ной масляной пленке, при наличии в ней процессов тепломассообмена с химическими термоокислительными реакциями полимеризации.

Таким образом, на основе вышеизложенного следует отметить, что одно из перспективных направлений стратегии системного анализа процессов старения ММ в двигателе состоит в использовании энтропийного подхода к оценке его состояния в условиях эксплуатации и метода диссипативных структур и структурно-информационных критериев эволюции рассматриваемой сложной физико-химической термодинамической системы. Применение этих принципов открывает широкие возможности в решении задач прогнозирования свойств процессов систем, их оптимизации, когда применение традиционных методов встречает непреодолимые трудности.

Литература:

- 1. Карапетьянц М. Х. Химическая термодинамика. М.: Химия, 1975. 584 с.
- 2. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов.–М.: Изд-во Мир, 1967.–544 с.
- 3. Эйгенсон А.С. Закономерности компонентно-фракционного состава и химическая характеристика пластовой и резервуарной нефти. Томск: ИХН СО АН СССР, 1986.– 66 с.
- 4. Дынкин Е.Б. Марковские процессы. М.: Физматгиз, 1963. 860 с.

СТРУКТУРА ОПТИМИЗАЦИИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Зейнетдинов Р. А.

(Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

Поршневые двигатели представляет сложную динамическую систему, в которой происходят разные переходные процессы и явлений, требующие управления на всех эксплуатационных режимах работы двигателя с целью оптимальной организации термодинамических процессов. Если учесть, что все термодинамические процессы, протекающие в ДВС, являются необратимыми, а системы, как правило, открытые, внутренне неравновесные и продолжительности процессов конечны, то данную задачу лучше всего решить на основе принципов термодинамики при конечном времени.

Тогда задача оптимальной в термодинамическом смысле организации физико-химических процессов систем ДВС состоит в том, чтобы выбором температур, давлений и химических потенциалов взаимодействующих подсистем, а также коэффициентов в уравнениях кинетики добиться минимума возникновения энтропии (диссипации) при заданной интенсивности потоков. Это позволяет также оценить степень термодинамического совершенства происходящих в системах ДВС технологических процессов с известными коэффициентами теплопереноса, заданными продолжительностями и количеством отводимого (подводимого) тепла.

Из термодинамики известно, что при описании открытых систем ведущую роль играет энтропия, так как это единственная функция, позволяющая различить неравновесные и равновесные процессы. А показателем необратимости термодинамических процессов систем является производство (возникновение) энтропии. Тогда задача оптимальной в термодинамическом смысле организации физикохимических процессов систем ДВС состоит в том, чтобы выбором температур, давлений и химических потенциалов взаимодействующих подсистем, а также ко-

эффициентов в уравнениях кинетики добиться минимума возникновения энтропии (диссипации) при заданной интенсивности потоков.

Однако анализ результатов предыдущих исследований по данной тематике показал, что общая теоретическая база для решения вышеуказанной проблемы пока еще не сформирована. Это обусловлено тем, что имеется отставание в использовании методов неравновесной термодинамики, теории нелинейной термодинамики, теории информации и других смежных дисциплин при решении многих задач двигателестроения по сравнению с такими отраслями науки и технологии, как химия, биология и автоматика.

В данной работе описывается возможность использования при оценке эффективности систем двигателей энтропийного подхода и связанных с ним вариационных принципов неравновесной термодинамики и метода диссипативных структур. При этом анализ технологических процессов в системах тепловых двигателей применением принципа минимального производства энтропии позволяет оценить степень диссипации теплоты, а задача о предельном значении КПД двигателя будет эквивалентна задаче о минимальном производстве энтропии в системе.

Необратимые термодинамические процессы в двигателе происходят в интервале времени $(0, \tau)$ в системах, состоящих из конечного числа равновесных взаимодействующих подсистем. При этом состояние рабочего тела подсистемы в каждый момент времени t можно характеризовать набором экстенсивных величин: внутренней энергией U, составом N и энтропией S, которые изменяются в соответствии с дифференциальными уравнениями энергии, вещества и энтропии [1].

Изменение величины U(t) подсистемы определяется потоками энергии, приносимой и уносимой вместе с конвективными потоками вещества, изменением энергии за счет диффузионного обмена веществом, потоками тепла и мощностью совершаемой работы. Так, относительно внутрицилиндровых процессов двигателя изменение внутренней энергии рабочего тела имеет следующий вид:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - p\frac{dV}{dt} + \sum_{k=1}^{k} h_k \frac{dm_k}{dt} - \sum_{n=1}^{n} h_n \frac{dm_n}{dt} - \frac{dL_{\partial ucc}}{dt} - \frac{dQ_w}{dt},\tag{1}$$

где $\frac{dL_{\text{ducc}}}{dt}$ — мощность диссипативных сил; dQ_{w}/dt — скорость подвода теплоты к поверхности теплообмена.

Число молей i-го компонента N_i в системе определяется потоками вещества, поступающими конвективно и диффузионно, а также протеканием химических процессов:

$$\frac{dN_i}{dt} = \sum_j G_j x_{ij} + \sum_j G_{dj} + \sum_\nu \alpha_{i\nu} W_\nu, \tag{2}$$

где G_j , G_{dj} — расход вещества конвективным потоком и диффузионным обменом соответственно в рассматриваемых физико-химических процессах; α_{iv} — стехиометрический коэффициент, с которым i- й компонент входит в уравнение v- й реакции; x_{ij} — мольная доля i- го компонента в j- м потоке; W_v — скорость v- й химической реакции.

Изменение энтропии S во времени в термодинамических системах двигателя происходит вследствие притока энтропии вместе с веществами, поступающими конвективно и диффузионно, притока или отвода теплоты и производства энтропии σ_{S} вследствие неравновесных физико-химических процессов, происходящих внутри самой системы:

$$\frac{dS}{dt} = \sum_{j} G_{j} s_{j} + \sum_{j} G_{dj} s_{dj} + \sum_{j} \frac{q_{j}}{T_{j}} + \sigma_{s}, \tag{3}$$

где s_{dj} — удельная энтропия j- го диффузионного потока; σ_s — производство энтропии вследствие неравновесности процессов, происходящих внутри самой системы.

Производство энтропии, характеризующее необратимость любого из этих процессов, равно среднему значению скалярного произведения вектора обобщенного потока J_i на вектор обобщенных сил X_i [2]:

$$\overline{\sigma} = \frac{1}{t} \int_{0}^{t} \sum_{j=1}^{m} J_{j}(u_{1}, u_{2}) \cdot X_{j}(u_{1j}, u_{2j}) dt.,$$
(4)

где u_{ij} – параметры процесса.

В этом случае условие минимальной диссипации технологических процессов термодинамических систем сводится к форме:

$$\overline{\sigma} = \frac{1}{t} \int_{0}^{t} \sum_{j=1}^{m} J_j(u_1, u_2) \cdot X_j(u_{1j}, u_{2j}) dt \to \min.$$
(5)

В термодинамических системах тепловых двигателей основными необратимыми процессами, продуцирующими энтропию, являются физико- химические превращения в гетерогенных системах (горение смеси и фазовые переходы в моторных маслах), дросселирование газов и жидкостей, теплопроводность, тепло- и массоперенос, и т.д.

К основным процессам, продуцирующим энтропию при дросселировании газов и жидкостей, можно отнести процессы газообмена и процессы впрыскивания топлива в цилиндр двигателя.

При прохождении газа через клапанное устройство механизма газораспределения давление газа изменяется, а расход его зависит от времени сечения и перепада давления. Предполагая процесс истечения изотермическим, производство энтропии при дросселировании газов в газораспределительном механизме двигателя равно

$$\sigma_{\partial p} = g(p_1, p_2) \frac{\mu_1(p_1, \nu_1, T) - \mu_2(p_2, \nu_2, T)}{T},\tag{6}$$

где $g(p_1,p_2)$ — расход газа через клапанный механизм системы газообмена; p_1 — давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана; p_2 — давление газов в выпускном коллекторе за клапаном.

