

УДК 541—1

ХИМИЧЕСКАЯ ФИЗИКА

О. К. Давтян

**О некоторых специфических особенностях к. п. д. двигателей  
внутреннего сгорания (ДВС)**

(Представлено академиком АН Армянской ССР А. Б. Налбандяном 12/ХІ 1980)

Как известно, процессы сгорания топлива в ДВС связаны с определенными периодами или фазами сгорания. Как для карбюраторных, так и для дизельных двигателей характерны 2 периода: 1) задержка воспламенения и 2) задержка видимого сгорания. Для дизельных двигателей второй период состоит из двух фаз: периода с быстрым повышением давления и температуры и периода сгорания, протекающего при почти постоянном давлении.

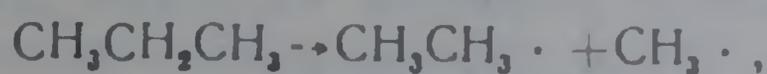
В течение периода задержки воспламенения, в частности при окислительных процессах, происходит нарастание скорости образования активных молекул, появляются и гибнут перекисные свободные радикалы. Как только скорость процесса рождения свободных радикалов становится больше скорости их гибели, начинается второй, а в дизельных двигателях и третий, период видимого сгорания—период цепных реакций окисления углеводородов.

Однако теоретические исследования показывают, что в течение периода задержки при определенных условиях могут протекать и другие не менее важные невидимые процессы, также носящие цепной характер, как процесс крекинга углеводородов. И как мы увидим, от этого процесса довольно сильно зависит к.п.д. двигателя.

Хорошо известно, что крекинг углеводородов в парообразной фазе происходит при температуре от 400°C и выше (до 700°C). При этом при более низких температурах крекингу подвергаются алканы (углеводороды жирного ряда), а затем идут алкены, алифены и при более высоких температурах, 650°C, ароматические углеводороды. С повышением температуры и давления скорость крекинга возрастает. Все эти условия крекинга имеются в период задержки процесса сгорания. В самом деле, у дизельных двигателей температура в камере

(в объеме) при периоде задержки составляет 500—600°C, а давление—40—45 кг/см<sup>2</sup>, у карбюраторных—при 360—470°C и 12—15 кг/см<sup>2</sup> соответственно. Однако температура головки выпускного клапана и ее соседних участков у карбюраторных двигателей колеблется от 500 до 700°C, а у дизельных еще больше. Поверхность этого горячего участка может служить идеальной насадкой для термической активации реагирующих молекул, а также образования свободных радикалов для крекинга и окисления. Таким образом, в течение периода задержки сгорания в ДВС возникают благоприятные температура и давление для протекания процессов крекинга углеводородов.

Обычно процесс крекинга в парообразной фазе совершается в объеме по свободнорадикальному—цепному механизму. Причем первоначальными свободными радикалами являются  $\text{CH}_3 \cdot$  и  $\text{H} \cdot$ . В случае непредельных углеводородов, например, пропана, цепную реакцию можно представить в следующей форме:



и дальше:



. . . . .

Характерная и важная особенность цепных реакций крекинга состоит в том, что эти реакции в основном являются эндотермическими, а это значит, что образовавшиеся продукты реакции обладают большей теплотворной способностью, чем исходные.

Хотя процессы крекинга углеводородов (кроме ароматических соединений) связаны с поглощением теплоты, все же эти реакции при отмеченных температурах термодинамически дозволены благодаря отрицательному значению изменения термодинамического потенциала (свободной энергии) химической реакции

$$\Delta Z = \Delta H - \Delta ST,$$

где  $\Delta H = -\bar{Q}_p$  и  $\Delta S$ —изменения энтальпии и энтропии;  $T$ —абсолютная температура.

В результате многочисленных вычислений на основании известных табличных данных для углеводородов нами было выявлено следующее правило:

*Теплота сгорания продуктов крекинга углеводорода (за исключением ароматических) приблизительно равна или больше теплоты сгорания исходных элементов образования данного углеводорода ( $\text{CH}_2$ ).*

Это правило очень важно для определения изменения теплотворной способности жидкого топлива в результате его крекинга в ДВС. Действительно, до сих пор нет данных исследований крекинга в ДВС.

