

3. Итоги науки и техники. Серия «Двигатели внутреннего сгорания» / ВИНТИ. — М., 1977. — Т. 2. Бензиновые автомобильные ДВС с послойным распределением топлива в заряде / Вахошин Л.И., Маркова И.В., Тернопольская Э.Б. — 162 с. 4. Петруничев А.И. Бензиновые ав-

томобильные ДВС с послойным распределением топлива в заряде // Труды НИИНАВТОПРОМ. — М., 1976. — 70 с. 5. Гершман И.И., Грудский Ю.Г. Многоотопливные дизельные двигатели с посторонним зажиганием (гибридные двигатели) // Труды НАМИ. — 1975. — 83 с.

УДК 621.484.621.59

И.И. Тимченко, канд. техн. наук, А.И. Харченко, канд. техн. наук, П.В. Жадан, инж.

ДИАГРАММЫ СЭНКИ ДЛЯ КРИОДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО ПО ТЕОРЕТИЧЕСКОМУ ЦИКЛУ

Для анализа рабочих процессов энергетических установок давно и широко используются полосовые диаграммы потоков энергии. Впервые такая диаграмма была опубликована еще в 1898 г. ирландским инженером Генри Сэнки [1]. Поэтому ее обычно называют диаграммой Сэнки. Диаграммы Сэнки строятся на основании энергобалансов первого закона термодинамики. Наибольший интерес представляют диаграммы Сэнки для установок, состоящих из многих элементов. Тогда в диаграмме эти элементы (энергетические узлы) соединяются полосами («потоками»), ширина которых соответствует передаваемой энергии. По такой диаграмме удобно проследить, какие потоки энергии переносятся через элементы установки, и зрительно проконтролировать энергобалансы по первому закону термодинамики как в границах отдельных элементов, так и в границах всей установки. Очевидный интерес представляет построение диаграмм для установки с варьированием каким-либо ее параметром.

Ниже рассмотрены диаграммы Сэнки для азотного криогенного двигателя, работающего по теоретическому циклу при варьировании количества теплоты, которое подводится к рабочему телу в процессе его расширения.

Условия осуществления и особенности циклов, для которых построены диаграммы Сэнки

Реальные азотные криогенные двигатели (КД), созданные и испытанные в конце XX столетия в США [2], работают по разомкнутому рабочему циклу и имеют схему, в принципе соответствующую рис. 1. В схему включены только элементы КД, в которых происходят основные преобразования энергии.

На рис. 2 в T,s -диаграмме изображены теоретические циклы КД, различающиеся только характером процессов расширения. Там же изображен и холодильный цикл идеальной азотной холодильной машины, о чем подробнее будет рассказано ниже. Разомкнутый теоретический цикл транспортного КД, как видно из рис. 2, состоит из трех обратимых процессов: 1–2 — адиабатное сжатие жидкого азота до

максимального давления цикла p_{max} в насосе Н (рис. 1); 2–3 — изобарный ($p_{max} = \text{const}$) подвод теплоты окружающей среды в газификаторе Г; 3–4 — расширение газообразного азота в расширительной машине РМ, сопровождающееся тем или иным подводом теплоты окружающей среды.

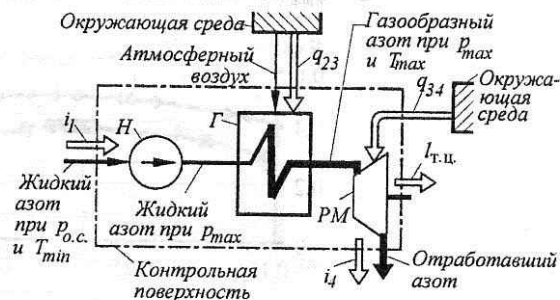


Рис. 1. Простейшая схема азотного криогенного двигателя (КД) для осуществления разомкнутого теоретического цикла: Н — насос криогенный; Г — газификатор-нагреватель; РМ — расширительная машина

Основными исходными параметрами циклов приняты: $p_{max} = 3$ МПа, температура $T_{0.c} = 288$ К.

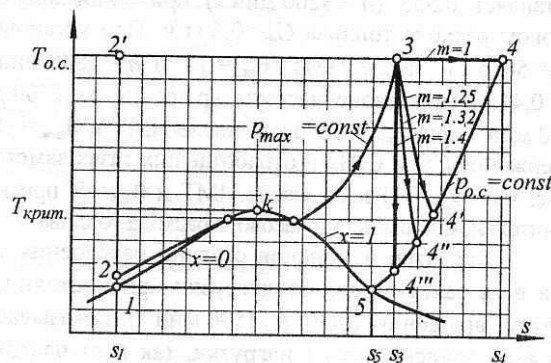


Рис. 2. Разомкнутый теоретический цикл азотного КД с различными политропными процессами расширения при максимальном давлении цикла $p_{max} < p_{крит}$ в T,s -диаграмме

В целях упрощения диаграмм потоков энергии за начало отсчета энтальпии азота i , кДж/кг, принято ее значение в состоянии точки 1 (рис. 2): $i_1 = 0$ – состояние жидкости при температуре насыщения $T_1 = 77,4 \text{ К}$ ($t_1 = -195,8 \text{ °С}$) при $p_1 = p_{\text{о.с.}} = 0,101 \text{ МПа}$. Уровень p_{max} выбран предельно высоким по экономическим и техническим соображениям [3].

В таблицах 1–3 помещены результаты расчета циклов для четырех значений показателя политропы расширения: $m = 1$ – изотермический процесс; 1,25; 1,32; 1,40 – адиабатический процесс. Значение $m = 1,25$ – это минимальный уровень, который, по нашим расчетам, может быть достигнут в трехступенчатой поршневой РМ, оборудованной специальной системой подвода теплоты окружающей среды [3]. Значение $m = 1,32$ – это реальный уровень, который, по опытным данным [4], достигается в поршневых расширительных машинах, не оборудованных системой подвода теплоты. Расчеты выполнены с использованием известных термодинамических зависимостей и T,s -диаграммы для азота.

Диаграммы Сэнки и их анализ

Диаграммы Сэнки, построенные по данным табл. 1–3, изображены на рис. 3. Прежде всего обращает на себя внимание, что схема КД на рис. 3 отличается от схемы рис. 1 наличием еще одного энергетического узла – холодильной установки X , играющей роль нижнего источника теплоты – теплоприемника, который переносит теплоту от охлаждаемого азота с уровня его температур $T < T_{\text{о.с.}}$ на уровень $T_{\text{о.с.}}$. Для такого

переноса теплоты, как известно из второго закона термодинамики, тратится внешняя работа и требуется осуществление холодильного цикла.

Анализировать цикл КД без рассмотрения холодильного цикла, в результате осуществления которого азот становится энергоносителем, можно лишь оперируя понятием эксергии, базирующемся на положениях второго закона термодинамики. Анализировать же цикл КД по диаграммам Сэнки, строящимся лишь по данным балансовых уравнений первого закона термодинамики, без включения холодильной установки в схему термодинамической системы принципиально невозможно (по причине того, что энергобалансовые уравнения не позволяют учесть потенциальную работоспособность сжиженного азота). Без холодильной установки по диаграммам Сэнки получается система, в которой заложенная в сжиженном азоте потенциальная работоспособность, как будет показано ниже, не играет никакой роли, она как бы отсутствует. В этом случае (без холодильной установки) получается система, непригодная для термодинамического анализа – в ней отсутствует источник полезной работы. Чтобы показать истинный источник полезной работы КД и определить КПД его рабочего цикла, необходимо схему транспортного КД (рис. 1) дополнить холодильной машиной и таким образом превратить ее в схему полного энергетического цикла КД (рис. 3).

Представленная на рис. 3 общая открытая термодинамическая система условно разделена на две подсистемы – холодильная установка в чисто методических целях выделена в отдельную подсистему.

Таблица 1. Параметры азота в характерных точках теоретических циклов КД с различными политропными процессами расширения при $p_{\text{max}} = 3,00 \text{ МПа}$, $p_{\text{о.с.}} = 0,101 \text{ МПа}$, $T_{\text{о.с.}} = 288 \text{ К}$

Параметры азота и их размерности	Обозначения	Характерные точки цикла						
		1	2	3	4	4'	4''	4'''
Давление, МПа	p	0,101	3,000	3,000	0,101	0,101	0,101	0,101
Температура, К	T	77,4	79,2	288,0	288,0	145,9	126,3	109,3
Энтальпия, кДж/кг	i	0	3,6	410,2	417,3	269,7	249,3	229,1
Энтропия, кДж/кг	s	2,86	2,86	5,76	6,78	6,09	5,93	5,76

В T,s -диаграмме (рис. 2) изображены циклы обеих подсистем, контакт между которыми происходит по изобаре $p_{\text{о.с.}} = \text{const}$ в рекуперативном противоточном теплообменнике, служащем для холодильной машины испарителем-нагревателем. В последнем циркулирующий хладагент-азот, воспринимая теплоту, переходит из состояния 1 в состояние 4. В то же время рабочее тело КД – атмосферный азот, дви-

гаясь в теплообменнике навстречу хладагенту, отдавая ему теплоту и охлаждаясь, переходит из состояния 4 (охлаждающая среда) в состояние 1. Таким образом, 1 кг сжиженного азота, поступающий в подсистему 2 с энтальпией i_1 , является результатом осуществления холодильного цикла в подсистеме 1. Через разделяющую подсистемы границу происходит перенос вещества и энергии.

Таблица 2. Параметры обратимых процессов теоретических циклов КД с различными политропными процессами расширения при $p_{max} = 3,00$ МПа, $p_{o.c.} = 0,101$ МПа, $T_{o.c.} = 288$ К

Параметры и их размерности	Обозначения	Процессы цикла КД					
		1-2	2-3	3-4	3-4'	3-4''	3-4'''
Показатель политропы расширения	m	—	—	1,00	1,25	1,32	1,40
Теплота, кДж/кг	q	0	406,6	293,8	70,4	37,1	0
Изменение энтальпии, кДж/кг	Δi	3,6	406,6	7,1	-140,5	-160,9	-181,1
Техническая работа, кДж/кг	l	-3,6	0	286,7	210,9	198,0	181,1

Таблица 3. Энергетические балансы первого закона термодинамики для системы «холодильная установка – криогенный двигатель» при работе по разомкнутому теоретическому циклу с различными политропными процессами расширения

m	Подведенная энергия, кДж/кг $q_{подв.} = i_{min} + i_{o.c.} + q_{23} + q_{34}$					Отведенная энергия, кДж/кг $q_{отв.} = q''_x + i_4 + l_{т.н.}$				КПД цикла $\eta_{т.н.} = l_{т.н.}/i_{min}$
	$q_{подв.}$	i_{min}	$i_{o.c.}$	q_{23}	q_{34}	$q_{отв.}$	q''_x	i_4	$l_{т.н.}$	
1,00	1829,4	711,7	417,3	406,6	293,8	1829,4	1129,0	417,3	283,1	0,398
1,25	1606,0	711,7	417,3	406,6	70,4	1606,0	1129,0	269,7	207,3	0,291
1,32	1572,7	711,7	417,3	406,6	37,1	1572,7	1129,0	249,3	194,4	0,273
1,40	1535,6	711,7	417,3	406,6	0	1535,6	1129,0	229,1	177,5	0,249

В целях дальнейшего энергетического анализа КД рассмотрим собственные энергобалансы выделенных подсистем. В основе функционирования подсистемы 1 лежит холодильный цикл 4-2'-1-5-4. Площадь внутри этого контура соответствует подводимой извне минимальной работе сжижения азота l_{min} , кДж/кг, равной разности между теплотой, отводимой в холодильном цикле (в процессе 4-2')

$$q''_x = T_{o.c.}(s_4 - s_2) = T_{o.c.}(s_{o.c.} - s_1), \quad (1)$$

и произведенным холодом – теплотой, отводимой от сжижаемого азота

$$q'_x = i_4 - i_1 = i_{o.c.} - i_1. \quad (2)$$

Величине $q''_x = 1129,0$ кДж/кг (табл. 3) на T, s -диаграмме соответствует площадь, ограниченная изотермой $T_{o.c.} = \text{const}$, ординатами 2'- s_1 и 4- s_4 и осью абсцисс $T = 0$; величина $q'_x = 417,3$ кДж/кг является частью q''_x и соответствует площади под изобарой $p_{o.c.} = \text{const}$.

Из T, s -диаграммы минимальная работа сжижения азота

$$l_{min} = q''_x - q'_x = 711,7 \text{ кДж/кг}. \quad (3)$$

Работа l_{min} , как видно из T, s -диаграммы, является одновременно максимальной полезной работой прямого обратимого цикла 1-2'-4-5-1, который можно осуществить без подвода извне какой-либо энергии, а лишь при наличии теплообмена с окружающей средой. Следовательно, l_{min} и есть мера той потенциальной энергии сжиженного азота, которая может с участием окружающей среды полностью превратиться в полезную механическую работу в прямом обратимом цикле.

Уравнение (3) – это балансовое уравнение первого закона термодинамики. На основании этого уравнения построена полосовая диаграмма потоков энергии для подсистемы 1.

Подсистема 2 (рис. 3) соответствует схеме КД (рис. 1), т.е. схеме без нижнего источника теплоты, которым является холодильная машина.

Покажем, что для такой схемы (рис. 1) с помощью балансовых уравнений первого закона термодинамики невозможно решить основные задачи энергетического анализа: определить потоки полезно

используемой и затрачиваемой энергии и вычислить КПД подсистемы как отношение этих потоков.

Уравнение теплового баланса подсистемы 2

$$q'_{\text{кд}} = l_{\text{т.ц.}} + q''_{\text{кд}}, \quad (4)$$

где $q'_{\text{кд}}$ – суммарная теплота, подведенная к рабочему телу в цикле из окружающей среды, кДж/кг;

$$q'_{\text{кд}} = q_{23} + q_{34}; \quad (5)$$

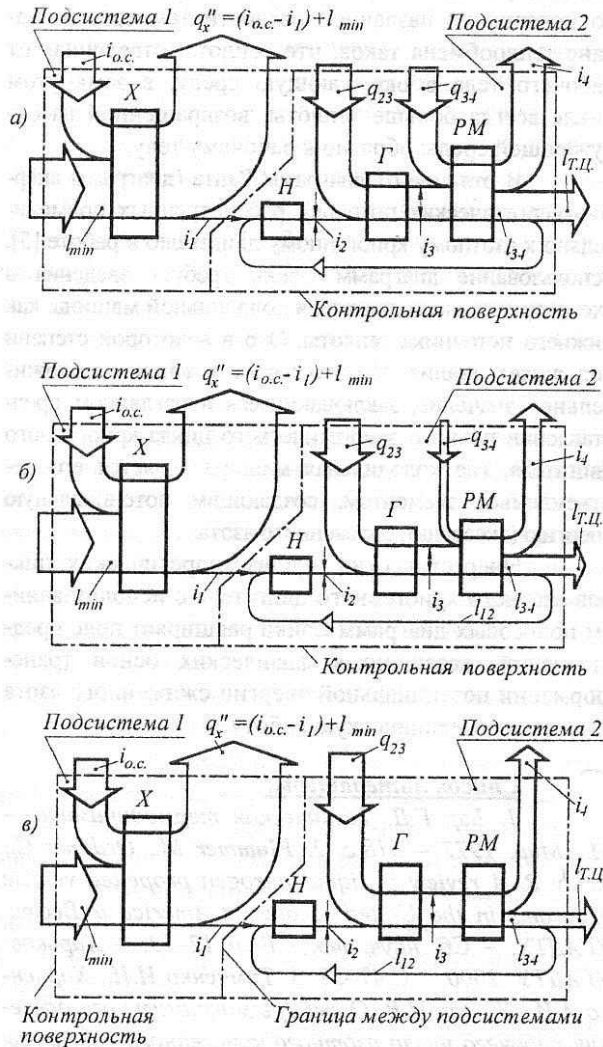


Рис. 3. Диаграммы потоков энергии в азотном криогенном двигателе, работающем по теоретическому циклу: а – с изотермическим расширением, б – с политропным расширением ($m = 1,25$), в – с адиабатным расширением рабочего тела (начало отсчета энтальпии азота принято из условия $i_1 = 0$, кДж/кг)

q_{23} и q_{34} – теплота, подведенная к рабочему телу из окружающей среды, в процессах 2–3 и 3–4 соответственно, кДж/кг;

$l_{\text{т.ц.}}$ – полезная работа теоретического цикла КД, кДж/кг;

$$l_{\text{т.ц.}} = l_{34} - l_{12}; \quad (6)$$

l_{34} , l_{12} – работа газа в процессах 3–4 и 1–2 соответственно, кДж/кг;

$q''_{\text{кд}}$ – теплота, отводимая из подсистемы с отработавшим рабочим телом, кДж/кг,

$$q''_{\text{кд}} = i_4^* - i_1. \quad (7)$$

Таким образом, энергобалансовое уравнение (4) для подсистемы 2, которая работает при температуре рабочего тела $T < T_{0.c}$ и для которой окружающая среда является верхним источником теплоты, формально ничем не отличается от такого же энергобалансового уравнения тепловых двигателей, которые работают при температуре рабочего тела $T > T_{0.c}$ и для которых окружающая среда является нижним источником теплоты. Для обоих условий подводимая теплота равна сумме полезной работы и потерь теплоты в окружающую среду. И это несмотря на то, что в условиях $T > T_{0.c}$ поток подводимой теплоты является затратным, а отношение полезной работы к подведенной теплоте представляет собой КПД рабочего цикла, тогда как в условиях $T < T_{0.c}$ поток подводимой теплоты является беззатратным, а отношение полезной работы к подведенной теплоте ничего собой не представляет.

Таблица 4. Составляющие энергобалансового уравнения первого закона термодинамики для подсистемы 2 (рис. 3), кДж/кг

m	$q'_{\text{кд}}$	$l_{\text{т.ц.}}$	$q''_{\text{кд}}$	$l_{\text{т.ц.}} + q''_{\text{кд}}$
1,00	700,4	283,1	417,3	700,4
1,25	477,0	207,3	269,7	477,0
1,32	443,7	194,4	249,3	443,7
1,40	406,6	177,5	229,1	406,6

Как видно из табл. 4, балансовое уравнение (4) соблюдается для всех рассматриваемых циклов КД, несмотря на отсутствие в этом уравнении затратной энергии, служащей источником полезной работы. Возникает, таким образом, парадоксальная картина энергопреобразований: полезная работа $l_{\text{т.ц.}}$ получается без какого-либо участия потенциальной энергии сжиженного азота. Отсюда следует, что термодинамический анализ с помощью диаграмм Сэнки возможен только для замкнутого рабочего цикла КД. Для определения КПД теоретического цикла КД $\eta_{\text{т.ц.}}$ нужны данные энергобалансового уравнения, составленного для термодинамической системы полного энергетического цикла КД, т. е. для системы, объединяющей подсистемы 1 и 2:

$$\underbrace{l_{\text{мин}} + i_{0.c.} + q_{23} + q_{34}}_{\text{подведенная теплота}} = \underbrace{q_x^* + i_4^* + l_{\text{м.н.}}}_{\text{отведенная теплота}} \quad (8)$$

Данные балансового уравнения (8) для циклов КД с различными политропными процессами расширения помещены в табл. 3. Там же приведены и значения КПД теоретических циклов КД

$$\eta_{\text{т.ц.}} = l_{\text{т.ц.}} / l_{\text{мин}}. \quad (9)$$

* Подразумевается энтальпия азота в конце политропного расширения в точках: 4, 4', 4'', 4''' (рис. 2).

Из табл. 3 видно, что при одних и тех же затратах энергии ($l_{\min} = \text{idem}$), неизменных окружающих условиях и при одинаковом предельно возможном подводе теплоты окружающей среды в газификаторе ($q_{23} = \text{idem}$) увеличение полезной работы $l_{\text{т.ц}}$ с 177,5 до 283,1 кДж/кг (в 1,6 раза) вызвано все нарастающим подводом к рабочему телу теплоты окружающей среды в процессе расширения 3–4 (рис. 2). Однако отсюда, как и из уравнения (4), разумеется, нельзя делать вывод, что энергия окружающей среды хотя бы в какой-то мере превращается в механическую работу, что противоречило бы второму закону термодинамики. Окружающая среда лишь участвует в происходящих в КД энергопревращениях таким образом, что в итоге затраты энергии окружающей среды на функционирование системы отсутствуют.

Об этом красноречиво свидетельствуют данные балансового уравнения полного энергетического цикла КД (8), помещенные в табл. 3:

а) общее количество теплоты, подведенное из окружающей среды к азоту всегда меньше теплоты, передаваемой системой в окружающую среду, т.е.

$$q_{23} + q_{34} + (i_{0.c.} - i_4) < q''_x;$$

следовательно, $(q_{23} + q_{34})$ – это не теплота собственно окружающей среды, а лишь возвращенная к азоту часть той теплоты, которая была отдана окружающей среде при сжижении азота;

б) для создания потоков теплоты из окружающей среды к азоту q_{23} и q_{34} нужна положительная разность температур $T_{0.c.} - T$, которая достигается снижением T ниже $T_{0.c.}$, на что тратится внешняя работа $l_{\min} = 711,7$ кДж/кг; теплота, эквивалентная $l_{\min}$, из холодильной машины отводится в окружающую среду; максимальное же значение суммы $q_{23} + q_{34} = 700,4$ кДж/кг, т.е. меньше $l_{\min}$; отсюда следует, что потоки теплоты из окружающей среды q_{23} и q_{34} представляют собой некоторую возвращаемую обратно часть тепловых потоков из КД в окружающую среду.

Заключение

Из приведенных данных следует, что на работу КД теплота окружающей среды не расходуется. Она служит лишь промежуточным, передаточным звеном, т.е. лишь беззатратно участвует в энергопреобразованиях КД.

Без теплообмена рабочего тела с окружающей средой замкнутый термодинамический цикл теплового двигателя невозможен, следовательно, невозможно и преобразование в полезную работу потенциальной энергии сжиженного азота. Под теп-

лообменом понимается движение теплоты обязательно в двух направлениях – от рабочего тела и к рабочему телу. Природа теплообмена такова, что вначале необходимо отдать теплоту окружающей среде, создав положительную разность температур $T_{0.c.} - T$, затратив на это работу, и только после этого, благодаря наличию такой разности температур, теплота из окружающей среды может естественным образом переходить обратно к рабочему телу и лишь до исчерпания названной разности температур. Баланс теплообмена таков, что теплота, отведенная от рабочего тела в окружающую среду, в замкнутом цикле всегда больше теплоты, возвращенной из окружающей среды обратно к рабочему телу.

В отличие от диаграмм Ранга (диаграмм анерго-эксергетических потоков), рассмотренных применительно к азотному криогенному двигателю в работе [5], использование диаграмм Сэнки требует введения в схему криогенного двигателя холодильной машины как нижнего источника теплоты. Это в некоторой степени усложняет анализ. Но это имеет и важное положительное значение, заключающееся в наглядном представлении полного энергетического цикла криогенного двигателя, где холодильная машина является его неотъемлемым элементом, создающим потенциальную энергию (эксергию) сжиженного азота.

Энергетический анализ теоретических циклов азотного криогенного двигателя с использованием полосовых диаграмм Сэнки расширяет поле представлений, касающихся физических основ трансформации потенциальной энергии сжиженного азота в полезную механическую работу.

Список литературы:

1. Бэр Г.Д. *Техническая термодинамика*. – М.: Мир, 1977. – 518 с.
2. Plummer M., Ordonez C., Reidy R. *A review of liquid nitrogen propelled vehicle programs in the United States of America* // Вестн. ХГАДТУ. – Сб. науч. тр. – Вып. 12–13. – Харьков: ХГАДТУ, 2000. – С. 47–52.
3. Тимченко И.И., Харченко А.И., Жадан П.В. О выборе максимального давления рабочего цикла азотного криогенного двигателя // *Автомобильный транспорт: Сб. науч. тр.* – Вып. 7–8. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2001. – С. 184–187.
4. Борисенко К.С. *Пневматические двигатели горных машин*. – М.: Углетехиздат, 1958. – 201 с.
5. Тимченко И.И., Харченко А.И., Жадан П.В. *Диаграммы потоков эксергии и анергии в криогенном двигателе, работающем по теоретическому циклу* // Вестн. ХНАДУ: Сб. науч. тр. – Вып. 18. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2002. – С. 19–23.