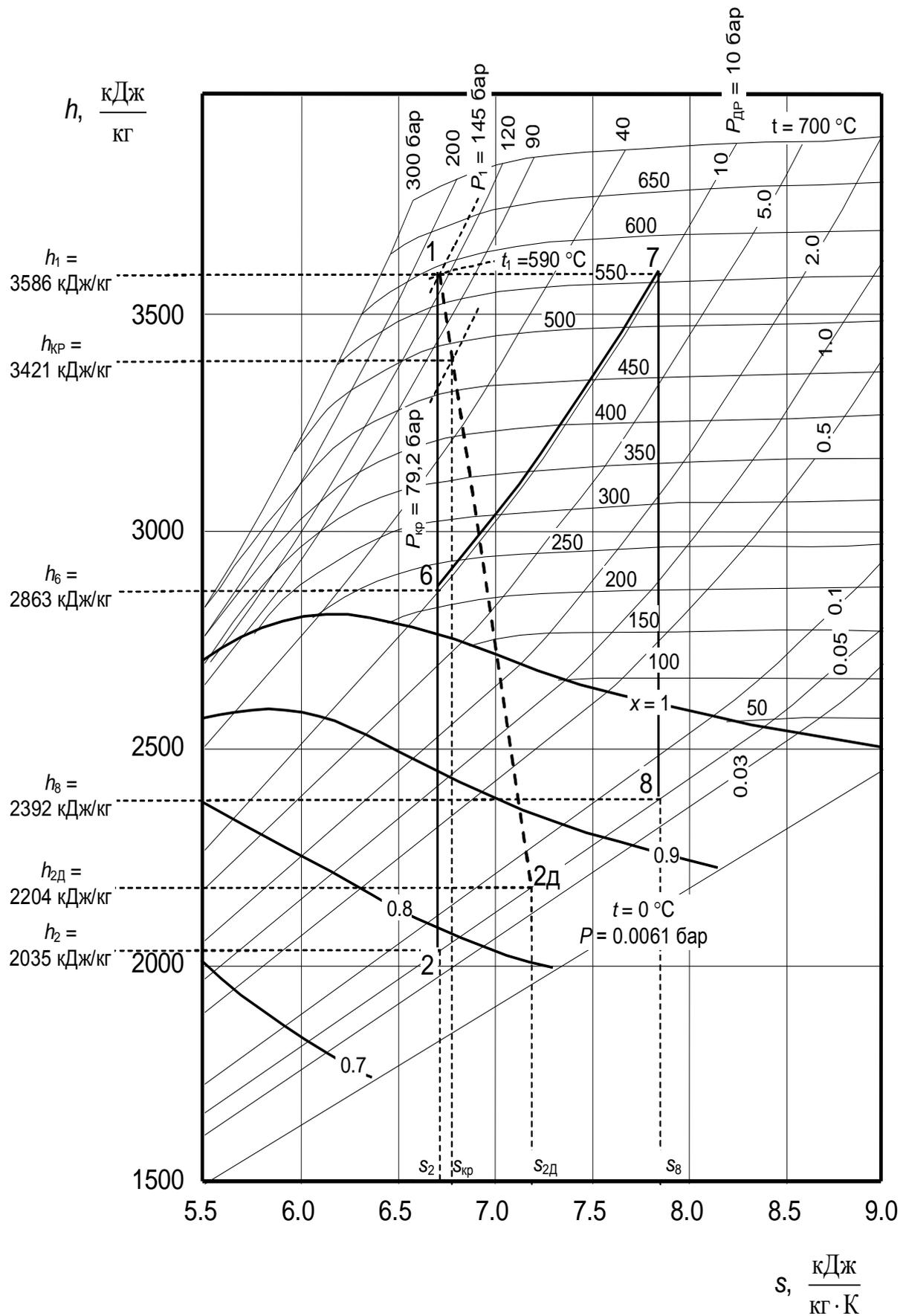


Рис. 9. Процессы расширения пара в турбине: 1-2 – теоретический; 1-2д – действительный.

Таблица 8

**Таблица термодинамических свойств сухого насыщенного пара
и воды на линии насыщения**

| P_H , бар | t_H , °C | v' , м ³ /кг | v'' , м ³ /кг | h' , кДж/кг | h'' , кДж/кг | r , кДж/кг | s' , кДж/(кг·К) | s'' , кДж/(кг·К) |
|----------------|---------------|------------------------------|-------------------------------|------------------|-------------------|-----------------|----------------------|-----------------------|
| 0,010 | 6,92 | 0,001000 | 129,9 | 29,3 | 2513 | 2484 | 0,1054 | 8,975 |
| 0,025 | 21,09 | 0,001002 | 54,24 | 88,5 | 2539 | 2451 | 0,3124 | 8,642 |
| 0,050 | 32,88 | 0,001005 | 28,19 | 137,8 | 2561 | 2423 | 0,4761 | 8,393 |
| 0,075 | 40,32 | 0,001008 | 19,23 | 168,8 | 2574 | 2405 | 0,5764 | 8,250 |
| 0,100 | 45,84 | 0,001010 | 14,68 | 191,9 | 2584 | 2392 | 0,6492 | 8,149 |
| 1,00 | 99,64 | 0,001043 | 1,694 | 417,4 | 2675 | 2258 | 1,3026 | 7,360 |
| 10,0 | 179,88 | 0,001127 | 0,1946 | 762,7 | 2778 | 2015 | 2,138 | 6,587 |
| 50 | 263,91 | 0,001286 | 0,0394 | 1154 | 2794 | 1640 | 2,921 | 5,973 |
| 90 | 303,32 | 0,001417 | 0,0205 | 1364 | 2743 | 1379 | 3,287 | 5,678 |
| 100 | 310,96 | 0,001452 | 0,0180 | 1408 | 2725 | 1317 | 3,360 | 5,615 |
| 110 | 318,04 | 0,001489 | 0,0160 | 1450 | 2705 | 1255 | 3,430 | 5,553 |
| 120 | 324,63 | 0,001527 | 0,0143 | 1491 | 2685 | 1194 | 3,496 | 5,492 |
| 130 | 330,81 | 0,001567 | 0,0128 | 1531 | 2662 | 1131 | 3,561 | 5,432 |
| 140 | 336,63 | 0,001611 | 0,0115 | 1571 | 2638 | 1067 | 3,623 | 5,372 |
| 150 | 342,11 | 0,001658 | 0,0104 | 1610 | 2611 | 1001 | 3,684 | 5,310 |
| 160 | 347,32 | 0,001710 | 0,0093 | 1650 | 2562 | 932 | 3,746 | 5,247 |
| 170 | 352,26 | 0,001768 | 0,008382 | 1690 | 2548 | 858,3 | 3,807 | 5,177 |
| 180 | 356,96 | 0,001837 | 0,007504 | 1732 | 2510 | 778,2 | 3,871 | 5,107 |
| 190 | 361,44 | 0,001921 | 0,00668 | 1776 | 2466 | 690 | 3,938 | 5,027 |
| 200 | 365,71 | 0,00204 | 0,00585 | 1827 | 2410 | 583 | 4,015 | 4,928 |
| 210 | 369,79 | 0,00221 | 0,00498 | 1888 | 2336 | 448 | 4,108 | 4,803 |
| 220 | 373,7 | 0,00273 | 0,00367 | 2016 | 2168 | 152 | 4,303 | 4,591 |

Таблица 9

Таблица термодинамических свойств перегретого пара

| P , бар | 20 | | | 30 | | | 50 | | |
|-----------|--------------------------|--------------|------------------|--------------------------|--------------|------------------|--------------------------|--------------|------------------|
| t , °С | v , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) | v , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) | v , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) |
| 0 | 0,000999 | 2,1 | 0,0000 | 0,000999 | 3,1 | 0,0000 | 0,000998 | 5,2 | 0,0004 |
| 50 | 0,001011 | 210,9 | 0,7020 | 0,001011 | 211,8 | 0,7018 | 0,001009 | 213,6 | 0,700 |
| 100 | 0,001042 | 420,1 | 1,3048 | 0,001042 | 420,9 | 1,3038 | 0,001041 | 422,5 | 1,302 |
| 150 | 0,001089 | 632,8 | 1,838 | 0,001089 | 633,4 | 1,837 | 0,001088 | 634,7 | 1,835 |
| 200 | 0,001156 | 852,4 | 2,328 | 0,001155 | 852,6 | 2,326 | 0,001153 | 853,6 | 2,322 |
| 250 | 0,1114 | 2900 | 6,539 | 0,0707 | 2853 | 6,283 | 0,001249 | 1086 | 2,789 |
| 300 | 0,1255 | 3019 | 6,757 | 0,0812 | 2988 | 6,530 | 0,0454 | 2920 | 6,200 |
| 350 | 0,1384 | 3134 | 6,949 | 0,0905 | 3111 | 6,735 | 0,0519 | 3063 | 6,440 |
| 400 | 0,1511 | 3246 | 7,122 | 0,0993 | 3229 | 6,916 | 0,0578 | 3193 | 6,640 |
| 450 | 0,1634 | 3357 | 7,282 | 0,1078 | 3343 | 7,080 | 0,0633 | 3315 | 6,815 |
| 500 | 0,1755 | 3468 | 7,429 | 0,1161 | 3456 | 7,231 | 0,0686 | 3433 | 6,974 |
| 550 | 0,1875 | 3578 | 7,569 | 0,1243 | 3569 | 7,373 | 0,0737 | 3550 | 7,120 |
| 600 | 0,1995 | 3690 | 7,701 | 0,1325 | 3682 | 7,506 | 0,0787 | 3666 | 7,257 |
| 650 | 0,2114 | 3802 | 7,827 | 0,1405 | 3796 | 7,633 | 0,0836 | 3782 | 7,387 |
| 700 | 0,2232 | 3917 | 7,947 | 0,1484 | 3911 | 7,755 | 0,0884 | 3899 | 7,510 |

Продолжение табл. 9

| P, бар | 80 | | | 100 | | | 150 | | |
|--------|-----------------------------|-----------------|---------------------|-----------------------------|-----------------|---------------------|-----------------------------|-----------------|---------------------|
| | v , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) | v , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) | v , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) |
| 0 | 0,000996 | 8,2 | 0,0004 | 0,000995 | 10,2 | 0,0004 | 0,000993 | 15,2 | 0,0008 |
| 50 | 0,001008 | 216,2 | 0,6992 | 0,001007 | 218,0 | 0,698 | 0,001005 | 222,3 | 0,695 |
| 100 | 0,001040 | 424,9 | 1,3996 | 0,001038 | 426,5 | 1,298 | 0,001036 | 430,4 | 1,294 |
| 150 | 0,001086 | 636,6 | 1,832 | 0,001084 | 638,0 | 1,830 | 0,001081 | 641,3 | 1,824 |
| 200 | 0,001150 | 855,0 | 2,317 | 0,001148 | 856,0 | 2,314 | 0,001144 | 858,3 | 2,306 |
| 250 | 0,001244 | 1085,7 | 2,781 | 0,001240 | 1086 | 2,776 | 0,001233 | 1086 | 2,765 |
| 300 | 0,02429 | 2784 | 5,788 | 0,001397 | 1342 | 3,244 | 0,001377 | 1337 | 3,222 |
| 350 | 0,03003 | 2985 | 6,126 | 0,02247 | 2920 | 5,940 | 0,01150 | 2690 | 5,442 |
| 400 | 0,03438 | 3135 | 6,356 | 0,02646 | 3093 | 6,207 | 0,01568 | 2973 | 5,878 |
| 450 | 0,03821 | 3270 | 6,552 | 0,02979 | 3239 | 6,416 | 0,01847 | 3155 | 6,139 |
| 500 | 0,04177 | 3397 | 6,722 | 0,03281 | 3372 | 6,596 | 0,02080 | 3308 | 6,346 |
| 550 | 0,04516 | 3520 | 6,876 | 0,03566 | 3499 | 6,756 | 0,02291 | 3445 | 6,521 |
| 600 | 0,04844 | 3640 | 7,019 | 0,03837 | 3621 | 6,901 | 0,02490 | 3576 | 6,677 |
| 650 | 0,05161 | 3760 | 7,152 | 0,04097 | 3744 | 7,038 | 0,02677 | 3706 | 6,822 |
| 700 | 0,05475 | 3881 | 7,280 | 0,04354 | 3867 | 7,167 | 0,02857 | 3835 | 6,956 |