Однако нам хорошо известно, что теплота сгорания бензина и солярового масла в среднем соответственно равна 10 300 и 10 000 ккал/кг. Кроме того нам также известно, что большинство бензинов и соляровых масел имеет элементарный состав: 85% углерода (С) и 15% водорода (Н). И поскольку теплота сгорания водорода ( $H_2$ ) и углерода (графита) при 298°К соответственно равна  $28,8 \cdot 10^3$  и  $7,89 \times 10^3$  ккал/кг, то теплота сгорания исходных элементов (С и  $H_2$ ) бензина и солярового масла будет равна  $11 \cdot 10^3$  ккал/кг. Таким образом, согласно приведенному правилу выигрыш энергии в результате крекинга составляет  $\sim 7-10\%$ . Температурное изменение этой величины небольшое. Например, при 1000°К оно будет равно 7,5—10,5%.

Если эта теплота отбирается у металлической насадки (головки выпускного клапана двигателя), то температура последней не будет сильно уменьшаться, так как незначительное падение температуры головки автоматически приведет к уменьшению скорости циркуляции охлаждающей жидкости двигателя благодаря наличию термостатического устройства. Таким образом, в итоге получается, что увеличение теплотворной способности топлива в результате крекинга происходит за счет той теплоты, которая обычно (без крекинга топлива) передается охлаждающей двигатель жидкости—холодильнику цикла.

В заключение этой части следует отметить, что для протекания процессов крекинга до конца в период задержки сгорания необходимо, чтобы скорость цепных реакций крекинга была по возможности большой.

Использовать теплоту, передаваемую холодному источнику (холодильнику) в двигателях, для увеличения теплотворной способности топлива (путем крекинга или пиролиза) возможно и другим путем, если условия для подобных эндотермических процессов не удовлетворительны в течение периода задержки сгорания. Во всех типах двигателей внутреннего сгорания температура выпускных газов около выпускного клапана в зависимости от нагрузки двигателя составляет 500—800°С. Это значит, что часть теплоты двигателя, отдаваемой с выпускными газами, через подходящий теплообменник можно превратить в потенциальную химическую энергию в процессе крекинга или пиролиза.

Переходя к периоду (второму и третьему периодам для дизеля) видимого сгорания (цепных реакций окисления углеводородов), следует отметить, что для увеличения экономичности двигателя топливо должно гореть по возможности с большой скоростью. Увеличение же продолжительности процесса горения ухудшает экономичность и мощность двигателя. Действительно, при затяжном процессе сгорания топлива значительно возрастает теплоотдача в охлаждающую жидкость (или воздух), так как при этом увеличивается поверхность цилиндра, омываемая горящим газом. Кроме того, вследствие повышения температуры расширяющегося газа в цилиндре возрастает теплоотдача с выхлопными газами. Вообще затяжной процесс сгорания топлива означает увеличение объема сгорания, что эквивалентно уменьшению степени эффективного сжатия. Это, согласно известным

формулам, приводит к уменьшению термического коэффициента полезного действия двигателя.

Далее, при медленном процессе сгорания топлива давление в цилиндре падает, а падение давления при температуре порядка 2000°C (и выше) создает благоприятные условия для эндотермического процесса диссоциации продуктов сгорания, образования окиси углерода и окислов азота. Диссоциированные продукты сгорания в процессе при пониженных температурах вновь окисляются, в результате повышается температура отработанных газов, следовательно, увеличивается температура выхлопных газов, что приводит к падению экономичности двигателя.

Как известно, выражения для к.п.д. идеальных круговых процессов получаются на основании первого закона термодинамики с рабочим веществом—идеальным газом. Сущность же приложения второго принципа термодинамики к этим процессам в данном случае сводится к тому, что к.п.д. цикла не зависит от рабочего вещества, т. е. вместо идеального газа в принципе можно взять любое вещество в любом количестве, удобное для проведения цикла.

Однако, как будет показано, подобная формулировка второго закона термодинамики в случае двигателей внутреннего сгорания, в которых в процессе цикла часть теплоты «отброса» используется для эндотермических процессов пиролиза или крекинга углеводородов топлива, должна быть уточнена. Она на основании факторов, которые были рассмотрены нами выше, должна быть сформулирована следующим образом. *Термический к.п.д. теоретических циклов для двигателей внутреннего сгорания не зависит от рабочего вещества в том случае, если в процессе проведения циклов не происходит превращения теплоты, отдаваемой холодильнику, в энергию химического превращения (крекинга, пиролиза) топлива.* В противном случае данный теоретический цикл фактически становится эквивалентным двух- или многоступенчатым циклом, в котором теплота холодного источника одного цикла служит источником теплоты последующего цикла.

