

УДК 621.

Г. А. БЫКОВ, д-р. техн. наук, проф.

Национальный авиационный университет, г. Киев

О. Г. БЫКОВА

Национальное агентство Украины по вопросам эффективного использования энергетических ресурсов, г. Киев

В. Ю. ЛУПАШЕВСКАЯ

Московский педагогический государственный университет, г. Москва, Россия

СИСТЕМНЫЙ АНАЛИЗ ТЕРМОДИНАМИКИ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОВЫХ МАШИН

Рассматривается применение методологии системного анализа к энерготехнологическим процессам, лежащим в основе принципов действия тепловых машин. Предложенные методы предполагают отказ от некоторых механистических представлений термодинамики идеальных газов. Градация подведенной к системе энергии по различным ее видам открывает возможность совершенствования энерготехнологических процессов в тепловых машинах с целью повышения их эффективности.

Розглядається застосування методології системного аналізу щодо енерготехнологічних процесів, які становлять основу принципів дії теплових машин. Запропоновані методи передбачають відмову від деяких механістичних уявлень термодинаміки ідеальних газів. Градація підведеної до системи енергії за різними її видами відкриває можливість вдосконалення енерготехнологічних процесів в теплових машинах з метою підвищення їх ефективності.

Введение

При определении энергетической эффективности любой тепловой машины целесообразно рассматривать ее как открытую макроскопическую систему, состоящую из взаимосвязанных элементов, в каждом из которых реализуется тот или иной энерготехнологический процесс. Энерготехнологическими мы называем процессы подвода энергии к системе от внешнего источника, процессы энергообмена между отдельными элементами системы, а также процессы отвода энергии в окружающую среду.

Основная часть

Применительно к тепловым машинам, рабочим телом которых являются гомогенные газовые смеси, энерготехнологические процессы можно разделить на следующие виды:

- компримирование (сжатие) рабочего тела;
- нагревание рабочего тела;
- охлаждение рабочего тела;
- детандирование (расширение) рабочего тела;
- дросселирование.

В энерготехнологическом процессе энергообмен сопровождается, как правило, превращением энергии одного вида в энергию другого вида. Например, механическая энергия вала компрессора превращается в тепловую энергию и работу сжатия рабочего тела тепловой машины. Поэтому каждый энерготехнологический процесс следует рассматривать как совокупность элементарных термодинамических процессов, описываемых основными законами термодинамики.

Как известно, состояние рабочего тела в термодинамических процессах описывается термодинамическими параметрами. Основными параметрами считаются следующие: давление P , н/м²; температура T , К; удельный объем V , м³/кг; энтропия S , Дж/(кг·К); энтальпия i , Дж/кг; внутренняя энергия U , Дж/кг. Наряду с этими параметрами в современных методиках термодинамических расчетов широко используются понятия

теплоемкости газов при постоянном давлении C_p , Дж/(кг·К) и при постоянном объеме C_v , Дж/(кг·К).

С точки зрения методологии системного анализа существующие методики термодинамических расчетов имеют ряд существенных недостатков, которые являются следствием механистических взглядов на физическую суть термодинамических процессов. К наиболее значимым недостаткам следует отнести:

1. Все термодинамические процессы описываются одним математическим уравнением $P \cdot V^n = \text{const}$, в котором показатель степени n принимает дискретные значения $n = 0; 1; C_p/C_v; \infty$ для изобарического, изотермического, адиабатического и изохорического процессов соответственно, а для политропических процессов показатель степени n может иметь любое произвольное значение. Очевидным является тот факт, что приведенное уравнение не содержит реального физического смысла для отдельных термодинамических процессов, имеет формальный характер и определяет математическую взаимосвязь всего лишь между двумя параметрами – давлением и удельным объемом. В то же время методология системного анализа требует для описания энерготехнологических процессов использования многофакторных уравнений, описывающих физическую реальную сущность этих процессов.

2. Широко используемые в существующих методиках понятия теплоемкостей C_p и C_v появились в детские годы становления экспериментальной физики и в настоящее время выглядят анахронизмом, поскольку не отражают реальной физической сути термодинамических процессов. Таким же нечетким физическим смыслом обладает и термодинамический параметр U , который называется внутренней энергией и однозначно связан с теплоемкостью C_v простым соотношением $U = C_v \cdot T$. Не требует особых доказательств, что последнее соотношение определяет величину тепловой энергии в системе. Поэтому применение термина "внутренняя энергия" к параметру U представляется необоснованным и только запутывает суть вопроса.

Поясним для примера, что в теории турбокомпрессоров широко используется термин "внутренняя энергия" применительно к полной энергии, подведенной к каждому килограмму рабочего тела в проточной части компрессора.