Окончание табл. 9

| P, бар | 200 | | | 250 | | | 300 | | |
|--------|-------------------------------|-----------------|---------------------|-------------------------------|-----------------|---------------------|-------------------------------|-----------------|---------------------|
| | ν , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) | ν , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) | ν , м ³ /кг | h , кДж/кг | s , кДж/(кг·К) |
| 0 | 0,0009904 | 20,2 | 0,0013 | 0,0009880 | 25,2 | 0,0013 | 0,0009857 | 30,1 | 0,0013 |
| 50 | 0,0010033 | 226,7 | 0,6933 | 0,0010012 | 231,0 | 0,6911 | 0,0009992 | 235,3 | 0,6889 |
| 100 | 0,0010339 | 434,2 | 1,2909 | 0,0010316 | 438,0 | 1,2873 | 0,0010293 | 441,9 | 1,2834 |
| 150 | 0,0010784 | 644,6 | 1,820 | 0,0010753 | 647,9 | 1,815 | 0,0010722 | 651,2 | 1,810 |
| 200 | 0,0011393 | 860,6 | 2,299 | 0,0011349 | 863,0 | 2,293 | 0,0011305 | 865,4 | 2,287 |
| 250 | 0,0012256 | 1086,6 | 2,754 | 0,0012183 | 1087,5 | 2,744 | 0,0012115 | 1088,5 | 2,735 |
| 300 | 0,0013598 | 1333,2 | 3,204 | 0,0013446 | 1330,7 | 3,187 | 0,0013311 | 1329,0 | 3,171 |
| 350 | 0,001665 | 1644 | 3,724 | 0,001602 | 1621 | 3,675 | 0,001556 | 1608 | 3,640 |
| 400 | 0,00998 | 2816 | 5,553 | 0,00602 | 2579 | 5,137 | 0,00283 | 2155 | 4,476 |
| 450 | 0,01272 | 3060 | 5,903 | 0,00917 | 2947 | 5,677 | 0,00672 | 2816 | 5,446 |
| 500 | 0,01478 | 3238 | 6,144 | 0,01113 | 3157 | 5,965 | 0,00869 | 3073 | 5,799 |
| 550 | 0,01653 | 3390 | 6,339 | 0,01272 | 3331 | 6,186 | 0,01016 | 3268 | 6,045 |
| 600 | 0,01816 | 3530 | 6,508 | 0,01413 | 3483 | 6,367 | 0,01144 | 3434 | 6,242 |
| 650 | 0,01967 | 3667 | 6,660 | 0,01542 | 3629 | 6,529 | 0,01259 | 3590 | 6,412 |
| 700 | 0,02109 | 3803 | 6,800 | 0,01662 | 3770 | 6,674 | 0,01365 | 3736 | 6,566 |

Решение. Решение может быть выполнено с помощью hs -диаграммы водяного пара (приближенное) или с помощью таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара (точное).

На рис.7–9 изображены процессы в паротурбинной установке: 1-2 – теоретическое адиабатное расширение пара в турбине; 1-2д – действительное расширение пара; 2-2' – изобарно–изотермическая конденсация пара в конденсаторе; 2'-3 – теоретическое адиабатное сжатие воды в питательном насосе; 2'-3д – действительное сжатие воды (в Ts -диаграмме эти процессы не отражены, ввиду малого изменения параметров воды в этих процессах; они изображены в увеличенном масштабе в hs -диаграмме на рис.8); 3д-4 – изобарный нагрев воды до температуры насыщения в водяном экономайзере; 4-5 – изобарно–изотермическое испарение воды в парогенераторе; 5-1 – изобарный перегрев пара в пароперегревателе.

Точка 1 в hs -диаграмме находится на пересечении изобары $P_1 = 145$ бар и изотермы $t_1 = 590$ °С, для которой находится энтальпия перегретого пара перед турбиной $h_1 = 3586$ кДж/кг. Теоретическое расширение пара и турбине 1-2 изображается вертикальной линией $s_2 = s_1$ до пересечения с изобарой $P_2 = 0,05$ бар, откуда в точке 2 находится энтальпия пара после турбины $h_2 = 2035$ кДж/кг.

Ниже приведены таблицы 8 и 9 термодинамических свойств воды и водяного пара, с помощью которых задача решается более точно. Критические параметры воды: $P_{кр} = 221,29$ бар; $t_{кр} = 374,15$ °С; $v_{кр} = 0,00326$ м³/кг; $h_{кр} = 2100$ кДж/кг; $s_{кр} = 4,43$ кДж/(кг·К).

Из табл.9 свойств перегретого пара для давления $P_1 = 145$ бар и температуры $t_1 = 590$ °С находим методом линейной интерполяции энтальпию $h_1 = 3554$ кДж/кг и энтропию перегретого пара перед турбиной $s_1 = 6,67$ кДж/(кг·К).

Теоретическое адиабатное расширение пара происходит при постоянной энтропии $s_2 = s_1 = 6,67$ кДж/(кг·К) до давления $P_2 = 0,05$ бар. Из hs -диаграммы процесса на рис. 9 видно, что состояние пара после турбины (в точке 2) соответствует влажному насыщенному, для которого энтропия находится по формуле:

$$s_2 = s_x = s'(1 - x) + s''x,$$

где энтропия воды на линии насыщения при давлении $P_2 = 0,05$ бар. по табл.8 $s' = 0,4761$ кДж/(кг·К) и энтропия сухого насыщенного пара $s'' = 8,393$ кДж/(кг·К). Тогда степень сухости влажного пара после турбины (в точке 2):

$$x_2 = \frac{s_x - s'}{s'' - s'} = \frac{6,67 - 0,4761}{8,393 - 0,4761} = 0,782.$$

Тогда энтальпия влажного пара после турбины

$$h_2 = h'(1 - x) + h''x = 137,8 \cdot (1 - 0,782) + 2561 \cdot 0,782 = 2033 \text{ кДж/кг}$$

где $h' = 137,8$ кДж/кг – энтальпия вода на линии насыщения и $h'' = 2561$ кДж/кг – энтальпия сухого насыщенного пара, взятые также из табл.8 при давлении $P_2 = 0,05$ бар.

Необратимые потери при действительном расширении пара в турбине 1-2д учитываются внутренним относительным КПД турбины:

$$\eta_T = (h_{2д} - h_1) / (h_2 - h_1),$$

откуда, при заданном $\eta_T = 0,89$, находим энтальпию в конце действительного расширения пара:

$$h_{2д} = h_1 - (h_1 - h_2) \cdot \eta_T = 3554 - (3554 - 2033) \cdot 0,89 = 2200 \text{ кДж/кг}.$$

Степень сухости пара в точке 2д:

$$x_{2д} = \frac{h_{2д} - h'}{h'' - h'} = \frac{2200 - 137,8}{2561 - 137,8} = 0,851.$$

Энтропия пара в точке 2д:

$$\begin{aligned} s_{2д} &= s'(1 - x_{2д}) + s''x_{2д} = 0,4761(1 - 0,851) + 8,393 \cdot 0,851 = \\ &= 7,213 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}. \end{aligned}$$

Повышение энтальпии питательной воды в насосе:

$$\Delta h_H = \frac{P_1 v'}{\eta_H} = \frac{14,5 \cdot 10^3 \cdot 0,001005}{0,79} = 18,4 \text{ кДж/кг},$$

где $P_1 = 14,5103$ кПа – давление питательной вода после насоса; $v' = 0,001005$ м³/кг – удельный объем вода перед насосом (при $P_2 = 0,05$ бар); $\eta_H = 0,79$ – внутренний относительный КПД насоса (задан).

Энтальпия воды за питательным насосом:

$$h_{3д} = h'_2 + \Delta h_H = 137,8 + 18,4 = 156,2 \text{ кДж/кг}.$$

Внутренний относительный КПД насоса

$$\eta_H = (h_3 - h'_2) / (h_{3д} - h'_2),$$

откуда находим энтальпию питательной воды после теоретического сжатия:

$$h_3 = h'_2 + (h_{3д} - h'_2)\eta_H = 137,8 + (156,2 - 137,8) \cdot 0,79 = 152,3 \text{ кДж/кг.}$$

Процессы теоретического 2-3 и действительного 2-3д сжатия воды в питательном насосе изображены в hs -диаграмме на рис.8. Термический КПД цикла Ренкина:

$$\eta_t = \frac{l_T - l_H}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h'_2)}{h_1 - h_3} = \frac{1521 - 14,5}{3554 - 152,3} = 0,443.$$

Так как работа пара в турбине:

$$l_T = h_1 - h_2 = 3554 - 2033 = 1521 \text{ кДж/кг}$$

много больше работы сжатия воды в насосе

$$l_H = h_3 - h'_2 = 152,3 - 137,8 = 14,5 \text{ кДж/кг,}$$

то для приближенных расчетов работой сжатия воды в насосе пренебрегают ($l_H \approx 0$) тогда приближенно:

$$\eta_t = \frac{l_T}{q_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2} = \frac{3554 - 2033}{3554 - 137,8} = 0,445.$$

С учетом внутренних необратимых потерь в турбине и в насосе находим внутреннюю работу ПТУ:

$$\begin{aligned} l_i &= l_{iT} - l_{iH} = (h_1 - h_{2д}) - (h_{3д} - h'_2) = \\ &= (3554 - 2200) - (156,2 - 137,8) = 1336 \text{ кДж/кг} \end{aligned}$$

Теоретическая работа ПТУ:

$$l = l_T - l_H = 1521 - 14,5 = 1506,5 \text{ кДж/кг.}$$

Следовательно, из-за необратимых потерь теряется работоспособность ПТУ на

$$\delta l = \frac{(l - l_i)100\%}{l} = \frac{(1506,5 - 1336)100\%}{1506,5} = 11,3\%$$

Эффективная мощность ПТУ:

$$N_e = l_i \eta_M D = 1,336 \cdot 0,98 \cdot 100 = 130,9 \text{ МВт,}$$

где $\eta_M = 0,98$ – механический КПД ПТУ и $D = 100$ кг/с – расход пара через турбину – заданы.

Задача 5. По условиям предыдущей задачи определить скорость истечения водяного пара из комбинированного сопла (сопла Лавалья), критическую скорость истечения, диаметры выходного и минимального сечений сопла и длину расширяющейся части насадки. Изобразить сопло Лавалья в масштабе. Принять $P_2 = P_T = 10$ бар.

Решение (вариант 99). Степень понижения давления в сопле Лавалья:

$$\beta = P_2/P_1 = 10/145 = 6,9 \cdot 10^{-2} < \beta_{кр},$$

где $\beta_{кр} = 0,546$ – критическое отношение давлений для водяного пара H_2O , как для трехатомного газа. Тогда критическое давление пара в минимальном сечении сопла:

$$P_{кр} = \beta_{кр} P_1 = 0,546 \cdot 145 = 79,2 \text{ бар.}$$

На рис.9 в hs -диаграмме изображены адиабатные теоретический 1-Т и действительный 1-Д процессы расширения пара в соплах и каналах рабочих лопаток турбины. Допустим, что это условное расширение пара в единичном комбинированном сопле. Из hs -диаграммы находим:

$$h_1 = 3586 \text{ кДж/кг; } h_{кр} = 3363 \text{ кДж/кг;}$$

$$h_T = 2830 \text{ кДж/кг; } h_D = 2970 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда действительная и теоретическая скорости истечения пара из сопла Лавалья:

$$c = \sqrt{2(h_1 - h_D)} = \sqrt{2(3586 - 2970)10^3} = 1110 \text{ м/с;}$$

$$c_T = \sqrt{2(h_1 - h_T)} = \sqrt{2(3586 - 2830)10^3} = 1230 \text{ м/с.}$$

Действительная скорость меньше теоретической из-за необратимых потерь на трение и завихрение при течении реального газа в сопле, которые оцениваются скоростным коэффициентом сопла:

$$\varphi = \frac{c}{c_T} = \frac{1110}{1230} = 0,902.$$

Для хорошо аэродинамически спроектированных и обработанных с высокой степенью чистоты сопел скоростной коэффициент может достигать величин $\varphi = 0,98 \dots 0,99$.

Действительная скорость в критическом сечении сопла:

$$c_{кр} = \sqrt{2(h_1 - h_{кр})} = \sqrt{2(3586 - 3421)10^3} = 547 \text{ м/с.}$$

Для определения выходного и минимального сечений сопла необходимо знать удельные объемы пара на выходе из сопла v_D и в критическом сечении $v_{кр}$. Для влажного пара в точке Д $v_D = 0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$

Удельный объем пара в критическом сечении находится из табл.9 для перегретого пара при $P_{кр} = 79,2 \text{ бар}$ и $s_{кр} = 6,77 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$: $v_{кр} = 0,043 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Площади выходного и критического сечений сопла находятся по уравнению неразрывности (сплошности) потока:

$$f = \frac{Dv_D}{c} = \frac{100 \cdot 0,2}{1110} = 0,018 \text{ м}^2;$$
$$f_{\min} = \frac{Dv_{кр}}{c_{кр}} = \frac{100 \cdot 0,043}{547} = 7,49 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Диаметры выходного и минимального сечений комбинированного сопла:

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,018}{3,14}} = 0,151 \text{ м};$$
$$d_{\min} = \sqrt{\frac{4f_{\min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,49 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,098 \text{ м}.$$

При расширении пара в комбинированном сопле возрастание скорости пара до критической (звуковой) происходит в сужающейся части сопла, а от критической до сверхкритической (сверхзвуковой) в расширяющейся насадке сопла Лавалья. При этом, чтобы не происходило отрыва потока от стенок сопла и расширение пара происходило аэродинамически совершенно, угол расширяющейся части сопла не должен превышать величины $\gamma = 10^\circ \dots 12^\circ$. Тогда длина расширяющейся части сопла:

$$l = \frac{d - d_{\min}}{2\text{tg}(\gamma/2)} = \frac{0,151 - 0,098}{2\text{tg}(11/2)} = 0,275 \text{ м}.$$

Длина сужающейся части сопла особого значения не имеет и выбирается минимальной.

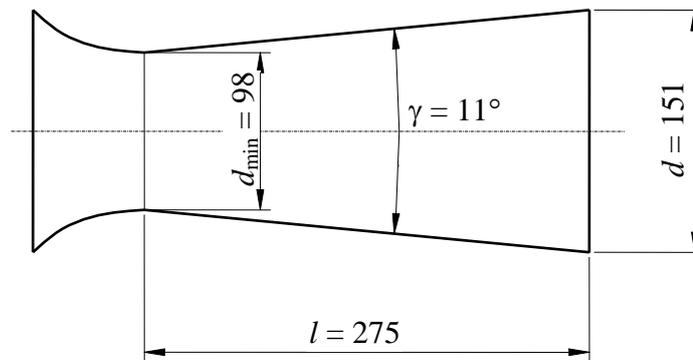


Рис.10. Комбинированное сопло (Лаваля)

Задача 6. По условиям задачи 4 оценить:

- как изменится работоспособность пара, если перед подачей в турбину он дросселируется до $P_{др} = 10$ бар?
- как изменится термический КПД цикла ПТУ и её эффективная мощность, если ввести промежуточный перегрев пара при промежуточном давлении $P_{др} = 10$ бар до температуры $t_{др}$?

Решение.

а) Дросселирование газа (пара) – это процесс понижения давления газа (пара) при его прохождении через местное сужение (дроссельная шайба, вентиль, задвижка). Дросселирование в hs -диаграмме условно изображается изэнтальпийным процессом 1-7 (см. рис.9). Это горизонтальная пунктирная линия, идущая из точки 1 до пересечения с изобарой $P_{др} = 10$ бар. Температура в точке 7 определяется по hs -диаграмме, для рассматриваемого варианта $t_7 = t_{др} = 555$ °С.

Дросселирование применяется при дроссельном регулировании мощности ПТУ, оно приводит к уменьшению работоспособности пара и без необходимости его следует избегать.

При расширении в турбине до того же самого конечного давления $P_2 = 0,05$ бар предварительно дросселированного пара его теоретическая работоспособность равна:

$$l_{др} = h_7 - h_8 = 3586 - 2392 = 1194 \text{ кДж/кг},$$

в то время как теоретическая работоспособность недросселированного пара:

$$l = h_1 - h_2 = 3586 - 2035 = 1551 \text{ кДж/кг}.$$

Это означает, что дросселирование пара от $P_1 = 145$ бар до $P_{др} = 10$ бар снижает работоспособность пара на

$$\delta l = \left(\frac{l - l_{др}}{l} \right) 100\% = \left(\frac{1551 - 1194}{1551} \right) 100\% = 23\%$$

Следовательно, при возможности, дросселирования следует избегать.

б) из рис.9 видно, что если пар расширяется в одной ступени турбины до конечного давления $P_2 = 0,05$ бар, то степень сухости пара в точке 2

$x_2 = 0,782$ (см. решение задачи 4). Это означает, что в таком влажном паре содержится 78,2 % сухого насыщенного пара и 21,8 % капель конденсата (вода). Чем меньше степень сухости пара, тем ниже внутренний относительный КПД турбины. Кроме того, капли воды, летящие с высокой скоростью вместе с потоком пара, ударяются о поверхность рабочих лопаток турбины и вызывают эрозию, то есть механическое разрушение. Учитывая все это, минимально допустимая степень сухости пара на выходе из турбины должна быть не ниже $x_2 = 0,86..0,88$. Поэтому в части высокого давления турбины пар расширяется от $P_1 = 145$ бар до $P_{др} = 10$ бар, после чего перегревается в промежуточном пароперегревателе парогенератора до температуры $t_7 = t_{др} = 555$ °С.

Окончательное расширение пара происходит в части низкого давления. Это повышает степень сухости пара на выходе из турбины до $x_8 = 0,936$, что приводит к возрастанию внутреннего относительного КПД турбины. Кроме того, увеличивается и термический КПД ПТУ из-за возрастания средней температуры подвода тепла в цикле ПТУ, благодаря введению промежуточного перегрева пара. В решении задачи 4 доказано, что неучет работы на сжатие воды в питательном насосе приводит к изменению термического КПД только на $\Delta\eta_t = 0,002$, то есть на 0,45 %, поэтому термический КПД цикла с промежуточным перегревом определяем по упрощенной формуле:

$$\eta_{t\text{ пр}} = \frac{l_{T1} + l_{T2}}{q_1 + q_{пр}} = \frac{(h_1 - h_6) + (h_7 - h_8)}{(h_1 - h'_2) + (h_7 - h_8)} = \frac{(3586 - 2830) + (3586 - 2392)}{(3586 - 137,8) + (3586 - 2392)} = \frac{1950}{4171} = 0,468$$

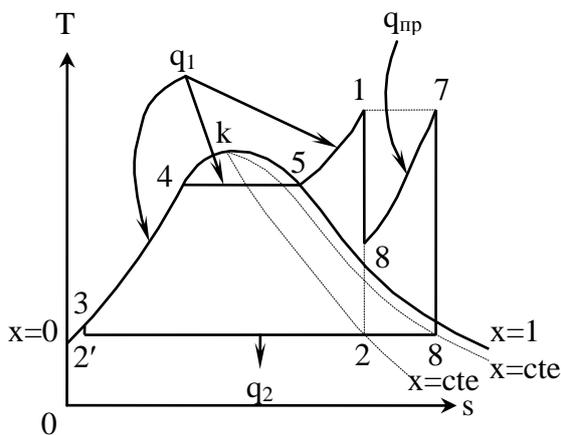


Рис. 11. Цикл ПТУ с промперегревом пара

Находим эффективную мощность ПТУ:

$$N_{e\text{ пр}} = (l_{T\text{ пр}}\eta_T - l_H/\eta_H)\eta_M D = (1950 \cdot 0,89 - 14,5/0,79)0,98 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 168,3 \text{ МВт,}$$

Повышение термического КПД от введения промперегрева пара:

$$\delta\eta_t = (\eta_{t\text{ пр}} - \eta_t)100\% / \eta_t = (0,468 - 0,445)100\% / 0,445 = 5,17\%$$

Оставляя внутренний относительный КПД турбины без изменения, находим эффективную мощность ПТУ:

где l_T , l_H , N_e были определены в задаче 4.

Следовательно, даже без учета возрастания внутреннего относительного КПД от введения промперегрева пара, эффективная мощность ПТУ выросла на

$$\delta N_e = (N_{e\text{ пр}} - N_e)100\% / N_e = (168,3 - 130,9)100\% / 130,9 = 28,6\%,$$

поэтому практически все современные конденсационные ПТУ состоят из частей высокого, среднего и низкого давления с промежуточным перегревом пара.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------|----|
| Общие методические указания | 4 |
| Список литературы..... | 4 |
| Программа курса..... | 5 |
| 1. Основные понятия и определения | 5 |
| 2. Первый закон термодинамики | 5 |
| 3. Второй закон термодинамики | 5 |
| 4. Термодинамические процессы | 6 |
| 5. Реальные газы | 6 |
| 6. Влажный воздух | 6 |
| 7. Термодинамика потока газа. Истечение и дросселирование газов и паров | 6 |
| 8. Термодинамический анализ процессов в компрессорах | 7 |
| 9. Циклы двигателей внутреннего сгорания (ДВС) | 7 |
| 10. Циклы газотурбинных установок (ГГУ) | 7 |
| 11. Циклы паротурбинных установок (ПТУ)..... | 7 |
| 12. Циклы термотрансформаторов (обратные термодинамические циклы) | 8 |
| 13. Элементы химической термодинамики..... | 8 |
| Контрольные задания | 8 |
| Контрольная работа 1..... | 8 |
| Контрольная работа 2..... | 20 |