Для иллюстрации и количественного представления приведенного утверждения рассмотрим идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания, а именно идеальный цикл, соответствующий карбюраторным двигателям с сообщением теплоты при постоянном объеме (см. рис. 1), и идеальный цикл, соответствующий компрессорным дизельным двигателям с сообщением теплоты при постоянном давлении (см. рис. 2). Рассмотрев результаты этих циклов, не трудно перейти к смешанным циклам, относящимся к бескомпрессорным дизельным двигателям.

Термический к.п.д. любого цикла определяется как

$$\eta_{т} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (1)$$

где  $Q_1$ —затраченная теплота (в данном случае она равна теплоте сгорания топлива);  $Q_2$ —теплота, передаваемая холодильнику—холод-

ному источнику. Если же в процессе цикла совершается эндотермическое химическое превращение углеводородов с поглощением теп-

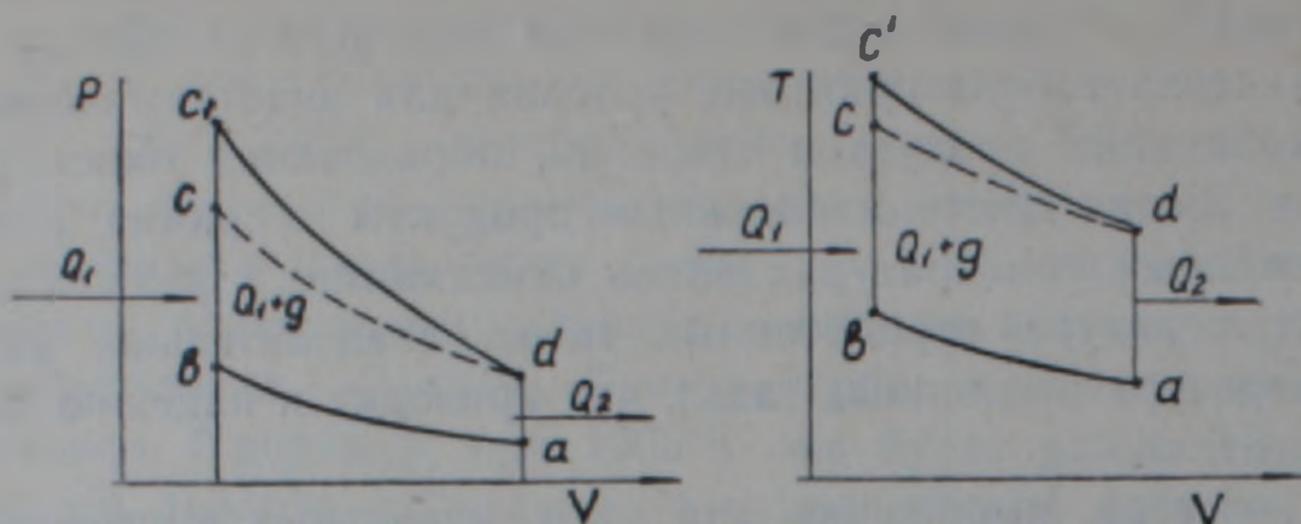


Рис. 1. Индикаторная диаграмма теоретического цикла ДВС с сообщением теплоты при постоянном объеме

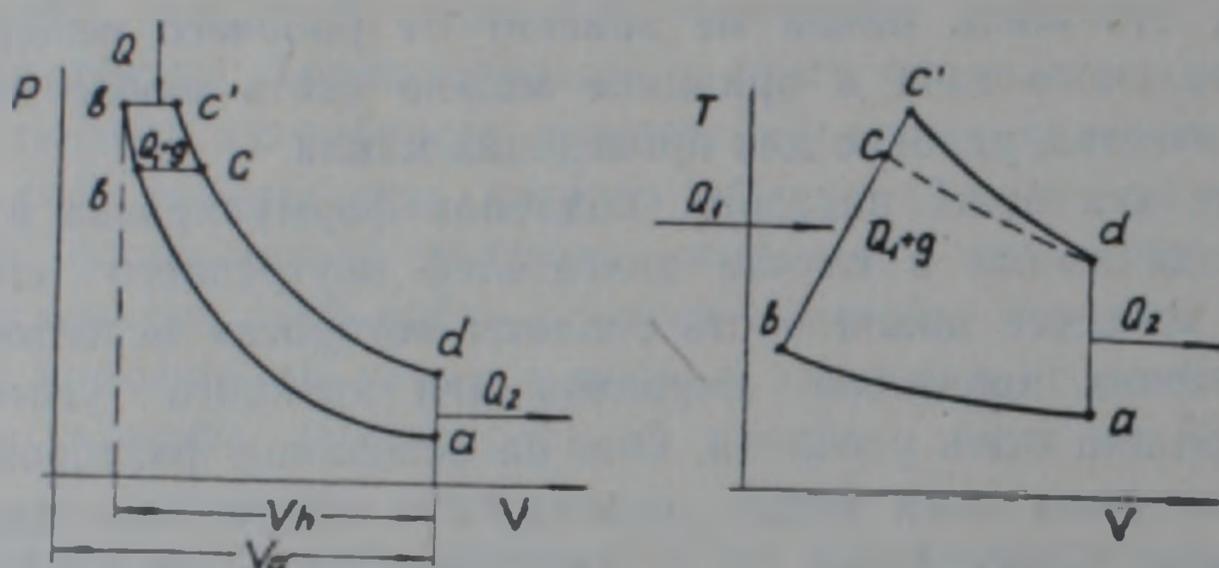


Рис. 2. Индикаторная диаграмма теоретического цикла ДВС с сообщением теплоты при постоянном давлении

лоты  $q$  за счет теплоты холодного источника  $Q_2$ , т. е.  $A.B... \rightarrow A + B + +...$ , где  $A.B...$  — сложные углеводороды и  $A + B + ...$  — углеводороды после пиролиза или крекинга, то соотношение (1) мы должны переписать в виде

$$\eta_i = \frac{Q_1' - Q_2}{Q_1} = \frac{Q_1 + q - Q_2}{Q_1}, \quad (2)$$

где  $Q_1' = Q_1 + q$  — теплота сгорания продуктов химического превращения ( $A.B... \rightarrow A + B + ...$ ) и  $Q_1$  — теплота сгорания исходных веществ ( $A.B...$ ). В данном случае в выражении (2) величина  $Q_2$  остается неизменной, так как эндотермический процесс фактически можно рассмотреть как источник холода, так что в сумме  $Q_2 = q + Q_2'$  теплота  $q$  передается „химическому источнику холода“, а  $Q_2'$  — обычному холодному источнику.

Согласно второму принципу термодинамики в качестве рабочего вещества идеального цикла мы можем взять идеальный газ с присутствующими ему идеальными законами. Однако в конце сжатия (при переходе поршня в верхнюю мертвую точку) мгновенно из внешнего источника сообщается теплота  $Q_1$ , которая внутри цикла превращается

в  $Q_1' = Q_1 + q$ . Этот умозрительный процесс эквивалентен теоретическому циклу, источником теплоты которого служит теплота сгорания топлива, которая предварительно в циклическом процессе эндотермически переходит из состояния А, В... в состояние А + В + ...

Согласно индикаторной диаграмме, представленной на рис. 1, после адиабатического сжатия по линии  $av$  сообщается теплота при  $V = \text{const}$  по линии  $bc'$  и, затем, после адиабатического расширения, при котором совершается работа, по линии  $c'd$  теплота изохорически передается холодильникам (химическому и обычному). При этих изохорических процессах с идеальным рабочим газом

$$\left. \begin{aligned} Q_1' &= Q_1 + q = GC_v(T_c + \Delta t - T_b) = GC_v(T_{c'} - T_b) \\ Q_2 &= GC_v(T_d - T_a) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $G$  и  $C_v$  — масса рабочего вещества и его теплоемкость при  $V = \text{const}$ ;  $\Delta t$  — изменение температуры сгорания в результате увеличения теплотворной способности топлива на величину  $q$ .  $\Delta t = \frac{q}{Gc_v}$ .