Скорость производства энтропии при топливоподаче определяется с допущением, что течение топлива в сопле распылителя происходит без его подогрева (изотермически), и потери энергии при истечении топлива характеризуются коэффициентом расхода. Производство энтропии при впрыскивании дизельного топлива можно записать в следующем виде:

$$\sigma_{enp} = \frac{1}{\tau} \int_{0}^{\tau} g_{\mu}(P_{1}, P_{2}) \frac{\mu_{1}(P_{1}, T) - \mu_{2}(P_{2}, T)}{T} dt, \tag{7}$$

где τ — продолжительность процесса впрыскивания; p_{cpl} — среднее давление топлива у штуцера форсунки после подъема иглы; p_{cp2} — среднее давление впрыскивания топлива в цилиндр; μ_l — химический потенциал дизельного топлива в топливопроводе высокого давления; μ_2 — химический потенциал распыленного топлива.

Распыленное топливо и воздух, контактирующие друг с другом в цилиндре двигателя, имеют температуры соответственно T_1 и T_2 , химические потенциалы μ_1 и μ_2 с составляющими μ_{ji} (j=1,2; i=1...n). Эти различия вызывает поток тепла q и

векторный поток распыленного топлива $g_{II} = \{g_1, ... g_h\}$, при котором каждый них зависит и от температуры T_j , и от химических потенциалов подсистем μ_j . Поток іго компонента распыленного топлива из первой подсистемы во вторую равен $g_i(\mu_1, \mu_2)$. Производство энтропии σ_{mM} при тепломассообмене можно записать в следующем виде:

$$\sigma_{mM} = q(T_1, T_2, \mu_1, \mu_2) \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1}\right) + \sum_{i} g_i(T_1, T_2, \mu_1, \mu_2) \left(\frac{\mu_{i2}}{T_2} - \frac{\mu_{i1}}{T_1}\right). \tag{8}$$

После испарения топлива происходит смешение компонентов горючей смеси благодаря молекулярной диффузии одного газа в другой через условную поверхность. Процесс смешения является необратимым, производство энтропии может быть найдено из выражения:

$$\sigma_{CMk} = -\frac{1}{T} \sum_{k} N_k \left(\mu_k - \mu_k^0 \right), \tag{9}$$

где N_k — число молей распыленного в цилиндр k-го компонента топлива (мольный расход); μ_k и μ_k^0 — химические потенциалы k-го компонента топлива в рабочей смеси и начальном виде соответственно.

Основной задачей смесеобразования является достижение наибольшего тепловыделения в процессе горения в цилиндре дизеля, обеспечивающего получение максимально возможной экономичности. Если принять режим сгорания стационарным, то производство энтропии при горении топлива можно представить в следующем виде [3]:

$$\frac{dS_{cz}}{dt} = -\frac{1}{T_z} \frac{H_u}{l_0} \upsilon, \tag{10}$$

где H_u — низшая теплота сгорания топлива, l_0 — стехиометрический коэффициент; υ — скорость реакции; T_ε — текущая температура газа.

Кривую выгорания или молекулярную скорость сгорания топлива υ можно выразить следующим образом:

$$\upsilon = \frac{1}{V} \frac{g_{ij}}{\mu_T} \frac{dx}{d\tau},\tag{11}$$

где x — закон сгорания; g_y — количество топлива, впрыснутое в цилиндр за один цикл; μ_T — молекулярная масса топлива; V — текущий объем.

Производство энтропии в масляной пленке (МП) при переносе теплоты с учетом фазовых превращений в ней имеет вид:

$$\sigma_{Mn} = \frac{dS}{dt} = q_{Mn} \nabla \left(\frac{1}{T}\right) + \sum_{i} g_{i}(T_{1}, T_{2}, \mu_{1}, \mu_{2}) \left(\frac{\mu_{i2}}{T_{2}} - \frac{\mu_{i1}}{T_{1}}\right) = \frac{dS_{6H}}{dt} + \frac{dS_{i}}{dt}, \tag{12}$$

где $q_{\scriptscriptstyle MN}$ — удельная теплота, расходуемая на процессы тепломассообмена и фазового превращения масляных пленок на стенках цилиндра; g_i — векторный поток i-го компонента моторного масла, $dS_{\scriptscriptstyle 6H}$ — изменение энтропии в элементарном термодинамическом процессе моторного масла (ММ) только за счет теплообмена с внешней средой; d_iS — изменение энтропии в элементарном термодинамическом процессе только за счет внутренних процессов (процессы тепломассообмена с химическими реакциями в ММ).

Возникновение энтропии dS_{6H} в элементарном слое пленки ММ происходит за счет потока теплоты от рабочих газов, входящих в слой масляной пленки при одной температуре T_c и выходящей при другой — T_{cl} . При этом выражение локального производства энтропии dS_{6H}/dt сведется к виду:

$$\sigma_{\rm GH} = \frac{dS_{\rm GH}}{dt} = q_{\rm cm} \left(T_{\rm c}, T_{c_1} \right) \left(\frac{1}{T_{c_1}} - \frac{1}{T_{\rm c}} \right), \tag{13}$$

где q_{cm} – тепловой поток, подводимый к поверхности МП от рабочих газов.

Производство энтропии d_iS/dt при неравновесных фазовых переходах в элементарном слое пленки ММ можно определить как скалярное произведение вектора обобщенного потока J_j на вектор обобщенных сил X_j . При этом движущую силу массоотдачи легколетучего компонента МП от поверхности раздела в пар можно выразить следующим образом:

$$X_{\sigma 2} = \left[\frac{\mu_2}{T_2} - \frac{\mu_1}{T_1} \right] + i_{\sigma} \left[\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right] + \frac{1}{\rho_{\sigma} \cdot T_2} \left[P_2 - P_{2\sigma} \right]. \tag{14}$$

Третья составляющая обусловлена влиянием поверхностных сил. Известно [4], что в зонах вблизи фазовой границы $P_2 - P_{2\sigma} = \partial \Sigma / \partial \delta_{nn}$, где Σ – поверхностное натяжение.

Массовый поток компонентов моторных масел из жидкой фазы в паровую определяется соотношением:

$$J_{ucn} = -\left(D_m \cdot \rho \cdot \frac{dC}{dx}\right) \cdot \frac{1}{1-C}\Big|_{x=\delta_{nn}},$$
 (15) где $D_m - C$

эффективный коэффициент диффузии смеси паров масляной пленки; C – суммарная концентрация парогазовой смеси на поверхности масляной пленки (МП); ρ – плотность парогазовой смеси.

Скорость продуцирования энтропии $\sigma_{\text{дес}}$, характеризующей степень тепловой деградации свободной энергии системы при термоокислительной полимеризации (деструкции) ММ, можно определить путем применения вероятностностатистического подхода с использованием вариационного принципа минимума производства энтропии [5].

$$\sigma_{\partial ec} = \frac{d_i \widetilde{S}}{dt} = \frac{1}{2} k_e \sum_{n} \sum_{m} w_{nm} [p_n(t) - p_m(t)] \cdot [\ln p_n(t) - \ln p_m(t)] \ge 0, \tag{16}$$

где $p_n(t)$, $p_m(t)$ — распределение вероятностей компонентов ММ в состояниях n и m соответственно; w_{nm} — частота переходов.

Производство энтропии, возникающее вследствие теплопроводности стенки цилиндра двигателя, имеет форму:

$$\frac{d_i S_{cm}}{dt} = J_{\mathcal{Q}} dV \frac{1}{T^2} \frac{dT}{dx}.\tag{17}$$

где J_O – тепловой поток, определяемый законом Фурье.

Полное производство энтропии в процессах теплопереноса в систему охлаждения двигателя можно выразить следующим образом:

$$\sigma_{w} = \frac{1}{\tau} \int_{0}^{\tau} q_{w}(T_{cm}, T_{cm}) \left(\frac{1}{T_{cm}} - \frac{1}{T_{cm}^{2}} \right) dt, \tag{18}$$

где q_w — количество теплоты, отводимое теплоносителем; $T_{\mathcal{H}}$ — температура охлаждающей жидкости.

Таким образом, оценку степени совершенства тепло- и массообменных и физико-химических процессов термодинамических систем тепловых двигателей можно производить по характеру прироста энтропии, минимальное значение которого характеризует максимальные возможности двигателя, при котором необратимые потери работоспособной тепловой энергии будут наименьшими. Комплексная оптимизация технологических процессов систем двигателя с использованием

принципа минимизации энтропийного баланса позволяет подобрать рациональные значения термодинамических параметров рассматриваемых процессов и существенно улучшить топливно-экономические показатели двигателя.

Литература:

- 1. Розоноэр Л.И. и др. Оптимальное управление термодинамическими системами //Автоматика и телемеханика. −1981. №1. с.70–79.
- 2. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов. М.: Мир, 1967. 544 с.
- 3. Лернер М.С. Горение и экология. М.: МГП «Контекст». 1992. 331c.
- 4. Русанов А.И., Левичев С.А., Жаров В.Г. Поверхностное разделение вещества. Л.: Химия, 1981. –184 с.
- 5. Зейнетдинов Р.А. Процессы тепломассобмена с химическими реакциями в моторных маслах в двигателе //Сб. трудов Международной научно-практической конференции «Новые топлива с присадками». Спб.: Академия прикладных исследований, 2006.— с.101–103.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ СТЕНКИ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОМ ТЕПЛОВОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

Куколев М. И., Петриченко М. Р.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Смешанная линейная задача одномерной теплопроводности выступает в разных жанрах как источник прямых и обратных решений. К сожалению, традиционный аппарат не всегда удобен.

Предлагается следующий алгоритм решения уравнения нестационарной теплопроводности:

$$\frac{\partial \mathbf{T}}{\partial \bar{\mathbf{t}}} = \mathbf{Fo} \frac{\partial^2 \mathbf{T}}{\partial \bar{\mathbf{x}}^2}, \ \bar{\mathbf{x}} := \frac{\mathbf{x}}{\mathbf{L}}, \ \bar{\mathbf{t}} := \frac{\mathbf{t}}{\mathbf{t}_0},$$

со смешанными граничными условиями (третьего рода):

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \bar{x}}\right)_{x=0} + B\left(T_s - T\left(\bar{t}, 0\right)\right) = 0,$$

$$T\left(\bar{t}, 1\right) = 0.$$

Здесь: Fo=at₀/L², B= α L/ λ , T_s — температура «горячего» теплоносителя (газа в цилиндре ДВС, адиабатическая температура стенки), t₀ — период изменения температуры стенки, L — толщина стенки (Рис. 1). Остальные обозначения стандартные.

Пусть известны примитивные (минимальные) периоды функций T_s и B. Тогда t_0 совпадает с общим наименьшим кратным примитивных периодов функций T_s и B и их произведения Π = T_s ·B.

Начиная с этого места, безразмерные переменные x и t не подчеркиваются. Они находятся в пределах 0 < x < 1 и $-\infty < t < \infty$. Распределение температуры в стенке задается в виде полинома по степеням x с коэффициентами функциями, зависящими от t. Полином:

$$T(x,t) = T_{w}(t)(1 + Bx - (B+1)x^{2}) - \Pi x(1-x),$$
(1)

удовлетворяет граничным условиям по координате х.

Уравнение Фурье равносильно интегральному соотношению: