

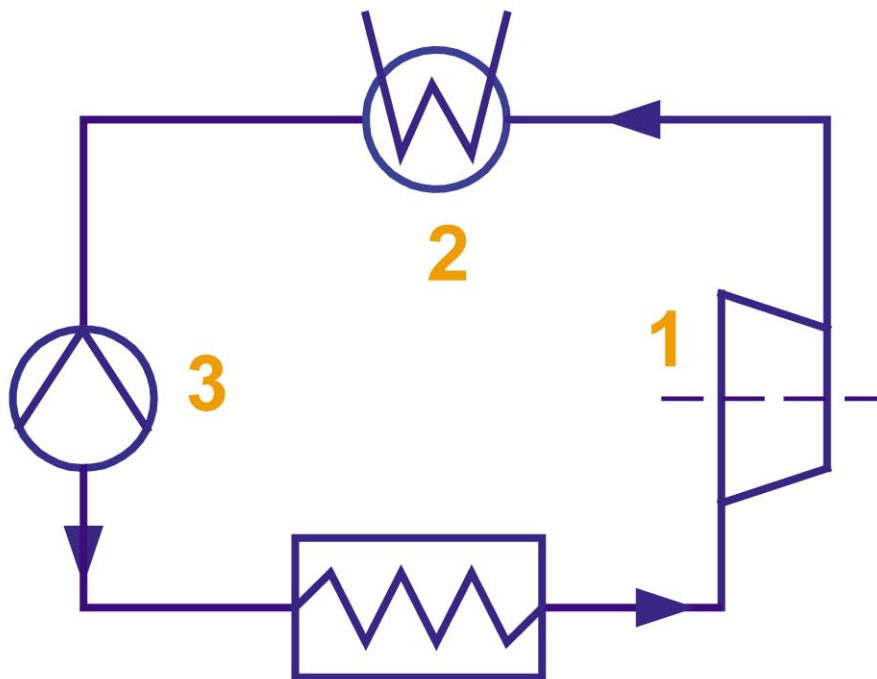


СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
SIBERIAN FEDERAL UNIVERSITY

Ю. В. Видин, В. С. Злобин

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕПЛОМАССОБМЕН

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

УДК 621.1.016.7(07)

ББК 31.311я73

В421

Рецензенты:

С. В. Голдаев, доктор физико-математических наук, профессор
НОЦ им. И. Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Националь-
ного исследовательского Томского политехнического университета;

А. А. Федяев, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой
«Промышленная теплоэнергетика» Братского государственного уни-
верситета

Видин, Ю. В.

В421

Техническая термодинамика и тепломассообмен : учеб. посо-
бие / Ю. В. Видин, В. С. Злобин. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т,
2020. – 332 с.

ISBN 978-5-7638-4212-8

Рассмотрены основы технической термодинамики, термодинамические процессы, реальные газы и пары, приложение законов термодинамики к анализу циклов тепловых двигателей, паротурбинных, газотурбинных и холодильных установок, а также основные законы тепломассообмена и расчета теплообменных аппаратов. Приведены решения конкретных задач переноса тепла и массы. Пособие снабжено большим количеством примеров и учебных заданий.

Предназначено для бакалавров, обучающихся по направлению «Тепло-техника».

Электронный вариант издания см.:
<http://catalog.sfu-kras.ru>

УДК 621.1.016.7(07)
ББК 31.311я73

ISBN 978-5-7638-4212-8

© Сибирский федеральный
университет, 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Раздел I. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА	5
Глава 1. Теоретический цикл поршневого двигателя внутреннего сгорания	5
1.1. Расчет теоретического цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания	5
1.2. Пример расчета двигателя внутреннего сгорания с подводом тепла при постоянном объеме (цикл Отто)	11
1.2.1. Расчет параметров в характерных точках цикла и построение диаграммы в координатах $P-v$	11
1.2.2. Расчет параметров в характерных точках цикла и построение диаграммы в координатах $T-s$	14
1.3. Пример расчета двигателя внутреннего сгорания с подводом тепла при постоянном давлении (цикл Дизеля)	18
1.3.1. Расчет параметров P , v , T и h рабочего тела в характерных точках цикла и построение диаграммы в координатах $P-v$ и $\ln P - \ln 100v$	19
1.3.2. Построение диаграммы в координатах $T-s$ и приближенный расчет Δu , Δh , Δs , q и l в процессах цикла	22
1.3.3. Определение подведенного тепла q_1 , отведенного тепла q_2 , работы цикла l_0 и термического КПД цикла η_t	27
1.4. Пример расчета двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом тепла (цикл Тринклера).....	27
1.4.1. Расчет параметров в характерных точках цикла и построение диаграммы в координатах $P-v$	28
1.4.2. Расчет параметров в характерных точках цикла и построение диаграммы в координатах $T-s$	31
Контрольное задание	36
Глава 2. Циклы газотурбинных установок	39
2.2. Теоретический цикл газотурбинной установки с подводом тепла при постоянном давлении	39
2.2. Теоретический цикл газотурбинной установки с подводом тепла при постоянном объеме.....	43
2.3. Регенеративный цикл газотурбинной установки.....	45
Контрольные задания.....	47
Глава 3. Цикл паротурбинной установки	50
3.1. Цикл Ренкина.....	50

3.2. Методы повышения экономичности паротурбинной установки	52
Контрольные задания.....	57
Глава 4. Расчет поршневого компрессора	62
4.1. Теоретические сведения	62
4.2. Пример расчета поршневого компрессора	68
4.3. Пример расчета трехступенчатого поршневого компрессора.....	72
4.3.1. Определение количества ступеней компрессора и степени повышения давления в каждой ступени.....	72
4.3.2. Построение диаграмм $P-v$ и $T-s$ работы компрессора	73
4.3.3. Вычисление необходимой мощности привода и количества тепла, отведенного от воздуха в цилиндрах и холодильниках компрессора	77
Контрольное задание	77
Глава 5. Расчет парокompрессионной холодильной установки	79
5.1. Теоретические сведения	79
5.2. Пример расчета холодильного цикла.....	82
Контрольное задание	84
Глава 6. Термодинамические свойства рабочих тел	86
6.1. Уравнение состояния реальных газов	86
6.2. Процесс парообразования	88
6.3. Параметры и функции состояния водяного пара.....	90
6.4. Основные термодинамические процессы	93
6.5. Таблицы и диаграммы водяного пара	99
Контрольные задания.....	102
Глава 7. Влажный воздух.....	112
7.1. Основные характеристики влажного воздуха	112
7.2. Диаграмма hd для влажного воздуха.....	115
Контрольные задания.....	118
Список литературы.....	120
Раздел II. ТЕПЛОМАССООБМЕН	122
Глава 1. Теплопроводность	122
1.1. Основные формулы теории теплопроводности	122
1.2. Частные случаи дифференциального уравнения теплопроводности твердых тел	123
1.3. Основные выражения для аналитического расчета нестационарного симметричного температурного поля неограниченной пластины, бесконечного цилиндра и шара при конвективном нагреве	123

1.4. Расчет собственных чисел характеристических уравнений для неограниченной пластины, бесконечного цилиндра и шара.....	125
1.5. Некоторые справочные формулы для решения задач теплопроводности	150
1.6. Функции Бесселя	159
1.7. Модифицированные функции Бесселя	160
1.8. К расчету средней температуры твердых тел	169
1.9. Перенос тепла вдоль стержня постоянного поперечного сечения	174
Глава 2. Конвективный теплообмен	177
2.1. Понятия и определения	177
2.2. Физические свойства жидкости.....	179
2.3. Критериальные уравнения для определения коэффициентов конвективного теплообмена при вынужденном движении.....	183
2.4. Критериальные уравнения для определения коэффициентов конвективного теплообмена при свободном движении.....	184
2.5. Критериальные уравнения для определения коэффициентов конвективного теплообмена при наличии фазовых переходов	185
2.6. Основы массопередачи	187
Глава 3. Теплообмен излучением.....	191
3.1. Основные понятия и законы	191
3.2. Основные законы теплового излучения	193
3.3. Лучистый теплообмен между двумя телами с плоскопараллельными поверхностями	197
3.4. Лучистый теплообмен между двумя телами, из которых одно находится в полости другого.....	201
3.5. Лучистый теплообмен между двумя телами, произвольно расположенными в пространстве	207
3.6. Особенности излучения газов	209
Глава 4. Теплообменные аппараты.....	215
4.1. Виды теплообменных аппаратов	215
4.2. Рекуперативные аппараты.....	216
4.3. Гидромеханический расчет теплообменных аппаратов.....	231
Контрольные вопросы и задания.....	237
Список литературы.....	238
ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ.....	242
ПРИЛОЖЕНИЯ	247

Раздел I

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Глава 1

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1.1. Расчет теоретического цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания

Тепловые двигатели, рабочим телом которых являются газообразные продукты сгорания топлива, сжигаемого непосредственно внутри цилиндра двигателя, называются поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС) [1–7].

Поршневые ДВС делят на двухтактные, у которых один рабочий ход приходится на два хода поршня, и четырехтактные – с одним рабочим ходом на четыре хода поршня. Кроме того, поршневые ДВС подразделяют на двигатели с подводом теплоты при постоянном объеме (быстрого сгорания), двигатели с подводом теплоты при постоянном давлении (постепенного сгорания) и двигатели, работающие по циклу со смешанным подводом тепла.

Идеализируя рабочий цикл как двухтактных, так и четырехтактных карбюраторных двигателей внутреннего сгорания, получают термодинамический цикл, называемый циклом Отто (рис. 1.1, *a*). В этом цикле процесс сжатия горючей смеси происходит по адиабате 1–2. Изохора 2–3 соответствует горению топлива, воспламененного от электрической искры, и подводу теплоты q_1 . Рабочий ход, осуществляемый при адиабатном расширении продуктов сгорания, изображен линией 3–4. Отвод теплоты q_i осуществляется по изохоре 4–1, соответствующей в четырехтактных двигателях выпуску газов и всасыванию новой порции рабочей смеси, а в двухтактных – выпуску и продувке цилиндра.

Термический КПД рассматриваемого цикла вычисляют по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.1)$$

Сравнив адиабаты 1–2 и 3–4, можно показать, что

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}.$$

Следовательно, получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.2)$$

Отношение всего объема цилиндра v_1 к объему камеры сгорания v_2 называется степенью сжатия

$$\varepsilon = v_1 / v_2. \quad (1.3)$$

Степень сжатия является одной из основных конструктивных характеристик поршневого ДВС.

Учитывая, что для адиабаты 1–2 между v и T существует зависимость

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}, \quad (1.4)$$

окончательно имеем

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.5)$$

Из выражения (1.5) следует, что термический КПД двигателей, работающих по циклу Отто, зависит только от степени сжатия ε и возрастает с её увеличением. Понятно, что температура в конце сжатия T_2 не должна достигать температуры самовоспламенения горючей смеси. Поэтому степень сжатия в реальных двигателях такого типа составляет обычно 7–10 или несколько больше в зависимости от антидетонационных свойств применяемого топлива. В большинстве случаев показатель адиабаты k практически остаётся неизменным, равным приблизительно 1,4.

Степень сжатия в цикле ДВС может быть повышена, если сжимать не горючую смесь, а воздух, и затем, получив высокое давление и температуру, обеспечить самовоспламенение распыленного в цилиндре топлива. В этом случае процесс горения затягивается, а двигатели такого типа ха-

рактически характеризуются постепенным (медленным) сгоранием топлива при постоянном давлении. Идеализированный цикл такого двигателя внутреннего сгорания называется циклом Дизеля (рис. 1.1, б). Рабочее тело (воздух) сжимается по адиабате 1–2, а изобарный процесс 2–3 соответствует процессу горения топлива, т. е. подводу теплоты q . Рабочий ход выражен адиабатным расширением продуктов сгорания 3–4. Наконец, изохора 4–1 характеризует отвод теплоты q_2 , заменяя для четырехтактных двигателей выпуск продуктов сгорания, а для двухтактных выпуск и продувку цилиндра.

Формула для расчета термического КПД в этом случае принимает вид

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{k\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.6)$$

Кроме степени сжатия ε цикл Дизеля имеет еще одну характеристику – степень предварительного расширения

$$\rho = v_3 / v_2. \quad (1.7)$$

Для изобары 2–3 можно записать $\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$. Рассматривая изохору 4–1

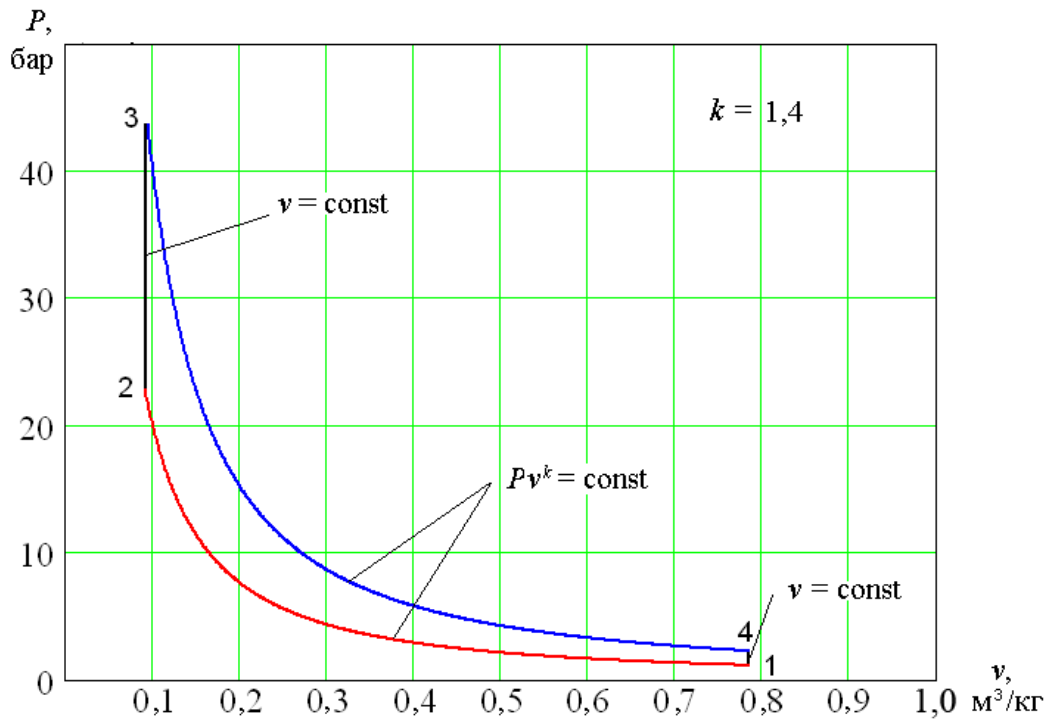
и учитывая, что $P_4 v_4^k = P_3 v_3^k$, $P_1 v_1^k = P_2 v_2^k$ и $v_4 = v_1$, получаем

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} = \frac{P_4 v_4^k}{P_1 v_1^k} = \frac{P_3 v_3^k}{P_2 v_2^k} = \rho^k. \quad (1.8)$$

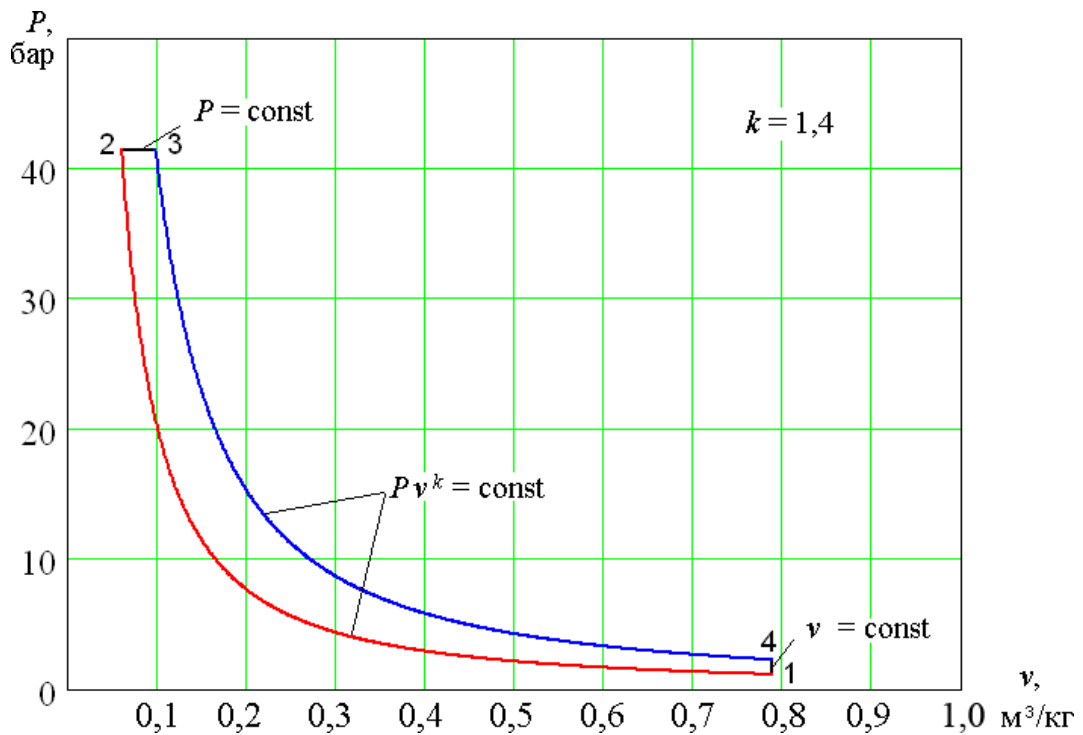
Окончательно, с учетом соотношения $T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$, формула для расчета термического КПД цикла Дизеля принимает вид

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.9)$$

Выражение (1.9) показывает, что основным фактором, определяющим экономичность двигателей, работающих по циклу Дизеля, также является степень сжатия ε , с увеличением которой термический КПД цикла возрастает. Нижний предел для величины ε обусловлен необходимостью получения в конце сжатия температуры воздуха, значительно превышающей температуру самовоспламенения топлива.



a



б

Рис. 1.1. Термодинамический цикл поршневого ДВС с подводом тепла:
 а – при постоянном объеме $v = \text{const}$ (цикл Отто);
 б – при постоянном давлении $P = \text{const}$ (цикл Дизеля)

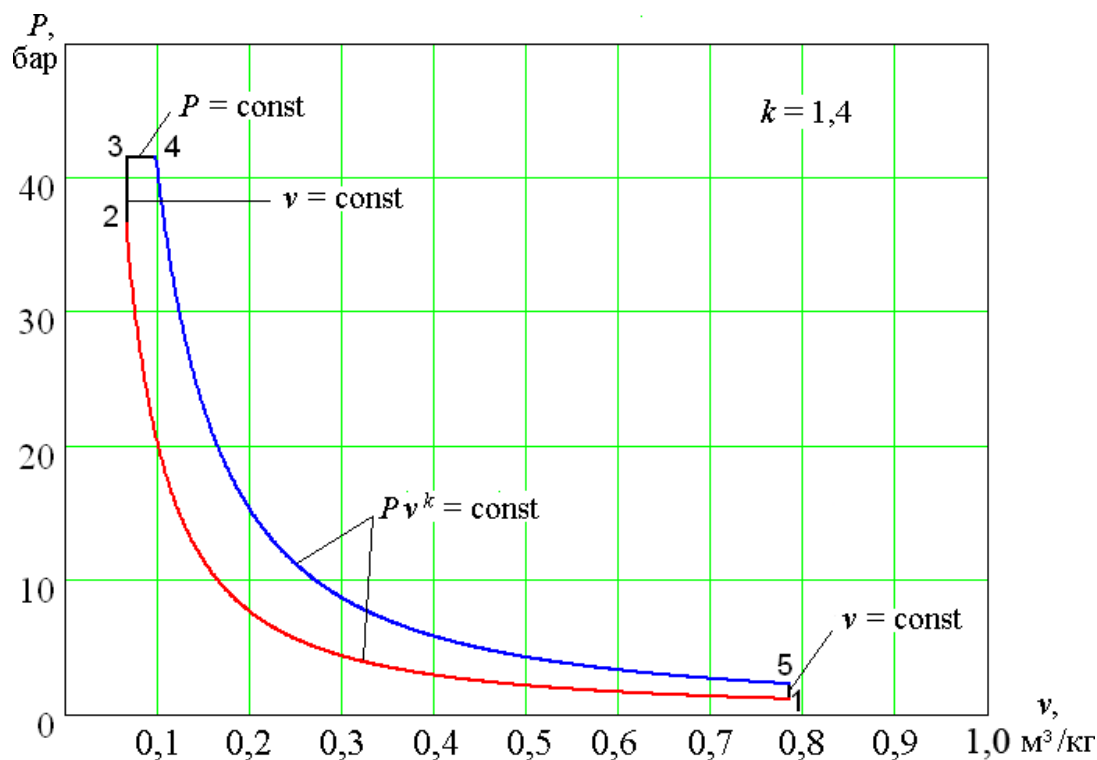


Рис. 1.1. Окончание. Термодинамический цикл поршневого ДВС:
 v – со смешанным подводом тепла (цикл Тринклера)

Верхний предел ε (до 20) ограничен допустимым давлением в цилиндре, превышение которого приводит к утяжелению конструкции двигателя и увеличению потерь энергии на трение. Повышение степени предварительного расширения ρ вызывает снижение термического КПД цикла. Отсюда следует, что с увеличением нагрузки и удлинением процесса горения топлива экономичность двигателя уменьшается. Это следует учитывать наряду с другими обстоятельствами при определении оптимального режима работы двигателя.

Цикл Тринклера, или цикл со смешанным подводом теплоты, по которому работают современные бескомпрессорные дизели (рис. 1.1, v), осуществляется по следующей схеме. На рис. 1.1, v адиабата 1–2 соответствует сжатию в цилиндре воздуха до температуры, превышающей температуру самовоспламенения топлива, впрыскиваемого в цилиндр, а изобара 3–4 характеризует процесс горения остальной части топлива по мере поступления его из форсунки. Расширение продуктов сгорания происходит по адиабате 4–5, а изохора 5–1 соответствует выпуску отработавших газов в атмосферу. Таким образом, теплота q_1 подводится в двух процессах: 2–3 (изохорном) и 3–4 (изобарном):

$$q_1 = q'_1 + q'_2. \quad (1.10)$$

Приведем без вывода выражение для термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.11)$$

Параметр λ называют степенью повышения давления и рассчитывают по формуле

$$\lambda = P_3 / P_2. \quad (1.12)$$

В двигателях, работающих по циклу Тринклера, распыление жидкого топлива, поступающего в камеру сгорания от плунжерного насоса, производится специальными форсунками. Иногда топливный насос объединяют с распылителем (насос-форсунка). У этих ДВС в отличие от двигателей, работающих по циклу Дизеля, отсутствует громоздкий воздушный компрессор. Степень сжатия ε в рассматриваемом цикле может достигать 18 и более.

Легко показать, что математическое выражение термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты является общим для циклов поршневых ДВС и при $\lambda = 1$ переходит в соответствующую формулу (1.9) для термического КПД цикла с подводом теплоты при постоянном давлении, а при $\rho = 1$ в зависимость (1.5).

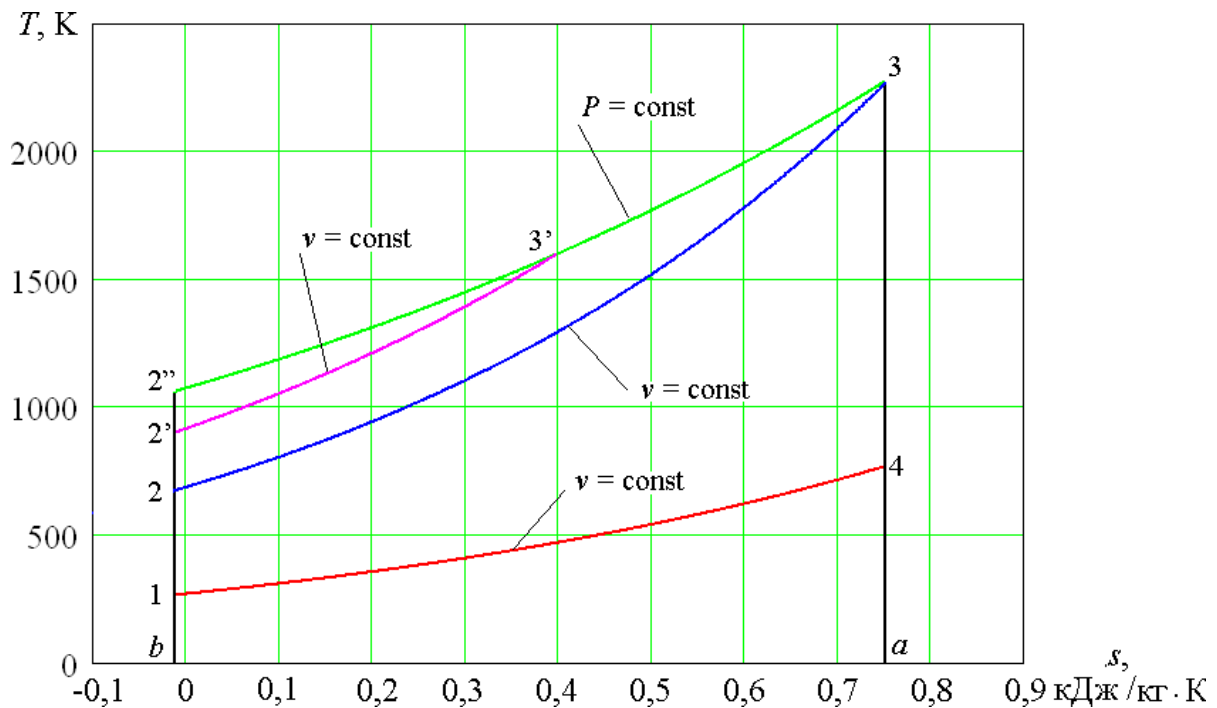


Рис. 1.2. Циклы ДВС на $T-s$ -диаграмме:
1234 – цикл Отто; 12'34 – цикл Дизеля; 12'3'4 – цикл Тринклера

Сравнение эффективности рассмотренных циклов проведем на диаграмме $T-s$ (рис. 1.2), предположив, что в каждом из них достигается одинаковая максимальная температура T_3 .

Одинаково и количество отведенной теплоты q_2 в каждом цикле (площадь $14ab$). При таких условиях теплота цикла $q_{ц}$, равная полезной работе цикла $l_{ц}$, будет наибольшей для цикла Дизеля 12"34 и наименьшей для цикла Отто 1234. Цикл Тринклера 12'3'34 занимает промежуточное положение.

Таким образом, термический КПД, характеризующий степень термодинамического совершенства цикла, будет наибольшим для цикла Дизеля с подводом теплоты при постоянном давлении и наименьшим для цикла Отто с подводом теплоты при постоянном объеме.

1.2. Пример расчета двигателя внутреннего сгорания с подводом тепла при постоянном объеме (цикл Отто)

Дано: схема цикла (рис. 1.1, а). Параметры $\varepsilon = 9$; $\lambda = 3,5$; $P_1 = 1 \cdot 10^5$; $t_1 = 5$ °С; $N = 100$ кВт.

1.2.1. Расчет параметров в характерных точках цикла и построение диаграммы в координатах $P-v$

Расчет параметров точки 1 цикла:

$$P_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Па (задано по условию);}$$

$$T_1 = 273 + t_1 = 273 + 5 = 278 \text{ К;}$$

$$R_{\mu} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}; \mu = 28,9 \text{ кг / кмоль (молекулярная масса воздуха);}$$

$$R = \frac{R_{\mu}}{\mu} = \frac{8314}{28,9} = 287,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287,7 \cdot 278}{10^5} = 0,8 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$u_1 = c_v T_1 = 0,71 \cdot 278 = 197 \text{ кДж/кг};$$

$$h_1 = c_p T_1 = 1,005 \cdot 278 = 279 \text{ кДж/кг}.$$

Для нахождения параметров точки 2 цикла используют соотношения между параметрами P , v и T в адиабатном процессе 1–2:

$$v_2 = v_1 / \varepsilon = 0,8 / 9 = 0,089 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$k = c_p / c_v = 1,4;$$

$$P_2 = P_1 \varepsilon^k = 10^5 \cdot 9^{1,4} = 21,6 \cdot 10^5 = 21,6 \text{ бар};$$

$$T_2 = \frac{P_2 v_2}{R} = 21,6 \cdot 10^5 \cdot 0,087 / 287 = 668 \text{ К};$$

$$u_2 = c_v T_2 = 0,71 \cdot 668 = 475 \text{ кДж/кг};$$

$$h_2 = c_p T_2 = 1,005 \cdot 668 = 671 \text{ кДж/кг}.$$

Для определения параметров точки 3 цикла берутся соотношения между параметрами в изохорном процессе 2–3:

$$P_3 = P_2 \lambda = 21,6 \cdot 10^5 \cdot 3,5 = 75,6 \cdot 10^5 \text{ Па} = 75,6 \text{ бар};$$

$$T_3 = T_2 \lambda = 668 \cdot 3,5 = 2338 \text{ К};$$

$$v_3 = v_2 = 0,089 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$u_3 = c_v T_3 = 0,71 \cdot 2338 = 1660 \text{ кДж/кг};$$

$$h_3 = c_p T_3 = 1,005 \cdot 2338 = 2350 \text{ кДж/кг}.$$

Для расчета параметров точки 4 цикла используется соотношение между параметрами в адиабатном процессе 3–4 и изохорном процессе 4–1:

$$v_4 = v_1 = 0,8 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = 75,6 \cdot 10^5 \left(\frac{0,089}{0,8} \right)^{1,4} = 3,53 \cdot 10^5 \text{ Па} = 3,53 \text{ бар};$$

$$T_4 = \frac{P_4 v_4}{R} = \frac{3,53 \cdot 10^5 \cdot 0,8}{287,7} = 981 \text{ К};$$

$$u_4 = c_v T_4 = 0,71 \cdot 981 = 697 \text{ кДж/кг};$$

$$h_4 = c_p T_4 = 1,005 \cdot 981 = 986 \text{ кДж/кг}.$$

Таблица 1.1

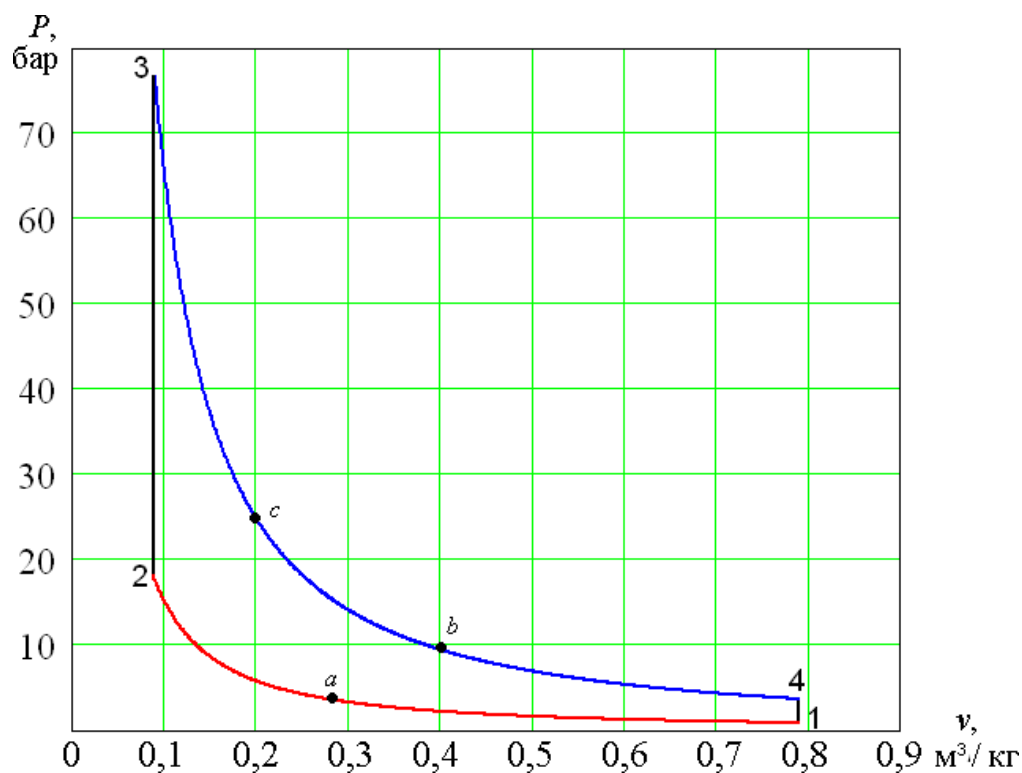
Номер точки	Параметр				
	P , Па	v , м ³ /кг	T , К	u , кДж/кг	h , кДж/кг
1	$1 \cdot 10^5$	0,8	278	197	279
2	$21,6 \cdot 10^5$	0,089	668	475	671
3	$75,6 \cdot 10^5$	0,089	2338	1660	2350
4	$3,53 \cdot 10^5$	0,8	981	697	986

Номер точки	Параметр				
	P , Па	v , м ³ /кг	T , К	u , кДж/кг	h , кДж/кг
a_{1-2}	$3,97 \cdot 10^5$	0,3			
b_{1-2}	$9,21 \cdot 10^5$	0,4			
c_{1-2}	$24,3 \cdot 10^5$	0,2			
a_{3-4}					
b_{3-4}					
c_{3-4}					

Примечание: a – произвольная точка на изоэнтропе 1–2; b и c – произвольные точки на изоэнтропе 3–4. Они используются для более точного графического изображения процессов.

Таблица 1.2

Параметр	Точка цикла			
	1	2	3	4
$\ln P$, Па	11,51	14,59	15,84	12,77
$\ln P$, бар	0	3,07	4,33	1,26
$\ln 100v$	4,38	2,19	2,19	4,38

Рис. 1.3. Цикл Отто в координатах P – v

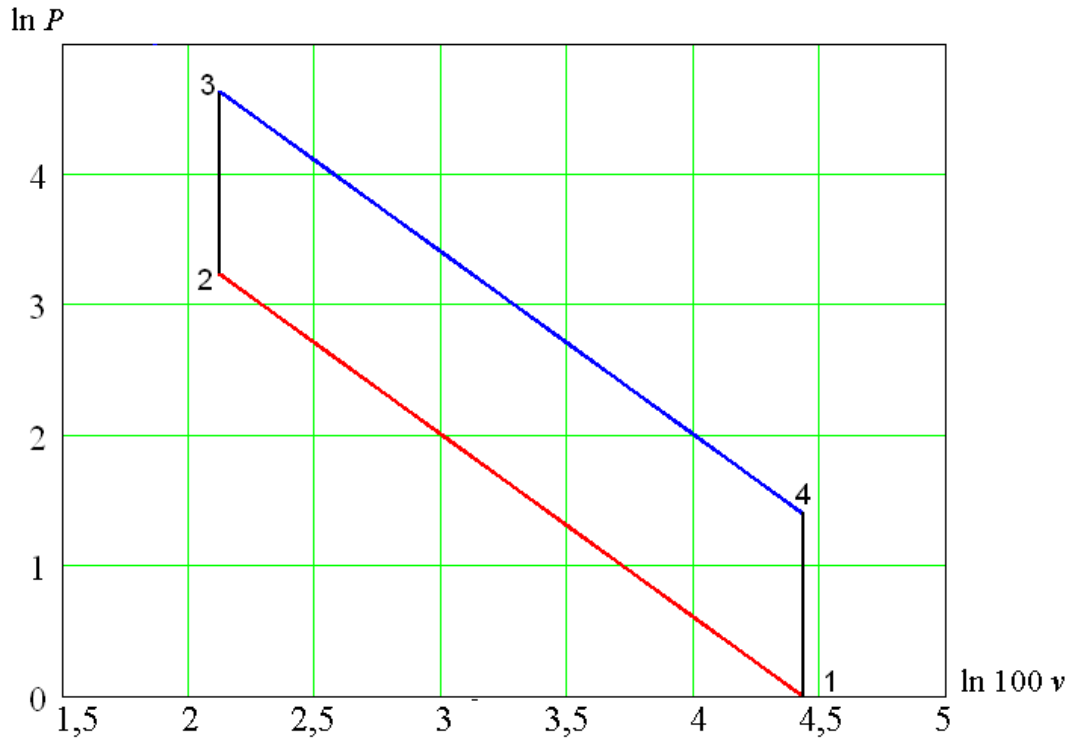


Рис. 1.4. Цикл Отто в координатах $\ln P - \ln 100v$

Результаты расчетов и данные, необходимые для построения цикла в координатах $P-v$ (рис. 1.3), сводят в табл. 1.1, а для построения цикла в координатах $\ln P - \ln 100v$ (рис. 1.4) – в табл. 1.2.

1.2.2. Расчет параметров в характерных точках цикла и построение диаграммы в координатах $T-s$

Прежде всего определяют значение энтропии в точке 1 (рис. 1.5):

$$s_1 = c_p \ln \frac{T_1}{T_H} - R \ln \frac{P_1}{P_H},$$

где $T_H = 273 \text{ К}$, а $P_H = 760 \text{ мм рт.ст.} = 101\,325 \text{ Па}$.

Затем определяют изменение энтропии в процессах:

$$\Delta s_{1-2} = 0 \text{ (так как процесс изоэнтропный);}$$

$$\Delta s_{2-3} = c_v \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = 0,71 \ln \left(\frac{2338}{668} \right) = 0,89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta s_{3-4} = 0 \text{ (так как процесс изоэнтропный);}$$

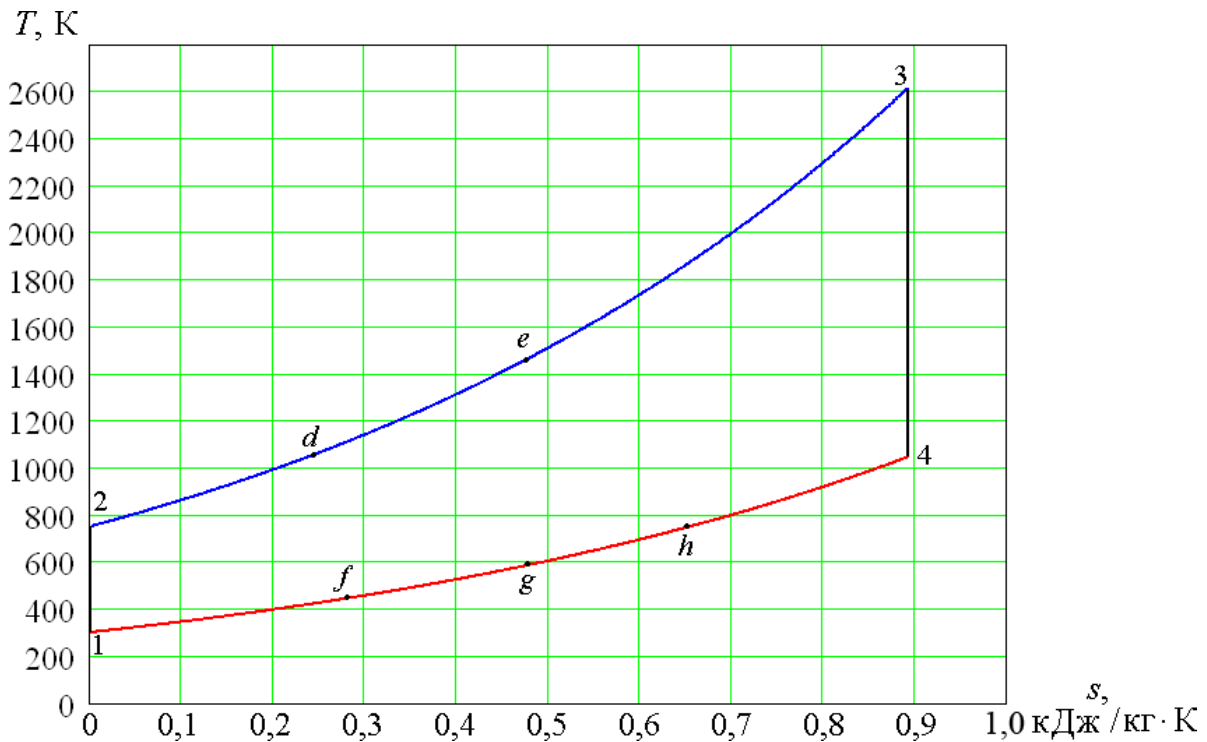


Рис. 1.5. Цикл Отто в координатах $T-s$

$$\Delta s_{4-1} = c_v \ln\left(\frac{T_1}{T_4}\right) = 0,71 \ln\left(\frac{278}{981}\right) = -0,89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Изохору 2–3 строят по промежуточным точкам d , e , задаваясь для них значениями температуры и определяя соответственно:

$$T_d = 900 \text{ К}, \quad \Delta s_{2-d} = c_v \ln\left(\frac{T_d}{T_2}\right) = 0,71 \ln\left(\frac{900}{668}\right) = 0,21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$T_e = 1100 \text{ К}, \quad \Delta s_{2-e} = c_v \ln\left(\frac{T_e}{T_2}\right) = 0,71 \ln\left(\frac{1100}{668}\right) = 0,35 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Изохору 4–1 строят по точкам f , g , h , задаваясь для них значениями температуры и определяя Δs :

$$T_f = 400 \text{ К}, \quad T_g = 500 \text{ К}, \quad T_h = 700 \text{ К};$$

$$\Delta s_{1-f} = c_v \ln\left(\frac{T_f}{T_1}\right) = 0,71 \ln\left(\frac{400}{278}\right) = 0,26 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta s_{1-g} = c_v \ln\left(\frac{T_g}{T_1}\right) = 0,71 \ln\left(\frac{500}{278}\right) = 0,42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta s_{1-h} = c_v \ln \left(\frac{T_h}{T_1} \right) = 0,71 \ln \left(\frac{700}{278} \right) = 0,66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Приращение энтропии в изобарном и изохорном процессах в диапазоне температур от T_1 до T_2 :

$$\Delta s_{p1-2} = c_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = 1,005 \ln \left(\frac{668}{278} \right) = 0,88 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta s_{v1-2} = c_v \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = 0,71 \ln \left(\frac{668}{278} \right) = 0,62 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Приближенный расчет изменения энтальпии в изоэнтропном процессе 1–2:

$$\Delta h_{1-2} = h_2 - h_1 = \Delta s_{p1-2} \frac{(T_2 + T_1)}{2} = 0,88 \frac{(668 + 278)}{2} = 416 \text{ кДж/кг}.$$

Приближенный расчет изменения внутренней энергии в изоэнтропном процессе 1–2:

$$\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1 = \Delta s_{v1-2} \frac{(T_2 + T_1)}{2} = 0,62 \frac{(668 + 278)}{2} = 293 \text{ кДж/кг}.$$

Из первого закона термодинамики следует, что $q = \Delta u + l$. По условиям адиабатного процесса $q = 0$. Следовательно, $l = -\Delta u = -293 \text{ кДж/кг}$.

$$T_2 = 668 \text{ К}, \quad T_3 = 2338 \text{ К};$$

$$\Delta s_{v2-3} = c_v \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = 0,71 \cdot \ln \left(\frac{2338}{668} \right) = 0,89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta s_{p2-3} = c_p \ln \left(\frac{T_3}{T_2} \right) = 1,005 \cdot \ln \left(\frac{2338}{668} \right) = 1,26 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Приближенный расчет изменения внутренней энергии и энтальпии в изохорном процессе 2–3:

$$\Delta u_{2-3} = \Delta s_{v2-3} \frac{(T_3 + T_2)}{2} = 0,89 \frac{(2338 + 668)}{2} = 1336 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta h_{2-3} = \Delta s_{p2-3} \frac{(T_3 + T_2)}{2} = 1,26 \frac{(2338 + 668)}{2} = 1894 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{2-3} = \Delta u_{2-3} = 1336 \text{ кДж/кг};$$

$$T_3 = 2338 \text{ К}, T_4 = 981 \text{ К};$$

$$\Delta s_{v3-4} = c_v \ln \left(\frac{T_4}{T_3} \right) = 0,71 \ln \left(\frac{981}{2338} \right) = -0,62 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta s_{p3-4} = c_p \ln \left(\frac{T_4}{T_3} \right) = 1,005 \ln \left(\frac{981}{2338} \right) = -0,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Приближенный расчет изменения внутренней энергии и энтальпии в изоэнтропном процессе 3–4:

$$\Delta u_{3-4} = \Delta s_{v3-4} \frac{(T_3 + T_4)}{2} = -0,62 \frac{(2338 + 981)}{2} = -1029 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta h_{3-4} = \Delta s_{p3-4} \frac{(T_3 + T_4)}{2} = -0,87 \frac{(2338 + 981)}{2} = -1444 \text{ кДж/кг};$$

$$T_4 = 981 \text{ К}, T_1 = 278 \text{ К};$$

$$\Delta s_{v4-1} = c_v \ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right) = 0,71 \ln \left(\frac{278}{981} \right) = -0,89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta s_{p4-1} = c_p \ln \left(\frac{T_1}{T_4} \right) = 1,005 \ln \left(\frac{278}{981} \right) = -1,26 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Приближенный расчет изменения внутренней энергии и энтальпии в изохорном процессе 4–1:

$$\Delta u_{4-1} = \Delta s_{v4-1} \frac{(T_4 + T_1)}{2} = -0,89 \frac{(981 + 278)}{2} = -564 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta h_{4-1} = \Delta s_{p4-1} \frac{(T_4 + T_1)}{2} = -1,26 \frac{(981 + 278)}{2} = -798 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{4-1} = \Delta u_{4-1} = -564 \text{ кДж/кг}.$$

Результаты приближенных расчетов сводят в табл. 1.3.
Количество тепла, подводимого к телу в процессе 2–3:

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) = 0,71 (2338 - 668) = 1186 \text{ кДж/кг}.$$

Количество тепла, отводимого от рабочего тела в процессе 4–1:

$$q_2 = c_v (T_4 - T_1) = 0,71 (981 - 278) = 500 \text{ кДж/кг}.$$

Таблица 1.3

Процесс	Δu , кДж/кг	Δh , кДж/кг	Δs , кДж/кг·К	q , кДж/кг	l , кДж/кг
1–2	293	417	0	0	–293
2–3	1336	1894	0,89	1336	0
3–4	–1029	–1444	0	0	1029
4–1	–564	–799	–0,89	–564	0

Работа, совершаемая в цикле:

$$l_0 = q_1 - q_2 = 1186 - 500 = 686 \text{ кДж/кг.}$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{1186 - 500}{1186} = 0,579.$$

Количество воздуха, совершающего работу в цилиндрах двигателя при мощности $N = 100$ кВт:

$$M = \frac{N}{l_0} = \frac{100}{686} = 0,146 \text{ кг/с.}$$

Количество тепла, сообщаемого телу за 1 с при мощности 100 кВт:

$$Q_1 = Mq_1 = 0,146 \cdot 1186 = 173 \text{ кДж/с} = 173 \text{ кВт.}$$

Количество тепла, отводимого от рабочего тела за 1 с при мощности 100 кВт:

$$Q_2 = Mq_2 = 0,146 \cdot 500 = 73 \text{ кДж/с} = 73 \text{ кВт.}$$

Термический КПД цикла можно также рассчитать по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{9^{1,4-1}} = 0,580.$$

Эта величина η_t незначительно отличается от полученной выше.

1.3. Пример расчета двигателя внутреннего сгорания с подводом тепла при постоянном давлении (цикл Дизеля)

Дано: схема цикла (см. рис. 1.1, б). Параметры: $\varepsilon = 20$, $\lambda = 1$, $\rho = 2,8$, $t_1 = 40$, $N = 110$ кВт.

1.3.1. Расчет параметров P , v , T и h рабочего тела в характерных точках цикла и построение диаграммы в координатах P – v и $\ln P$ – $\ln 100v$

Расчет параметров точки 1 цикла:

$$P_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad T_1 = 273 + t = 273 + 40 = 313 \text{ К};$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{287 \cdot 313}{1 \cdot 10^5} = 0,898 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$u_1 = c_v T_1 = 0,718 \cdot 313 = 224,7 \text{ кДж/кг};$$

$$h_1 = c_p T_1 = 1,005 \cdot 313 = 314,6 \text{ кДж/кг}.$$

Используя известные соотношения между P , v и T для адиабатного процесса 1–2, находим параметры точки 2 цикла:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{0,898}{20} = 0,045 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_2 = P_1 \varepsilon^k = 1 \cdot 10^5 \cdot 20^{1,4} = 66,29 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$T_2 = \frac{P_2 v_2}{R} = \frac{66,29 \cdot 10^5 \cdot 0,045}{287} = 1039 \text{ К};$$

$$u_2 = c_v T_2 = 0,718 \cdot 1039 = 746,0 \text{ кДж/кг};$$

$$h_2 = c_p T_2 = 1,005 \cdot 1039 = 1044,2 \text{ кДж/кг}.$$

Для определения параметров точки 3 цикла используем известные соотношения между P , v и T для изобарного процесса 2–3:

$$P_3 = P_2 = 66,29 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$v_3 = v_2 \rho = 0,045 \cdot 2,8 = 0,126 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$T_3 = T_2 \rho = 1039 \cdot 2,9 = 2909 \text{ К};$$

$$u_3 = c_v T_3 = 0,718 \cdot 2909 = 2088,7 \text{ кДж/кг};$$

$$h_3 = c_p T_3 = 1,005 \cdot 2909 = 2923,5 \text{ кДж/кг}.$$

Параметры точки 4 цикла с использованием соотношений между P , v и T для адиабатного 3–4 и изохорного 4–1 процессов примут значения:

$$v_4 = v_1 = 0,898 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = 66,29 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{0,126}{0,898} \right)^{1,4} = 4,24 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$T_4 = \frac{P_4 v_4}{R} = \frac{4,24 \cdot 10^5 \cdot 0,898}{287} = 1327 \text{ К};$$

$$u_4 = c_v T_4 = 0,718 \cdot 1327 = 952,8 \text{ кДж/кг};$$

$$h_4 = c_p T_4 = 1,005 \cdot 1327 = 1333,6 \text{ кДж/кг}.$$

Для более точного графического изображения изоэнтропных процессов 1–2 и 3–4 в координатах P – v и $\ln P$ – $\ln v$ выполним расчет давления и удельного объема в промежуточных точках. Для адиабаты 1–2 при значениях удельного объема $v_{a1-2} = 0,600 \text{ м}^3/\text{кг}$, $v_{b1-2} = 0,300 \text{ м}^3/\text{кг}$, $v_{c1-2} = 0,100 \text{ м}^3/\text{кг}$ давления соответственно будут следующие:

$$P_{a1-2} = P_1 \left(\frac{v_1}{v_{a1-2}} \right)^k = 1 \cdot 10^5 \left(\frac{0,898}{0,600} \right)^{1,4} = 1,76 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$P_{b1-2} = P_1 \left(\frac{v_1}{v_{b1-2}} \right)^k = 1 \cdot 10^5 \left(\frac{0,898}{0,300} \right)^{1,4} = 4,64 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$P_{c1-2} = P_1 \left(\frac{v_1}{v_{c1-2}} \right)^k = 1 \cdot 10^5 \left(\frac{0,898}{0,100} \right)^{1,4} = 21,61 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Для адиабаты 3–4 зададим удельные объемы в промежуточных точках:

$$v_{a3-4} = 0,200 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad v_{b3-4} = 0,400 \text{ м}^3/\text{кг}, \quad v_{c3-4} = 0,600 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Тогда давления соответственно будут следующие:

$$P_{a3-4} = P_3 \left(\frac{v_3}{v_{a3-4}} \right)^k = 66,29 \cdot 10^5 \left(\frac{0,126}{0,200} \right)^{1,4} = 34,72 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$P_{b3-4} = P_3 \left(\frac{v_3}{v_{b3-4}} \right)^k = 66,29 \cdot 10^5 \left(\frac{0,126}{0,400} \right)^{1,4} = 13,15 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$P_{c3-4} = P_3 \left(\frac{v_3}{v_{c3-4}} \right)^k = 66,29 \cdot 10^5 \left(\frac{0,126}{0,600} \right)^{1,4} = 7,46 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Также вычисляем

$$\ln P_1 = \ln 1 \cdot 10^5 = 11,51;$$

$$\ln P_2 = \ln P_3 = \ln 66,29 \cdot 10^5 = 15,71;$$

$$\ln P_4 = \ln 4,24 \cdot 10^5 = 12,96;$$

$$\ln 100v_1 = \ln 100v_4 = \ln(100 \cdot 0,898) = 4,50;$$

$$\ln 100v_2 = \ln(100 \cdot 0,045) = 1,50; \quad \ln 100v_3 = \ln(100 \cdot 0,126) = 2,53.$$

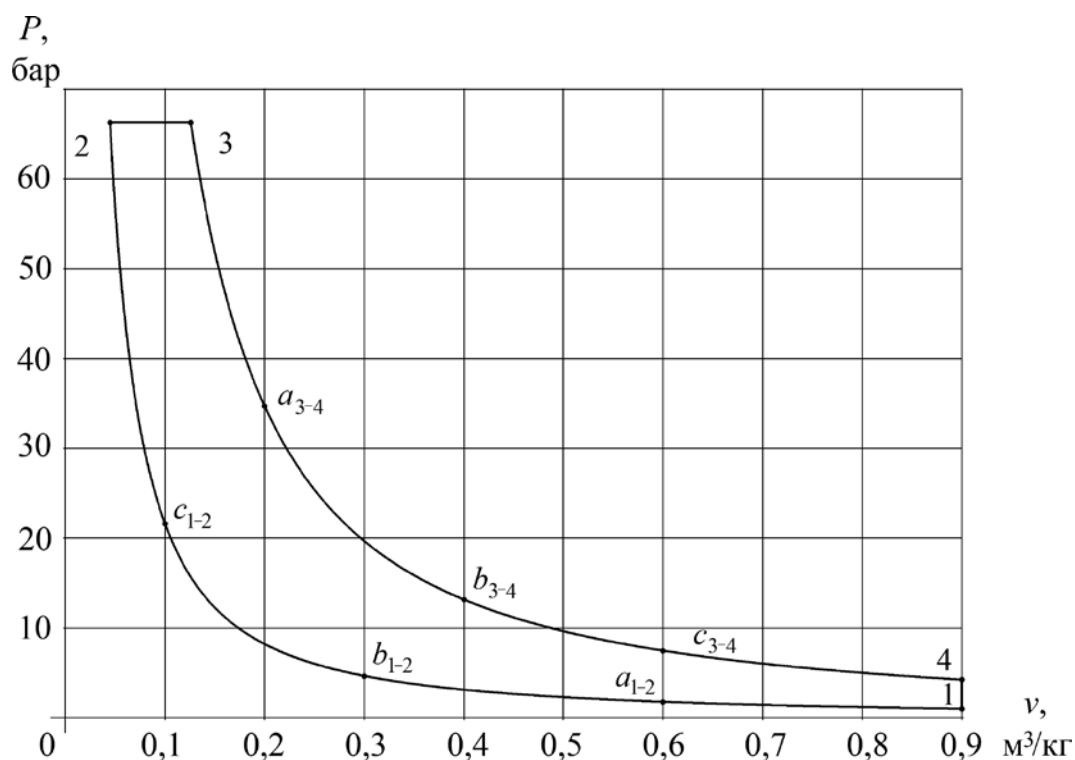


Рис. 1.6. Цикл Дизеля в координатах $P-v$

Таблица 1.4

Точка цикла	Параметр				
	P , Па	v , м ³ /кг	T , К	u , кДж/кг	h , кДж/кг
1	$1 \cdot 10^5$	0,898	313	224,7	314,6
2	$66,29 \cdot 10^5$	0,045	1039	746,0	1044,2
3	$66,29 \cdot 10^5$	0,126	2909	2088,7	2923,5
4	$4,24 \cdot 10^5$	0,898	1327	952,8	1333,6
a_{1-2}	$11,76 \cdot 10^5$	0,6			
b_{1-2}	$4,64 \cdot 10^5$				
c_{1-2}	$21,64 \cdot 10^5$				
a_{3-4}					
b_{3-4}					
c_{3-4}					

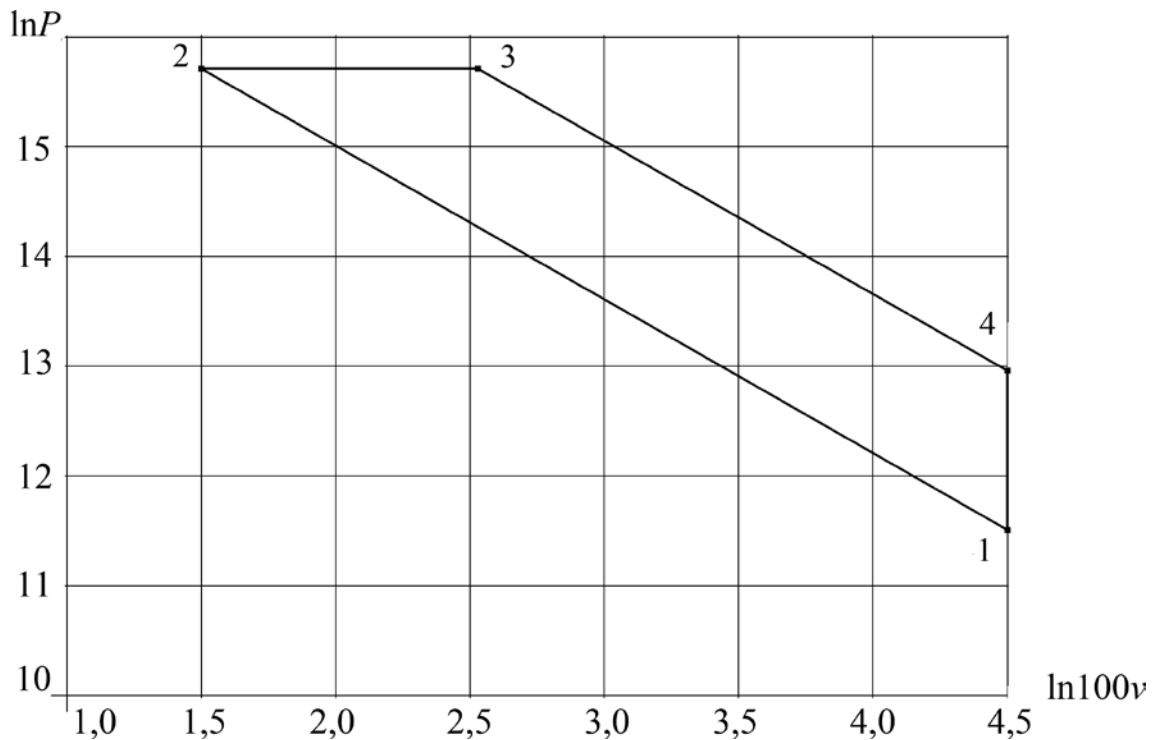


Рис. 1.7. Цикл Дизеля в координатах $\ln P$ – $\ln 100v$

Таблица 1.5

Параметр	Точка цикла			
	1	2	3	4
$\ln P$, Па	11,51	15,71	15,71	12,96
$\ln P$, бар	0	4,19	4,19	1,44
$\ln 100v$	4,50	1,50	2,53	4,50

Результаты расчетов и данные, необходимые для построения цикла в координатах P – v (рис. 1.6) сводят в табл. 1.4, а для построения цикла в координатах $\ln P$ – $\ln 100v$ (рис. 1.7) – в табл. 1.5.

1.3.2. Построение диаграммы в координатах T – s и приближенный расчет Δu , Δh , Δs , q и l в процессах цикла

Определим изменение энтропии Δs в процессах цикла. Для изоэнтропных процессов 1–2 и 3–4 соответственно $\Delta s_{1-2} = 0$ и $\Delta s_{3-4} = 0$ (энтропия постоянна). Для изобарного 2–3 и изохорного 4–1 процессов соответственно

$$\Delta s_{2-3} = c_p \ln \frac{T_3}{T_2} = 1,005 \ln \frac{2909}{1039} = 1,04 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\Delta s_{4-1} = c_p \ln \frac{T_1}{T_4} = 0,718 \ln \frac{313}{1327} = 1,04 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для более точного построения изобары 2–3 и изохоры 4–1, задаваясь значениями температуры, определяем промежуточные изменения энтропии. Так, для изобарного процесса 2–3 обозначим две промежуточные точки d и e , значения температуры в которых $T_d = 1660$ К и $T_e = 2280$ К соответственно. Тогда изменение энтропии между узловой точкой 2 и d имеет вид

$$\Delta s_{2-d} = c_p \ln \frac{T_d}{T_2} = 1,005 \ln \frac{1600}{1039} = 0,47 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

а между точками 2 и e –

$$\Delta s_{2-e} = c_p \ln \frac{T_e}{T_2} = 1,005 \ln \frac{2280}{1039} = 0,79 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для изохорного процесса 4–1 зададим две промежуточные точки f и g с температурами соответственно $T_f = 985$ К и $T_g = 650$ К. Изменение энтропии между узловой точкой 4 и точкой f имеет вид

$$\Delta s_{4-f} = c_v \ln \frac{T_f}{T_4} = 0,718 \ln \frac{985}{1327} = -0,21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

а между точками 4 и g –

$$\Delta s_{4-g} = c_v \ln \frac{T_g}{T_4} = 0,718 \ln \frac{650}{1327} = -0,51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для построения цикла в координатах T – s вычислим значение энтропии в характерных точках 1, 2, 3, 4 и промежуточных d , e , f и g точках. С учетом того, что

$$T_H = 273 \text{ К}, \quad P_H = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па} \cdot \text{К}, \quad R = 0,287 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

определим, прежде всего, значение энтропии в точке 1 цикла:

$$s_1 = c_p \ln \frac{T_1}{T_H} - R \ln \frac{P_1}{P_H} = 1,005 \ln \frac{313}{273} - 0,287 \frac{1 \cdot 10^5}{1,013 \cdot 10^5} = 0,14 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Тогда, принимая во внимание вычисленные выше изменения энтропии, рассчитываем во всех оставшихся точках энтропию:

$$s_2 = s_1 = 0,14 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \text{ так как } \Delta s_{1-2} = 0;$$

$$s_d = s_2 + \Delta s_{2-d} = 0,14 + 0,47 = 0,61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$s_e = s_2 + \Delta s_{2-e} = 0,14 + 0,79 = 0,93 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$s_3 = s_2 + \Delta s_{2-3} = 0,14 + 1,04 = 1,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$s_4 = s_3 = 1,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \text{ так как } \Delta s_{3-4} = 0;$$

$$s_f = s_4 + \Delta s_{4-f} = 1,18 - 0,21 = 0,97 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$s_g = s_2 + \Delta s_{4-g} = 1,18 - 0,51 = 0,67 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Данные, необходимые для построения цикла в координатах $T-s$ (рис. 1.8), сведем в табл. 1.6.

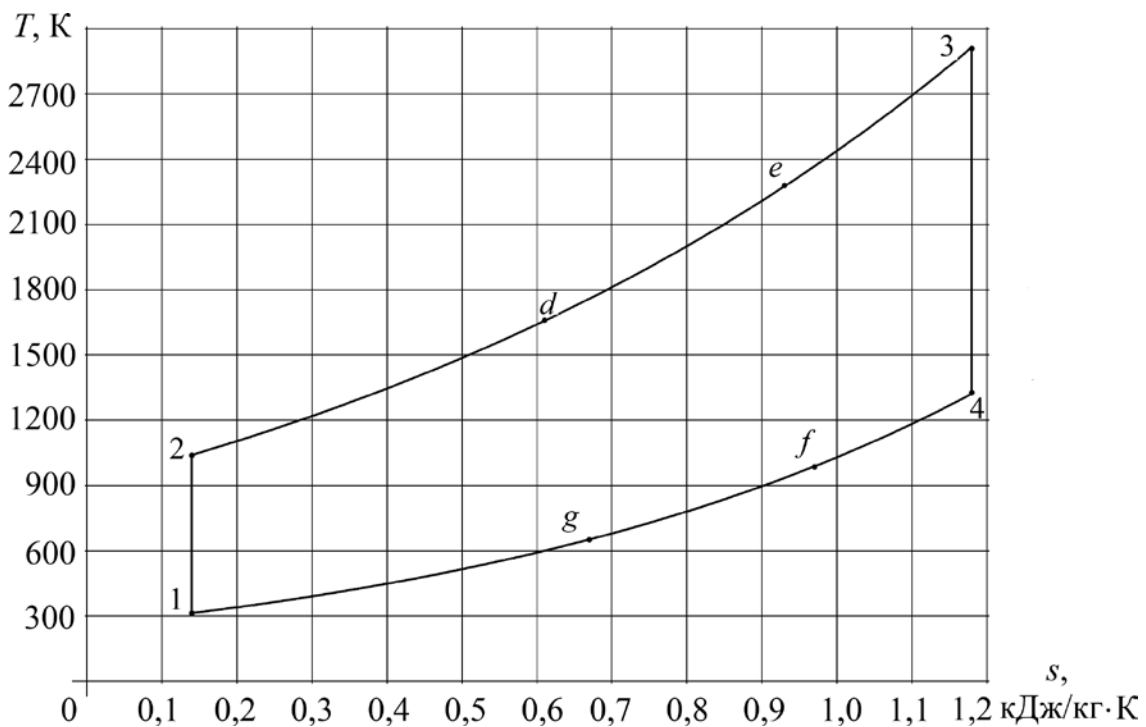


Рис. 1.8. Цикл Дизеля в координатах $T-s$