Согласно же (2) и (3)

$$\eta_t = \frac{Q_1 + q - Q_2}{Q_1} = \frac{(T_c + \Delta t - T_b) - (T_d - T_a)}{T_c - T_b} = \frac{(T_{c'} - T_b) - (T_d - T_a)}{T_c - T_b} \quad (4)$$

На основании известных соотношений для адиабаты и изохоры идеальных газов

$$TV^{k-1} = \text{const} \quad \text{и} \quad T_1 p_2 = T_2 p_1 \quad (5)$$

в выражении (4)

$$\left. \begin{aligned} T_{c'} &= T_b \lambda' = T_a \epsilon^{k-1} \lambda', & T_c &= T_b \lambda = T_a \epsilon^{k-1} \lambda \\ T_b &= T_a \epsilon^{k-1}, & T_d &= T_c / \epsilon^{k-1} = T_a \lambda \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где  $\epsilon = V_a/V_b$ ,  $\lambda = p_c/p_b$  и  $\lambda' = p_{c'}/p_b$  соответственно представляют собой степень сжатия двигателя и степени повышения давления при  $q=0$  и при  $q \neq 0$ .

Согласно этим данным

$$\eta_t = \frac{\lambda' - 1}{\lambda - 1} - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}, \quad \lambda' \geq \lambda \quad (7)$$

При  $\lambda' = \lambda$  выражение (7) переходит в обычное соотношение для к. п. д. теоретического цикла с сообщением теплоты при постоянном объеме.

Для теоретического цикла с сообщением теплоты  $Q_1$  при постоянном давлении и с отдачей теплоты  $Q_2$  холодному источнику при постоянном объеме (см. рис. 2)

$$\left. \begin{aligned} Q_1' &= Q_1 + q = Gc_p(T_c + \Delta t - T_b) = Gc_p(T_{c'} - T_b) \\ Q_2 &= Gc_v(T_d - T_a) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Тогда

$$\eta_t = \frac{k(T_{c'} - T_b) - (T_d - T_a)}{k(T_c - T_b)}, \quad k = c_p/c_v. \quad (9)$$

И в данном случае на основании соотношений для адиабаты, изохоры и изобары

$$\left. \begin{aligned} TV^{k-1} = \text{const}, \quad pV^k = \text{const} \\ T_1V_2 = T_2V_1, \quad T_1p_2 = T_2p_1 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

мы имеем

$$\left. \begin{aligned} T_c = T_b\rho = T_a\varepsilon^{k-1}\rho, \quad T_{c'} = T_b\rho' = T_a\varepsilon^{k-1}\rho' \\ T_b = T_a\varepsilon^{k-1}, \quad T_d = T_c/\varepsilon^{k-1} = T_a\rho^k \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где  $\rho' = V_{c'}/V_{b'}$  и  $\rho = V_c/V_b$  степени предварительного расширения соответственно при  $T_{c'} = T_c + \Delta t$  и при  $T_c$ .

Согласно этим данным к. п. д. теоретического цикла будет определяться как

$$\eta_t = \frac{\rho' - 1}{\rho - 1} - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho - 1)}, \quad \rho' \geq \rho. \quad (12)$$

Как видно, при  $\rho' = \rho$  уравнение (12) становится обычным уравнением для к. п. д. соответствующего теоретического цикла.

Итак, мы пришли к обобщенным соотношениям для к. п. д. теоретических циклов двигателей внутреннего сгорания, частными случаями которых (когда  $\lambda' = \lambda$  и  $\rho' = \rho$ ) являются обычные (известные) соотношения. Иначе говоря, к. п. д. теоретического цикла двигателя зависит от того, совершаются или нет эндотермические химические превращения топлива за счет энергии, передаваемой холодильнику. Следовательно в двигателях внутреннего сгорания в указанном смысле термический к. п. д. теоретического цикла зависит от рабочего вещества.

НПО «Армсельхозмеханизация»

## 2. 4. ԴԱՎԹՅԱՆ

Ներքին այրման շարժիչի (ՆԱՇ) օգտակար գործողության գործակցի (ՕԳԳ) սպեցիֆիկ առանձնահատկությունների մասին

Վառելանյութի այրման պրոցեսում, անտեսանելի այրման ֆազայում, որոշ պայմաններում վառելանյութի ջերմարար հատկությունը կարող է մեծանալ ածխաջրածինների կրեկինգի և պիրոլիզի էնդոտերմիկ պրոցեսների շնորհիվ, որոնք տեղի են ունենում ի հաշիվ շարժիչի աշխատանքի ընթացքում սառեցման աղբյուրին տրվող ջերմության: Այդ իսկ պատճառով ներքին այրման շարժիչի ջերմային ցիկլի ՕԳԳ կախումն ունի նրանից, թե սառեցման աղբյուրին տրվող ջերմության հաշվին արդյոք կատարվում են նշված էնդոտերմիկ պրոցեսները, թե ոչ: