

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический
университет»

А.А. Сагдеев, Ф.М. Гумеров, К.А. Сагдеев

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ ТЕПЛОВЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ И ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВЫХ РАБОТ

Нижекамск
2012

УДК 621.56
С 14

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Нижнекамского химико-технологического института (филиала) ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

Рецензенты:

Визгалов С.В., кандидат технических наук, доцент;
Закиров М.А., кандидат технических наук, доцент.

Сагдеев, А.А.

С 14 Термодинамический анализ идеальных циклов тепловых двигателей и холодильных машин : методические указания для выполнения курсовых работ / А.А. Сагдеев, Ф.М. Гумеров, К.А. Сагдеев. – Нижнекамск : Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012. - 22 с.

Методические указания для выполнения курсовых работ по дисциплине «Техническая термодинамика» подготовлены в соответствии с требованиями ГОС ВПО. В работе дано содержание задания курсовых работ, кратко изложены теоретические основы термодинамического расчета циклов двигателей внутреннего сгорания и воздушной холодильной машины. В конце описания каждого цикла приведены варианты с исходными данными для индивидуального выполнения работы.

Предназначены для студентов, очной, заочной и очно-заочной форм обучения, обучающихся по техническим специальностям при изучении дисциплин теплотехнического профиля.

Подготовлены на кафедре «Техника и физика низких температур» НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ».

УДК 621.56

© Сагдеев А.А., Гумеров Ф.М., Сагдеев К.А., 2012
© Нижнекамский химико-технологический институт
(филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ», 2012

Содержание задания

Термодинамический анализ идеального цикла включает в себя:

1) Определение основных параметров воздуха (P, v, T, u, h, s) в характерных точках цикла. Параметры P, v, T находятся с помощью уравнения состояния идеального газа и уравнения соответствующего процесса. Значения энтальпий h и внутренней энергии U воздуха выбираются для соответствующих температур из справочных таблиц термодинамических свойств воздуха по приложению. Расчет энтропий s для характерных состояний цикла рекомендуется провести по методу «конечной табличной энтропии». Отсчет s принимается от нормальных условий ($p_0=101325 \text{ Па}$ и $T=273,15 \text{ К}$), т.е. энтропия газа при этих условиях принимается равной нулю ($s=0$).

Согласно этому методу, для первой точки цикла энтропия будет равна:

$$s_1 = s_1^0 - s_0^0 - R \ln(P_1/P_0),$$

где разность $s_1^0 - s_0^0$ учитывает изменение энтропии в зависимости от температуры, а член $R \ln(p_1/p_0)$ учитывает влияние давления на энтропию. Величина s_1^0 берется из справочных таблиц при T_1 , а значение s_0^0 при $T=273,15 \text{ К}$.

Для 2 точки $s_2 = s_1$, так как процесс 1-2 изоэнтропный.

Для 3 точки энтропия будет равна

$$s_3 = s_3^0 - s_0^0 - R \ln(P_3/P_0),$$

где s_3^0 и s_0^0 берутся из справочных таблиц по значениям температур T_3 и T_0 соответственно.

Для 4 точки цикла $s_4 = s_3$, так как процесс 3-4 изоэнтропный.

Результаты расчета параметров следует свести в таблицу 1.

Таблица 1

Точки цикла	P , МПа	v , м ³ /кг	T , К	u , кДж/кг	h , кДж/кг	s , кДж/кг·К
1						
2						
3						
4						

2) Построение цикла в p - v - и T - s - диаграммах. Для построения кривых процессов цикла кроме значений, приведенных в таблице 1, необходимо дополнительно рассчитать параметры для промежуточных точек соответствующих процессов.

а) Для построения адиабат 1-2 и 3-4 в pV -диаграмме следует дополнительно вычислить параметры промежуточных точек 5 и 6 на этих адиабатах. Для промежуточных точек выбираются значения удельного объема $v_5=0,5(v_1+v_2)$, $v_6=0,5(v_3+v_4)$. Затем из уравнения адиабатного процесса вычисляются значения давлений P_5 и P_6 : $P_1 v_1^k = P_5 v_5^k$; $P_4 v_4^k = P_6 v_6^k$. В Ts -диаграмме адиабаты 1-2 и 3-4 изображаются вертикальными линиями.

б) Для построения изохор 2-3 и 4-1 (цикл Отто), 4-1 (цикл Дизеля), 2-3 и 5-1 (цикл Тринклера) в Ts -диаграмме дополнительно вычисляются параметры промежуточных точек 7 и 8 на этих изохорах. Для промежуточных точек выбираются значения температур $T_7=0,5(T_2+T_3)$, $T_8=0,5(T_4+T_1)$. Затем по этим температурам вычисляются соответствующие значения энтропии:

$$s_7 = s_7^0 - s_0^0 - R \ln(P_2/P_1),$$

$$s_8 = s_8^0 - s_0^0 - R \ln(P_1/P_0),$$

где s_7^0 и s_8^0 берутся из справочных таблиц по значениям температур T_7 и T_8 , s_0^0 – по температуре $T=273,15$ К.

В pV -диаграмме изохоры изображаются вертикальными линиями.

в) Для построения изобар 2-3 (цикл Дизеля), 3-4 (цикл Тринклера), 2-3 и 4-1 (цикл ВХМ) в Ts -диаграмме определяются промежуточные точки 7 и 8 (с параметрами T_7, T_8 и s_7, s_8) аналогично пункту б). В pV -диаграмме изобары изображаются горизонтальными линиями.

3) Определение изменения параметров Δu , Δh , Δs и величин q и l для каждого процесса, входящего в цикл.

Для адиабатного процесса:

$$q=0$$

$$l = -\Delta u = (h_1 - P_1 v_1) - (h_2 - P_2 v_2)$$

Для изохорного процесса:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (h_2 - P_2 v_2) - (h_1 - P_1 v_1)$$

$$l=0; q = u_2 - u_1$$

Для изобарного процесса:

$$q = h_2 - h_1; l = P(v_2 - v_1)$$

$$\Delta u = q - l = h_2 - h_1 - P(v_2 - v_1)$$

Полученные значения свести в таблицу 2 и проверить на суммирование по столбцам.

4) Определение термического к.п.д. цикла и термического к.п.д. цикла Карно, осуществленного между максимальной и минимальной температурами

$$\eta_{\text{Карно}} = 1 - T_{\text{min}} / T_{\text{max}}$$

5) Выводы.

1. Термодинамический анализ идеальных циклов тепловых двигателей

Общие сведения

Машины, в которых газы, получаемые при горении топлива, непосредственно воздействуют на поршень, называют двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Все поршневые двигатели внутреннего сгорания подразделяются на три группы:

- 1) с быстрым сгоранием топлива при постоянном объеме;
- 2) с постепенным сгоранием топлива при постоянном давлении;
- 3) со смешанным сгоранием топлива частично при постоянном объеме и частично при постоянном давлении.

Процессы реального двигателя внутреннего сгорания имеют все признаки необратимых процессов: трение, химические реакции в рабочем теле, конечные скорости поршня, теплообмен при конечной разности температур и т.п.

Анализ такого цикла с точки зрения тепловых процессов невозможен, а поэтому термодинамика исследует не реальные процессы двигателей внутреннего сгорания, а идеальные, обратимые циклы. В качестве рабочего тела принимают идеальный газ с постоянной теплоемкостью. Цилиндр заполнен постоянным количеством рабочего тела. Разность температур между источником теплоты и рабочим телом бесконечно мала. Подвод теплоты к рабочему телу осуществляется от внешних источников теплоты, а не за счет сжигания топлива. То же необходимо сказать и об отводе теплоты.

При исследовании идеальных термодинамических циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания обычно определяют количество подведенной и отведенной теплоты, основные параметры состояния рабочего тела в характерных точках цикла; вычисляют термический к.п.д. цикла по основным характеристикам и производят анализ термического к.п.д.

Таким образом, изучение идеальных термодинамических циклов позволяет производить при принятых допущениях анализ и сравнение работы различных двигателей и выявлять факторы, влияющие на их экономичность.

Основными характеристиками или параметрами любого цикла теплового двигателя являются следующие безразмерные величины:

степень сжатия $\varepsilon = v_1/v_2$,

представляющая собой отношение начального удельного объема рабочего тела к его удельному объему в конце сжатия;

степень повышения давления $\lambda = P_3/P_2$,

представляющая отношение давлений в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты;

степень предварительного расширения, или степень изобарного расширения, $\rho = v_3/v_2$, представляющая собой отношение объемов в конце и в начале изобарного процесса подвода теплоты.

1.1. Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты (цикл Отто)

Идеальный цикл ДВС с изохорным подводом теплоты, состоящий из двух изохор и двух адиабат представлен в p - и Ts - диаграммах на рис. 1.

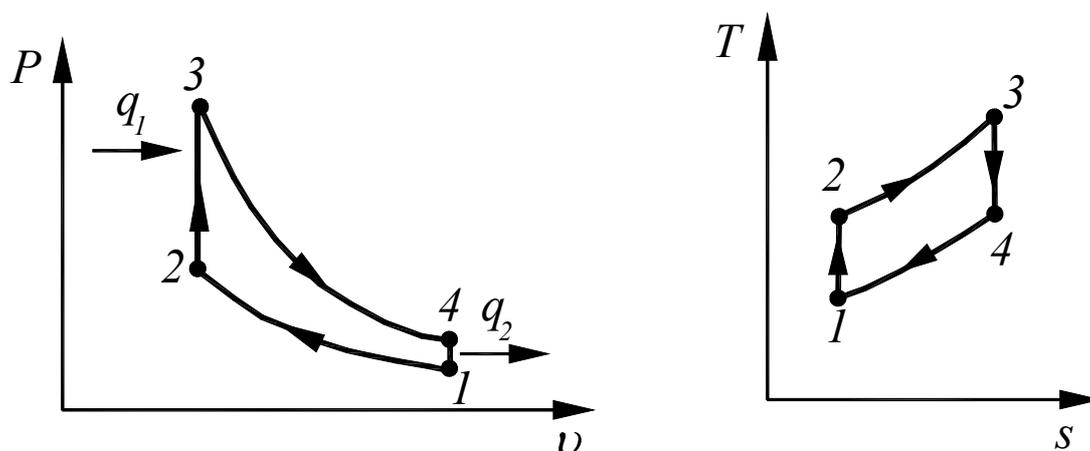


Рисунок 1 – Цикл ДВС с изохорным подводом теплоты

Идеальный газ с начальными параметрами P_1 , v_1 и T_1 сжимается по адиабате 1-2 до точки 2. По изохоре 2-3 рабочему телу сообщается количество теплоты q_1 . От точки 3 рабочее тело расширяется по адиабате 3-4. И наконец, по изохоре 4-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом отводится теплота q_2 в теплоприемник.

Количество подведенной теплоты при $C_v = const$, $k = C_p/C_v = const$:

$$q_1 = C_v(T_3 - T_2)$$

Количество отведенной теплоты: $q_2 = C_p(T_4 - T_1)$

Термический к.п.д. цикла:

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - q_2/q_1 = 1 - (T_4 - T_1)/(T_3 - T_2)$$

Выразив температуры T_2, T_3, T_4 через начальную температуру рабочего тела T_1 можно получить следующую формулу для определения термического к.п.д.:

$$\eta_t = 1 - 1/(\epsilon^{k-1})$$

По циклу с изохорным подводом теплоты работают двигатели внутреннего сгорания на легких и газообразных топливах.

В этих двигателях сжатию подвергается смесь топлива с воздухом, которая воспламеняется от электрической искры в конце сжатия. Увеличение степени сжатия ограничивается возможностью преждевременного самовоспламенения горючей смеси, нарушающее нормальную работу двигателя. Кроме того, при высоких степенях сжатия скорость сгорания смеси резко возрастает, что может вызвать детонацию (взрывное горение), которая резко снижает экономичность двигателя и часто ведет к поломке его деталей. Поэтому для каждого топлива должна применяться определенная оптимальная степень сжатия. В зависимости от рода топлива степень сжатия в изучаемых двигателях изменяется от 4 до 9.

Таким образом, исследования показывают, что в двигателях внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме нельзя применять высокие степени сжатия. В связи с этим рассматриваемые двигатели имеют относительно низкие к.п.д.

Варианты задания

Таблица 2

N n/n	$P_1, \text{МПа}$	$T_1, \text{К}$	$\varepsilon=v_1/v_2$	$\lambda=P_3/P_2$
1	2	3	4	5
1	0,095	290	4,5	3,00
2	0,095	290	4,7	2,95
3	0,095	290	4,9	2,90
4	0,095	290	4,1	2,85
5	0,095	290	4,3	2,80
6	0,095	290	4,5	2,75
7	0,095	290	4,7	2,70
8	0,095	290	4,9	2,65
9	0,095	290	5,1	2,60
10	0,095	290	5,3	2,55
11	0,095	290	5,5	2,50
12	0,095	290	5,7	2,45
13	0,095	290	5,9	2,40
14	0,095	290	6,1	2,35
15	0,095	290	6,3	2,30
16	0,095	290	6,5	2,25
17	0,095	290	6,7	2,20
18	0,095	290	6,9	2,15
19	0,095	290	7,1	2,10
20	0,095	290	7,3	2,05
21	0,105	300	7,5	2,00
22	0,105	300	7,7	2,05
23	0,105	300	7,9	2,10
24	0,105	300	8,1	2,15
25	0,105	300	8,3	2,20
26	0,105	300	8,5	2,25
27	0,105	300	8,7	2,30
28	0,105	300	8,9	2,35
29	0,105	300	8,8	2,40
30	0,105	300	8,6	2,45
31	0,105	300	8,4	2,50
32	0,105	300	8,2	2,55
33	0,105	300	8,0	2,60
34	0,105	300	7,8	2,65
35	0,105	300	7,6	2,70
36	0,105	300	7,4	2,75
37	0,105	300	7,2	2,80
38	0,105	300	7,0	2,85
39	0,105	300	6,8	2,90
40	0,105	300	6,6	2,95

1.2. Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты (цикл Дизеля)

Идеальный цикл ДВС с изобарным подводом теплоты, состоящий из изобары, изохоры и двух адиабат представлен в pV - и Ts - диаграммах на рис. 2.

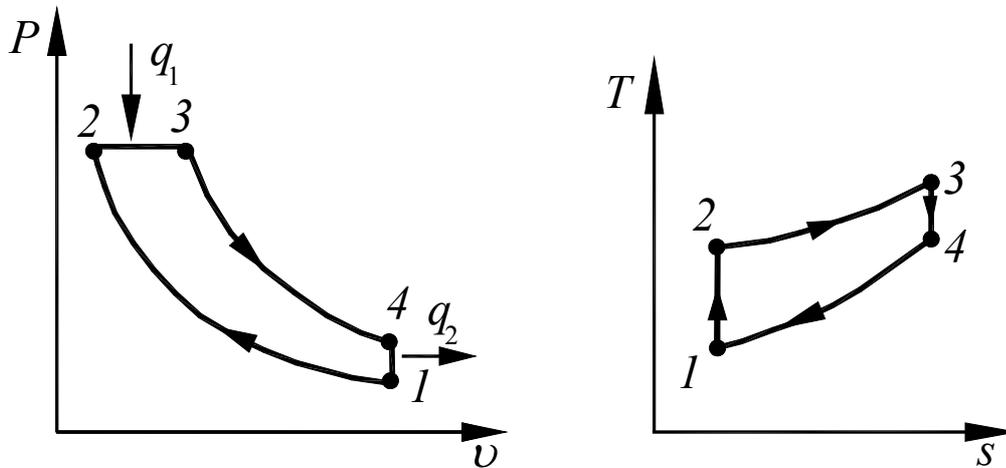


Рисунок 2 – Цикл ДВС с изобарным подводом теплоты

Газообразное рабочее тело с начальными параметрами P_1, v_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2; затем телу по изобаре 2-3 сообщается некоторое количество теплоты q_1 . От точки 3 рабочее тело расширяется; процесс протекает по адиабате 3-4. И наконец, по изохоре 4-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние, при этом в теплоприемник отводится теплота q_2 .

Количество подведенной теплоты при $C_p = const, C_v = const$ и $k = C_p/C_v = const$:

$$q_1 = C_p(T_3 - T_2)$$

Количество отведенной теплоты: $q_2 = C_v(T_4 - T_1)$

Термический к.п.д. цикла:

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - q_2/q_1 = 1 - (T_4 - T_1)/k(T_3 - T_2)$$

Выразив температуры T_2, T_3, T_4 через начальную температуру рабочего тела T_1 можно получить следующую формулу для определения термического к.п.д.:

$$\eta_t = 1 - (\rho^k - 1)/(k \cdot e^{k-1} \cdot (\rho - 1))$$

По рассмотренному циклу работают компрессорные двигатели высокого сжатия, в которых ввод топлива и его распыление осуществляется сжатым воздухом.

В этих двигателях воздух сжимается в цилиндре, а жидкое топливо – в топливном насосе высокого давления. Раздельное сжатие позволяет применять высокие степени сжатия (до $\epsilon = 20$) и исключает преждевременное самовоспламенение топлива. Процесс горения топлива при постоянном давлении обеспечивается соответствующей регулировкой топливной форсунки.

Воздух при большом сжатии имеет настолько высокую температуру, что подаваемое топливо в цилиндр самовоспламеняется без всяких специальных запальных приспособлений. Кроме того, раздельное сжатие воздуха и топлива позволяет использовать любое жидкое тяжелое и дешевое топливо – нефть, мазут, смолы, каменноугольные масла и пр.

Варианты задания

Таблица 3

N n/n	$P_1, \text{МПа}$	$T_1, \text{К}$	$\varepsilon=v_1/v_2$	$\rho=v_3/v_2$
1	2	3	4	5
1	0,100	300	12,0	1,5
2	0,100	300	12,0	1,8
3	0,100	300	12,0	2,1
4	0,100	300	12,5	1,8
5	0,100	300	12,5	1,9
6	0,100	300	12,5	2,0
7	0,100	300	13,0	1,6
8	0,100	300	13,0	1,8
9	0,100	300	13,0	2,3
10	0,100	300	13,5	1,4
11	0,100	300	13,5	1,8
12	0,100	300	13,5	2,2
13	0,100	300	14,0	1,7
14	0,100	300	14,0	2,0
15	0,100	300	14,0	2,2
16	0,100	300	14,5	1,8
17	0,100	300	14,5	1,9
18	0,100	300	14,5	2,3
19	0,100	300	15,0	1,5
20	0,100	300	15,0	1,8
21	0,105	310	15,5	1,5
22	0,105	310	15,5	1,8
23	0,105	310	15,5	2,2
24	0,105	310	16,0	1,6
25	0,105	310	16,0	1,9
26	0,105	310	16,0	2,1
27	0,105	310	16,5	1,7
28	0,105	310	16,5	2,0
29	0,105	310	16,5	2,2
30	0,105	310	17,0	1,6
31	0,105	310	17,0	1,8
32	0,105	310	17,0	2,0
33	0,105	310	17,5	1,5
34	0,105	310	17,5	1,7
35	0,105	310	17,5	2,1
36	0,105	310	18,0	1,6
37	0,105	310	18,0	1,9
38	0,105	310	18,0	2,2
39	0,105	310	18,5	1,5
40	0,105	310	18,5	2,0

1.3. Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты (цикл Тринклера)

Идеальный цикл ДВС со смешанным подводом теплоты, состоящий из двух изохор, двух адиабат и одной изобары представлен в $p\nu$ -и Ts - диаграммах на рис. 3.

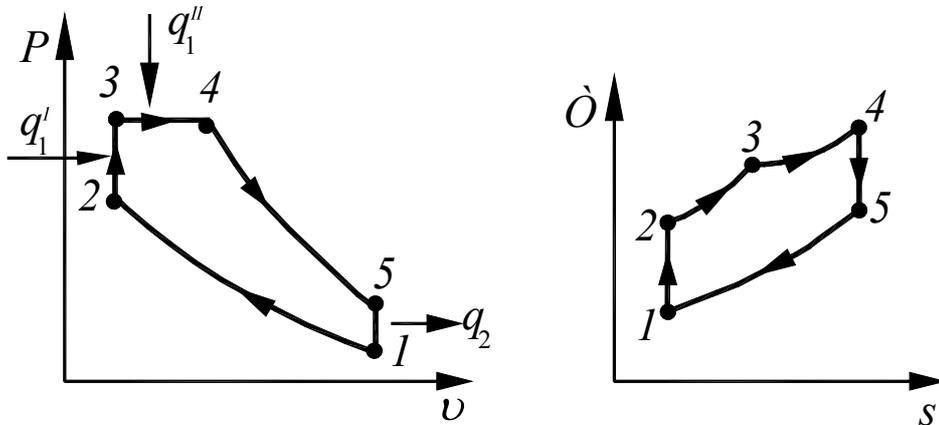


Рисунок 3 - Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты

Рабочее тело с параметрами P_1, ν_1, T_1 сжимается по адиабате 1-2 до точки 2. По изохоре 2-3 к рабочему телу подводится первая доля теплоты q'_1 . По изобаре 3-4 подводится вторая доля теплоты q''_1 . От точки 4 рабочее тело расширяется по адиабате 4-5. И, наконец, по изохоре 5-1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние – в точку 1, при этом отводится теплота q_2 в теплоприемник.

Первая часть подведенной теплоты при $C_p=const, C_v=const$ и $k=C_p/C_v=const$:

$$q'_1 = C_v(T_3 - T_2)$$

Вторая часть подведенной теплоты:

$$q''_1 = C_p(T_4 - T_3)$$

Количество отведенной теплоты:

$$q_2 = C_v(T_5 - T_1)$$

Термический к.п.д. цикла:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q'_1 + q''_1} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)}$$

Выразив температуры T_2, T_3, T_4, T_5 через начальную температуру рабочего тела T_1 :

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

По циклу со смешанным подводом теплоты работают бескомпрессорные двигатели высокого сжатия и с механическим распылением топлива.

Для этих двигателей обычно принимают $\varepsilon=10\div 14$, $\lambda=1,2\div 1,7$ и $\rho=1,1\div 1,5$. Цикл со смешанным подводом теплоты обобщает два исследованных цикла. Если допустить, что $\lambda=1$, то цикл со смешанным подводом теплоты превращается в цикл с изобарным подводом теплоты с соответствующим этому циклу к.п.д. Если принять, что $\rho=1$, то цикл со смешанным подводом теплоты превращается в цикл с изохорным подводом теплоты с соответствующим этому циклу к.п.д.

Жидкое топливо топливным насосом подается через топливную форсунку в головку цилиндра в виде мельчайших капелек. Попадая в раскаленный воздух, топливо самовоспламеняется и горит в течение всего периода, пока открыта форсунка: вначале при постоянном объеме, а затем при постоянном давлении.

В некоторых типах двигателей распыливание топлива происходит в специальной предкамере, которая обычно находится в верхней части цилиндра двигателя и соединена с рабочей камерой цилиндра одним или несколькими узкими каналами. Во время сжатия воздуха давление в цилиндре возрастает быстрее, чем давление в предкамере; вследствие разности давлений возникает поток воздуха из цилиндра в предкамеру, который используется для распыливания подаваемого в предкамеру жидкого топлива.

Создание двигателей со смешанным подводом теплоты, в которых отсутствуют компрессоры, позволило упростить конструкцию, улучшить работу и увеличить экономичность двигателей.

Варианты задания

Таблица 4

N n/n	$P_1, \text{МПа}$	$T_1, \text{К}$	$\varepsilon=v_1/v_2$	$\lambda=P_3/P_2$	$\rho=v_4/v_3$
1	2	3	4	5	6
1	0,100	290	10,0	1,2	1,1
2	0,100	290	10,0	1,2	1,2
3	0,100	290	10,0	1,2	1,3
4	0,100	290	10,0	1,2	1,4
5	0,100	300	11,0	1,3	1,5
6	0,100	300	11,0	1,3	1,1
7	0,100	300	11,0	1,3	1,2
8	0,100	300	11,0	1,3	1,3
9	0,100	300	11,0	1,3	1,4
10	0,100	300	11,0	1,3	1,5
11	0,100	280	12,0	1,4	1,1
12	0,100	280	12,0	1,4	1,2
13	0,100	280	12,0	1,4	1,3
14	0,100	280	12,0	1,4	1,4
15	0,100	280	12,0	1,4	1,5
16	0,100	310	13,0	1,5	1,1
17	0,100	310	13,0	1,5	1,2
18	0,100	310	13,0	1,5	1,3
19	0,100	310	13,0	1,5	1,4
20	0,100	310	13,0	1,5	1,5
21	0,100	280	14	1,6	1,1
22	0,100	280	14	1,6	1,2
23	0,100	280	14	1,6	1,3
24	0,100	280	14	1,6	1,4
25	0,100	290	13	1,7	1,5
26	0,100	290	13	1,7	1,1
27	0,100	290	13	1,7	1,2
28	0,100	290	13	1,7	1,3
29	0,100	290	13	1,7	1,4
30	0,100	290	13	1,7	1,5
31	0,100	300	12	1,5	1,1
32	0,100	300	12	1,5	1,2
33	0,100	300	12	1,5	1,3
34	0,100	300	12	1,5	1,4
35	0,100	300	12	1,5	1,5
36	0,100	310	11	1,4	1,1
37	0,100	310	11	1,4	1,2
38	0,100	310	11	1,4	1,3
39	0,100	310	11	1,4	1,4
40	0,100	310	11	1,4	1,5

2. Термодинамический анализ идеального цикла воздушной холодильной машины (ВХМ)

Общие сведения

Машины, непрерывно поддерживающие температуры тел ниже температуры окружающей среды, называют холодильными. В них используются в отличие от тепловых двигателей обратные термодинамические циклы, в соответствии с которыми можно, затрачивая механическую работу, отнять некоторое количество теплоты от источника с низкой температурой и передать ее к источнику с более высокой температурой.

Холодильные установки условно можно разделить на две группы:

1) газовые или воздушные установки; 2) паровые компрессорные установки.

Воздушные установки ввиду малого холодильного эффекта и больших размеров отдельных аппаратов не получили широкого распространения.

В паровых установках рабочим телом являются пары различных веществ: аммиака (NH_3), углекислоты (CO_2), сернистого ангидрида (SO_2), фреонов ($R12$, $R22$, $R-134a$, $R-404$ и т.д.). Паровые холодильные машины, обладающие большой надежностью действия, получили более широкое распространение.

Кроме газовых и паровых, существуют холодильные установки, основанные на других принципах: парожетторные, абсорбционные и т.д.

Показателем совершенства холодильной машины является холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l}.$$

Чем больше отнимается теплоты q_2 , чем меньше при этом затрачивается механической работы l и чем больше холодильный коэффициент ε , тем совершенней будет холодильный цикл.

Эффективность работы ВХМ вследствие потерь эксергии, возникающих из-за внешней необратимости и теплопереноса в теплообменниках при конечной разности температур, отражает эксергетический к.п.д.

Эксергетический к.п.д. ВХМ представляет собой отношение эксергии полученного холода Q_0 (τ_q)₀, т.е. полезного эффекта холодильной установки, к затраченной энергии N_k .

$$\eta_{ex} = \frac{Q_0(\tau_q)_0}{N_k} \text{ или } \eta_{ex} = \frac{q_0(\tau_q)_0}{\ell_y}$$

Основными достоинствами ВХМ являются: доступность и безопасность хладагента (воздуха); возможность достижения весьма низких температур ($-100^{\circ}C$) и возможность быстрого перевода на другие температурные режимы.

Недостатками ВХМ являются: малая экономичность и громоздкость установки.

2.1. Цикл воздушной холодильной машины

Идеальный цикл ВХМ, состоящий из двух изобар и двух адиабат представлен в $p\nu$ - и Ts - диаграммах на рис. 4.

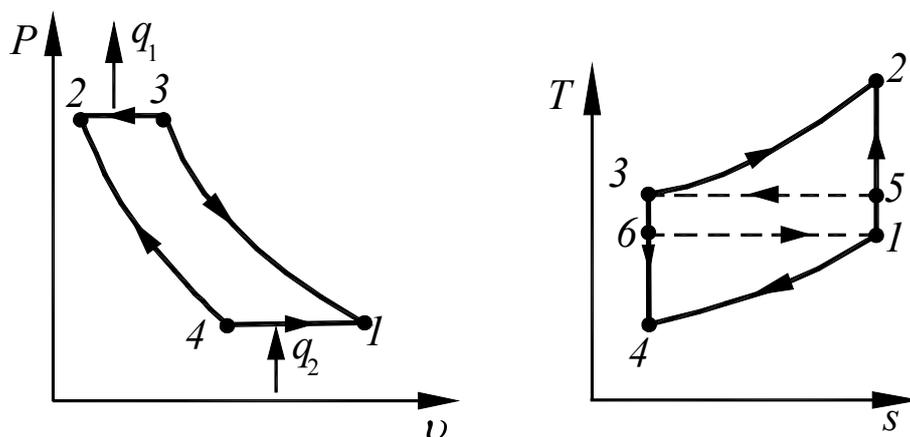


Рисунок 4 - Цикл воздушной холодильной машины

Воздух в процессе 1-2 адиабатно сжимается в компрессоре от давления P_1 до давления P_2 . Далее в изобарном процессе 2-3 воздух охлаждается в теплообменнике - охладителе, т.е. от воздуха отводится теплота внешнему источнику, и температура его понижается от T_2 до T_3 . Затем при адиабатном расширении в процессе 3-4 воздух дополнительно охлаждается в детандере (расширительной машине) от T_3 до T_4 . И наконец, при изобарном процессе 4-1 в холодильной камере (испарителе) происходит отвод тепла от охлаждаемого помещения (теплоотдатчика), в результате чего воздух нагревается от T_4 до T_1 .

Холодильный коэффициент идеального цикла ВХМ можно выразить через:

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_2 - T_1},$$

где T_1 – температура охлаждаемого помещения или температура засасываемого воздуха в компрессор;

T_2 – температура сжатого в компрессоре воздуха.

Наиболее совершенным процессом отвода теплоты был бы изотермический процесс 5-3, а процессом подвода теплоты – изотермический процесс 6-1. В итоге получился бы цикл 1-5-3-6-1 – это есть обратимый цикл Карно, который является наиболее совершенным циклом холодильной машины.

В идеальном цикле ВХМ по сравнению с циклом Карно дополнительно затрачивается работа, равная сумме площадей 2352 и 1641. При этом количество теплоты, отбираемой от охлаждаемого помещения за один цикл, будет меньше на величину площади 1641 по сравнению с теплотой в цикле Карно. Следовательно, холодильный коэффициент цикла ВХМ будет значительно меньше холодильного коэффициента цикла Карно, осуществляемого в том же интервале минимальной T_1 и максимальной T_3 температур, для которого:

$$\varepsilon = \frac{T_1}{T_3 - T_1},$$

т.к. $T_3 < T_2$, то $\varepsilon_K > \varepsilon$.

Порядок расчета цикла ВХМ

1) Определение работы, затраченной в цикле ВХМ, равной разности работ компрессора и детандера:

$$l_u = l_k - l_d,$$

где $l_k = h_2 - h_1$ – работа по сжатию воздуха в компрессоре;

$l_d = h_3 - h_4$ – работа, совершаемая при расширении воздуха в детандере.

2) Определение холодильного коэффициента ВХМ, представляющего собой отношение удельной холодопроизводительности к затраченной в цикле работе:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{|l_u|},$$

где $q_0 = h_1 - h_4$ – удельная холодопроизводительность.

3) Определение удельной нагрузки в теплообменнике – охладителе:

$$q_{TO} = h_3 - h_2$$

4) Проверка энергетического баланса ВХМ:

$$q_0 + |l_u| = |q_{TO}|$$

5) Определение массового расхода хладагента (воздуха):

$$m = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}$$

где Q_0 – холодопроизводительность.

6) Определение мощности компрессора N_k , детандера N_d и затраченной на получение холода N_u :

$$N_k = m |l_u| \quad N_d = m |l_d|$$

$$N_u = N_k - N_d.$$

7) Определение холодильного коэффициента для обратного цикла Карно:

$$\varepsilon_k = \frac{T_1}{T_3 - T_1}$$

8) Определение эксергетический к.п.д ВХМ:

$$\eta_{ex} = \varepsilon |(\tau_q)_0|$$

где $(\tau_q)_0 = \frac{T_0 - T_{oc}}{T_0}$ - коэффициент работоспособности холода;

$T_0 = \frac{T_1 + T_4}{2}$ - средняя температура хладагента в процессе 4-1;

$T_{oc} = 293\text{K}$ - температура окружающей среды.

Варианты задания

Таблица 5

N n/n	$P_1, \text{МПа}$	T_1, K	T_3, K	$Q_0, \text{кВт}$	$\lambda = P_2/P_1$
1	2	3	4	5	6
1	0,100	270	310	50	5,2
2	0,102	275	315	60	5,4
3	0,104	280	320	70	5,6
4	0,106	285	325	80	5,8
5	0,108	265	305	90	6,0
6	0,110	270	310	100	6,2
7	0,112	275	315	110	6,4
8	0,114	280	318	120	6,6
9	0,116	285	323	130	6,8
10	0,118	265	333	140	7,0
11	0,120	272	343	150	5,3
12	0,122	277	338	160	5,5
13	0,124	283	333	180	5,7
14	0,126	285	328	190	5,9
15	0,128	265	323	200	6,1
16	0,130	268	315	210	6,3
17	0,132	271	318	220	6,5
18	0,134	274	321	230	6,8
19	0,136	277	324	240	6,6
20	0,138	280	327	250	6,4
21	0,140	280	324	230	6,5
22	0,138	277	321	220	6,3
23	0,136	274	318	210	6,1
24	0,134	271	315	200	5,9
25	0,132	268	322	190	5,7
26	0,130	265	328	180	5,5
27	0,128	285	333	160	5,3
28	0,126	283	338	150	7,0
29	0,124	277	343	140	6,9
30	0,122	272	333	130	6,6
31	0,120	265	323	120	6,4
32	0,118	285	318	110	6,2
33	0,116	280	315	100	6,0
34	0,114	275	310	90	5,8
35	0,112	270	305	80	5,6
36	0,110	265	325	70	5,4
37	0,108	285	320	60	5,2
38	0,106	280	315	50	5,0
39	0,104	275	310	40	4,8
40	0,102	270	305	30	4,6

Литература

1. Термодинамические циклы : методические указания / сост.: Н.И. Куприянычева, А.А. Сагдеев ; Казан. гос. технол. ун-т. - Казань, 2004. – 28 с.
2. Расчет идеального цикла воздушной холодильной машины : методические указания / сост.: В.П. Большов, В.А. Аляев, А.А. Мухамадиев ; Казан. хим. технол. ин-т. - Казань, 1992. – 20 с.
3. Анализ циклов тепловых двигателей с газообразным рабочим телом : методические указания / сост.: И.З. Вафин, Ф.М. Гумеров ; Казан. хим. технол. ин-т. - Казань, 1988. – 32 с.
4. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача / В.В. Нащокин. – М. : Высшая школа, 1980. – 469 с.
5. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства газов : справочник / С.Л. Ривкин. – М. : Энергоиздат, 1987. – 288 с.
6. Кириллин, В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М. : Наука, 1979. – 512 с.
7. Техническая термодинамика и теплотехника : учебно-метод. пособие / А.А. Сагдеев, А.М. Низамов, Н.И. Куприянычева ; Казан. гос. технол. ун-т. - Казань, 2005. - 84 с.

Приложение 1

Таблица термодинамических свойств воздуха

$t, ^\circ C$	T, K	$h,$ кДж/кг	$u,$ кДж/кг	$s,$ кДж/кг·К
1	2	3	4	5
-50	223,15	223,19	159,12	6,4076
-45	228,15	228,20	162,70	6,4298
-40	233,15	233,21	166,27	6,4516
-35	238,15	238,23	169,85	6,4728
-30	243,15	243,24	173,43	6,4937
-25	248,15	248,25	177,01	6,5141
-20	253,15	253,26	180,58	6,5341
-15	258,15	258,28	184,16	6,5537
-10	263,15	263,29	187,74	6,5729
-5	268,15	268,31	191,32	6,5918
0	273,15	273,32	194,90	6,6103
5	278,15	278,34	198,48	6,6285
10	283,15	283,35	202,06	6,6464
15	288,15	288,37	205,64	6,6640
20	293,15	293,39	209,23	6,6812
25	298,15	298,41	212,81	6,6982
30	303,15	303,43	216,40	6,7149
35	308,15	308,45	219,98	6,7314
40	313,15	313,48	223,57	6,7475
45	318,15	318,50	227,16	6,7634
50	323,15	323,53	230,75	6,7791
55	328,15	328,56	234,35	6,7946
60	333,15	333,59	237,94	6,8098
65	338,15	338,62	241,54	6,8248
70	343,15	343,66	245,14	6,8396
75	348,15	348,70	248,74	6,8541
80	353,15	353,73	252,35	6,8685
85	358,15	358,78	255,95	6,8827
90	363,15	363,82	259,56	6,8967
95	368,15	368,87	263,17	6,9105
100	373,15	373,92	266,79	6,9241
105	378,15	378,97	270,40	6,9375
110	383,15	384,02	274,02	6,9508
115	388,15	389,08	277,64	6,9639
120	393,15	394,14	281,27	6,9769
125	398,15	399,21	284,90	6,9897
130	403,15	404,28	288,53	7,0023

Продолжение приложения 1

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
135	408,15	409,35	292,17	7,0148
140	413,15	414,42	295,80	7,0272
145	418,15	419,50	299,45	7,0394
150	423,15	424,58	303,09	7,0515
155	428,15	429,66	306,74	7,0634
160	433,15	434,75	310,40	7,0753
165	438,15	439,85	314,05	7,0869
170	443,15	444,94	317,71	7,0985
175	448,15	450,04	321,38	7,1100
180	453,15	455,15	325,05	7,1213
185	458,15	460,26	328,72	7,1325
190	463,15	465,37	332,40	7,1436
195	468,15	470,49	336,08	7,1546
200	473,15	475,61	339,77	7,1655
205	478,15	480,73	343,46	7,1762
210	483,15	485,86	347,15	7,1869
215	488,15	491,00	350,85	7,1976
220	493,15	496,14	354,55	7,2080
225	498,15	501,28	358,26	7,2183
230	503,15	506,43	361,98	7,2286
235	508,15	511,59	365,70	7,2388
240	513,15	516,74	369,42	7,2489
245	518,15	521,91	373,15	7,2589
250	523,15	527,08	378,88	7,2689
255	528,15	532,25	380,62	7,2787
260	533,15	537,43	384,36	7,2885
265	538,15	542,61	388,11	7,2981
270	543,15	547,80	391,87	7,3077
275	548,15	553,00	395,62	7,3173
280	553,15	558,20	399,39	7,3267
285	558,15	563,40	403,16	7,3361
290	563,15	568,61	406,93	7,3454
295	568,15	573,83	410,71	7,3546
300	573,15	579,05	414,50	7,3637
305	578,15	584,28	418,29	7,3728
310	583,15	589,51	422,09	7,3818
315	588,15	594,75	425,89	7,3908
320	593,15	599,99	429,70	7,3997
325	598,15	605,24	433,51	7,4085
330	603,15	610,50	437,33	7,4172

Окончание приложения 1

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
335	608,15	615,76	441,16	7,4259
340	613,15	621,03	444,99	7,4345
345	618,15	626,30	448,83	7,4431
350	623,15	631,58	452,67	7,4516
355	628,15	636,86	456,52	7,4600
360	633,15	642,15	460,37	7,4684
365	638,15	647,45	464,23	7,4768
370	643,15	652,75	468,10	7,4850
375	648,15	658,06	471,97	7,4933
380	653,15	663,37	475,85	7,5014
385	658,15	668,69	479,74	7,5095
390	663,15	674,02	483,63	7,5176
395	668,15	679,35	487,52	7,5256
400	673,15	684,68	491,42	7,5336
405	678,15	690,03	495,33	7,5415
410	683,15	695,38	499,25	7,5493
415	688,15	700,73	503,17	7,5572
420	693,15	706,10	507,09	7,5649
425	698,15	711,46	511,02	7,5726
430	703,15	716,84	514,97	7,5803
435	708,15	722,22	518,91	7,5879
440	713,15	727,60	522,86	7,5955
445	718,15	732,99	526,81	7,6030
450	723,15	738,39	530,78	7,6105
455	728,15	743,80	534,74	7,6180
460	733,15	749,21	538,72	7,6254
465	738,15	754,62	542,70	7,6327
470	743,15	760,04	546,69	7,6401
475	748,15	765,47	550,68	7,6473
480	753,15	770,91	554,68	7,6546
485	758,15	776,35	558,68	7,6618
490	763,15	781,79	562,69	7,6689
495	768,15	787,24	566,71	7,6761
500	773,15	792,70	570,73	7,6831
505	778,15	798,17	574,76	7,6902
510	783,15	803,64	578,79	7,6972
515	788,15	809,11	582,83	7,7042
520	793,15	814,59	586,88	7,7111
525	798,15	820,08	590,93	7,7180
530	803,15	825,57	594,99	7,7249

Приложение 2

Таблица 1

Средняя массовая теплоемкость газов
при постоянном давлении $C_{p,кДж/(кг·град)}$

$t, ^\circ C$	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Воздух
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	0,607	1,0036
100	0,9232	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	0,636	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	0,662	1,0115
300	0,9500	1,0400	1,0538	0,9487	1,9192	0,687	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	0,708	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	0,724	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0861	1,0396	2,0092	0,737	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	0,754	1,0605
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	0,762	1,0710
900	1,0258	1,0982	1,1200	1,1045	2,1097	0,775	1,0815
1000	1,0350	1,1078	1,1304	1,1225	2,1436	0,783	1,0907
1100	1,0434	1,1170	1,1401	1,1384	2,1771	0,791	1,0999
1200	1,0509	1,1258	1,1493	1,1530	2,2106	0,795	1,1082
1300	1,0580	1,1342	1,1577	1,1660	2,2429	-	1,1166
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	-	1,1242

Таблица 2

Средняя массовая теплоемкость газов
при постоянном объеме $C_v,кДж/(кг·град)$

$t, ^\circ C$	O ₂	N ₂	CO	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	Воздух
0	0,6548	0,7352	0,7427	0,6259	1,3980	0,477	0,7164
100	0,6632	0,7365	0,7448	0,6770	1,4114	0,507	0,7193
200	0,6753	0,7394	0,7494	0,7214	1,4323	0,532	0,7243
300	0,6900	0,7448	0,7570	0,7599	1,4574	0,557	0,7319
400	0,7051	0,7524	0,7666	0,7938	1,4863	0,578	0,7415
500	0,7193	0,7616	0,7775	0,8240	1,5160	0,595	0,7519
600	0,7327	0,7716	0,7892	0,8508	1,5474	0,607	0,7624
700	0,7448	0,7821	0,8009	0,8746	1,5805	0,624	0,7733
800	0,7557	0,7926	0,8122	0,8964	1,6140	0,632	0,7842
900	0,7658	0,8030	0,8231	0,9157	1,6483	0,645	0,7942
1000	0,7750	0,8127	0,8336	0,9332	1,6823	0,653	0,8039
1100	0,7834	0,8219	0,8432	0,9496	1,7158	0,662	0,8127
1200	0,7913	0,8307	0,8566	0,9638	1,7488	0,666	0,8215
1300	0,7984	0,8390	0,8608	0,9772	1,7815	-	0,8294
1400	0,8051	0,8470	0,8688	0,9893	1,8129	-	0,8369

Учебное издание

Сагдеев Айрат Адиевич

кандидат технических наук, доцент

Гумеров Фарид Мухамедович

доктор технических наук, профессор

Сагдеев Камиль Айратович

ассистент

**ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
И ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВЫХ РАБОТ**

Корректор Габдурахимова Т.М.

Худ. редактор Федорова Л.Г.

Сдано в набор 18.01.2012.

Подписано в печать 19.01.2012.

Бумага писчая. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 1,3. Тираж 100.

Заказ №4.

НХТИ (филиал) ФГБОУ ВПО «КНИТУ»,
г. Нижнекамск, 423570, ул. 30 лет Победы, д. 5а.