Более обоснованным, с нашей точки зрения, является использование для определения тепловой энергии такого важного термодинамического параметра как энтропия S . В настоящее время понятие энтропии отличается многоплановостью. Известны энтропия информационная, энтропия структурная, энтропия тепловая. Для термодинамических анализов сегодня широко применяется тепловая энтропия, вычисляемая как отношение количества тепловой энергии Q к качеству или потенциалу этой энергии, которые выражаются температурой T : $S = Q/T$.

На этом основании тепловую энергию, подведенную к рабочему телу в макроскопической системе, следует вычислять по формуле $Q = S \cdot T$, Дж/кг. Как видим, параметр "энтропия" обоснованно замещает устаревший коэффициент теплоемкости C_v . Относительно теплоемкости C_p необходимые пояснения приводятся ниже.

3. Еще одним недостатком существующих методов термодинамических расчетов является неопределенность категории работы. Как известно, подводимая к рабочему телу энергия передается в двух ипостасях: в виде теплоты и в виде работы.

При этом величина работы определяется произведением $L = P \cdot V$, Дж/кг. В классических учебниках технической термодинамики такой работе придается смысл только работы расширения газа при изобарическом процессе подвода энергии. Уязвимость такой гипотезы становится очевидной при дифференцировании произведения $P \cdot V$. Поскольку в общем случае параметры P и V являются независимыми переменными, то дифференцирование приводит к сумме: $dL = P dV + V dP$. Отсюда следует, что подведенная к газу работа разделяется на две части. Первая из них $P dV$ характеризует собою работу, затраченную на увеличение пространства единицей массы рабочего тела. Эту часть работы можно назвать работой транспортирования рабочего тела в границах установленных контрольных сечений в проточной части машины. Вторая же часть – $V dP$ – относится к энергии, затраченной на

повышение давления газа. Этой энергии можно было бы присвоить термин "барическая энергия". Это именно та энергия, которая остается после завершения работы сжатия внутри циллиндра со сжатым газом.

4. Опыт проведения термодинамических расчетов, относящихся не к идеальным или реальным газам, а к реальным многоатомным углеводородным и другим газам, показывает, что для реальных газов так называемая газовая постоянная R фактически является переменной величиной. Чем больше молекулярная масса и объем молекул и чем выше давление и температура газа, тем меньше значение величины R .

В настоящее время уменьшение величины R в реальных газах учитывается специальным коэффициентом, который называется коэффициентом сжимаемости $Z = f(\mu, P, T)$. На этом основании уравнение состояния газа записывается в виде $PV = ZRT$.

Имеются все основания полагать, что во всех необходимых случаях следует применять произведение ZR как единый термодинамический параметр. Величину R можно считать действительно постоянной величиной только для идеально-газового состояния рабочего тела, т.е. при давлении близком к глубокому вакууму.

Устранение указанных недостатков достигается путем использования методологии системного анализа термодинамики энерготехнологических процессов. Такой анализ позволяет создать стройную систему уравнений, описывающих физическую суть процессов и устанавливает строгие взаимосвязи между отдельными термодинамическими параметрами.

В основе системного анализа лежит совокупность Первого и Второго законов термодинамики. Напомним, что в соответствии с Первым законом подведенная к макроскопической системе энергия любого вида передается рабочему телу в виде суммы тепловой энергии и работы. Второй же закон постулирует факт превращения некоторой части подведенной энергии в работу по преодолению сил внутреннего трения в межмолекулярных связях, которая в итоге превращается в теплоту и аналитически выражается в некотором увеличении энтропии рабочего тела. Эти потери энергии числятся по формуле $dQ = TdS$ и называются энтропийными потерями энергии.

С учетом указанных выше предпосылок можно сформулировать систему уравнений для энерготехнологических процессов в соответствии с методологией системного анализа.

При проведении системного анализа энерготехнологических процессов необходимым условием является признание того факта, что полное количество энергии любого вида, подведенной извне к макроскопической системе, во всех случаях определяется как изменение энтальпии рабочего тела: $E = (i_2 - i_1)_k$, Дж/кг. С этой точки зрения греческий термин «энтальпия» переводить на русский язык следует не как «теплосодержание», а как «энергосодержание». Необходимость уточнения термина «энтальпия» подтверждается первым законом термодинамики, следствием которого является известная формулировка: $E = Q + L = ST + PV$, Дж/кг.

Процесс компримирования

Этот процесс характеризуется уравнением, имеющим наиболее общий характер. На практике процесс компримирования реализуется в машине, именуемой компрессором, к валу которого подводится механическая энергия $E_{мех}$, передаваемая рабочими органами компрессора рабочему телу. Общее уравнение энерготехнологического процесса компримирования можно записать в виде:

$$E_{мех} = \int_1^2 SdT + \int_1^2 PdV + \int_1^2 VdP + \int_1^2 TdS = (i_2 - i_1)_k, \text{ Дж/кг.} \quad (1)$$

В этом уравнении: $E_{мех} = (i_2 - i_1)_k$, Дж/кг – полное количество механической энергии, подведенной к ротору компрессора и преобразованной в энергию рабочего тела;

$\int_1^2 SdT$ - часть энергии, воспринятой рабочим телом в виде теплоты в проточной части

компрессора, ограниченной контрольным сечением 1-1 на входе в компрессор и сечением 2-2 на выходе из компрессора;

$\int_1^2 PdV$ – энергия, затраченная на транспортирование каждого килограмма рабочего

тела от сечения 1-1 до сечения 2-2. Заметим, что в этом процессе величина dV имеет отрицательное значение;

$\int_1^2 VdP$ – барическая энергия, затраченная на повышение давления рабочего тела в

проточной части;

$\int_1^2 TdS$ – энтропийная потеря энергии в проточной части компрессора.

Отметим, что суммарное количество энергии, переданное каждому килограмму рабочего тела в проточной части компрессора, включая энтропийные потери, называется внутренним напором компрессора и может быть определено по формуле: $H_i = (i_2 - i_1)_к$.

Изобарический процесс нагревания рабочего тела

Уравнение этого процесса вытекает из уравнения (1) при введении дополнительного условия $P = \text{const}$ и, следовательно, $\int_1^2 VdP = 0$:

$$E_p = \int_1^2 SdT + \int_1^2 PdV + \int_1^2 TdS = (i_2 - i_1)_p, \text{ Дж/кг} \quad (2)$$

Как видим, в изобарическом процессе подведенная к газу энергия затрачивается на нагревание, транспортирование газа и компенсацию энтропийных потерь.

Уравнение изобарического охлаждения рабочего тела будет отличаться от уравнения (2) знаком "минус" для тепловой энергии.

Изохорический процесс – характеризует собой подвод энергии к рабочему телу при условии $V = \text{const}$. В этом случае $\int_1^2 PdV = 0$ и уравнение процесса получает вид:

$$E_v = \int_1^2 SdT + \int_1^2 VdP + \int_1^2 TdS = (i_2 - i_1)_v, \text{ Дж/кг} \quad (3)$$

Из этого уравнения видно, как сильно отличается истинный физический смысл реального изохорического процесса от упрощенного представления, постулируемого классической термодинамикой идеальных газов.

Адиабатический процесс

Этот процесс характеризуется постоянным значением энтропии $S = \text{const}$, поэтому его правильнее называть изоэнтропическим процессом. Уравнение этого процесса:

$$E_{ад} = \int_1^2 SdT + \int_1^2 PdV + \int_1^2 VdP = (i_2 - i_1)_{ад}, \text{ Дж/кг.} \quad (4)$$

Отметим, что условие постоянства энтропии при подводе энергии к системе или отводе ее из системы полностью противоречит Второму закону термодинамики. Поэтому при термодинамическом анализе реальных энерготехнологических процессов считаем нецелесообразным использование идеального изоэнтропического процесса, конечную температуру которого $T_{2 ад}$ невозможно определить экспериментальным путем.

Детандирование

Детандирование по физическому смыслу является обратным процессом компримирования. Этот процесс реализуется обычно в турбинах и турбодетандерах. Уравнение этого процесса совпадает с уравнением (1) при условии изменения пределов интегрирования на обратные значения.

Политропический процесс

В этом процессе начальные и конечные значения всех параметров рабочего тела совпадают с параметрами процесса компримирования, однако из уравнения (1) полностью исключаются энтропийные потери энергии. Поэтому уравнение политропического процесса получает вид:

$$E_{\text{пол}} = \int_1^2 SdT + \int_1^2 PdV + \int_1^2 VdP = (i_2 - i_1)_{\text{пол}}, \text{ Дж/кг.} \quad (5)$$

Принципиальное различие уравнения (5) от уравнения (4) состоит в том, что в политропическом процессе энтропия S есть переменный по величине параметр.

В теории компрессоров величина энергии, определяемая уравнением (5), называется политропическим напором компрессора $H_{\text{пол}}$. Величина этого напора не может быть определена экспериментально или найдена по диаграммам состояния рабочего тела. С этой точки зрения политропический напор представляет собой полезную энергию, переданную рабочему телу в процессе компримирования. Поэтому отношение политропического напора к внутреннему напору называется политропическим коэффициентом полезного действия: $\eta_{\text{пол}} = H_{\text{пол}} / H_i$.

Поскольку $H_{\text{пол}} = H_i - \int_1^2 TdS$, то политропический коэффициент полезного действия представляет собой следующее соотношение:

$$\eta_{\text{пол}} = (H_i - \int_1^2 TdS) / H_i = 1 - (\int_1^2 TdS / H_i).$$

Для компрессорных машин политропический напор может быть вычислен из соотношения:

$$dH_{\text{пол}} = SdT + d(PV) = SdT + d(ZRT) = SdT + ZR \cdot dT = (S + ZR) dT.$$

Очевидно, что в последнем соотношении сумма $(S + ZR)$ представляет собою специфический параметр, который в термодинамике идеальных газов называется теплоемкостью C_p при постоянном давлении.

Учитывая широкое использование для вычисления политропического напора компрессоров уравнения $H_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} \cdot ZR(T_2 - T_1)$, где n – показатель политропы, легко показать возможность расчета величины политропического напора по следующей формуле:

$$H_{\text{пол}} = \left(1 + \frac{S}{ZR}\right) \cdot ZR(T_2 - T_1) = (S + ZR)(T_2 - T_1).$$

В этой формуле значения всех параметров соответствуют величинам, измеренным в процессе компримирования экспериментальным путем или по диаграмме состояний рабочего тела.

Дросселирование

В термодинамике идеальных газов так называется процесс протекания рабочего тела сквозь отверстие малого диаметра, при этом считается, что никакой работы не совершается. Такое представление следует признать ошибочным. В реальности процесс дросселирования представляет собою процесс транспортирования газа из зоны высокого давления в зону низкого давления под действием перепада давлений, причем процесс этот сопровождается понижением температуры. При этом энтальпия рабочего тела остается неизменной, так что, по сути дросселирование является процессом изоэнтальпическим $i = \text{const}$. Уравнение процесса дросселирования может быть получено из уравнения (1) при условии, что дифференциалы dT и dP имеют отрицательные значения, а дифференциалы dV и dS – положительные. Поэтому уравнение процесса можно записать в следующем виде:

$$\int_1^2 PdV + \int_1^2 TdS = \int_1^2 SdT + \int_1^2 VdP. \quad (6)$$

Таким образом, в процессе дросселирования тепловая и барическая энергии рабочего тела расходуются на транспортирование рабочего тела и энтропийные потери.

Уравнения (1)–(6) определяют по своей сути характер распределения различных видов энергии при реализации энерготехнологических процессов. При этом конечное значение каждого из видов энергии можно легко подсчитать с использованием проектных или экспериментальных значений параметров в начальной и конечной точках процесса. Эти расчеты оказываются легко выполнимыми при использовании диаграмм состояний конкретного рабочего тела в координатах P-i. Использование диаграмм состояний позволяет провести интегрирование уравнений (1)–(5) методом конечных разностей по преобразованному уравнению (1):

$$E_{\text{мех}} = \frac{S_1 + S_2}{2} (T_2 - T_1) + \frac{P_1 + P_2}{2} (V_2 - V_1) + \frac{V_1 + V_2}{2} (P_2 - P_1) + \frac{T_1 + T_2}{2} (S_2 - S_1) = i_2 - i_1, \text{ Дж/кг.} \quad (7)$$

Такой способ интегрирования с помощью диаграмм состояний можно назвать графо-аналитическим. Наш опыт использования уравнения (7) для процесса компримирования природного газа (метана) показывает хорошее совпадение результатов расчета с экспериментальными данными.

Выводы

1. Системный анализ позволяет вскрыть физическую суть реальных преобразований энергии в энерготехнологических процессах тепловых машин. При этом каждый вид энергии может быть определен аналитически в абсолютном и относительном значениях.
2. Выделение из общих затрат энергии абсолютного значения энтропийных потерь позволяет рассчитать коэффициенты полезного действия даже таких процессов как изохорический и изобарический, что при существующих методиках невыполнимо.
3. Градация подведенной к системе энергии по различным ее видам открывает возможность совершенствования энерготехнологических процессов в тепловых машинах с целью повышения их эффективности.

ANALYSIS OF THE SYSTEMS OF THERMODYNAMICS OF ENERGYTECHNOLOGICAL PROCESSES OF THERMAL MACHINES

G. A. BYKOV, D-r Scie.Tech, Pf.
O. G. BYKOVA, V. Ju. LUPASHEVSKAJA

Application of methodology of analysis of the systems is examined to the energytechnological processes, to lyings in basis of principles of action of thermal machines. The offered methods suppose the waiver of some mekhanisticheskikh presentations of thermodynamics of ideal gases. Gradation of the energy brought to the system on its different kinds opens possibility of perfection of energytechnological processes in thermal machines with the purpose of increase of their efficiency.

Поступила в редакцию 08.11 2010 г.